

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Badji Mokhtar Annaba University
Université Badji Mokhtar – Annaba
Faculté de Technologie



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية التكنولوجيا

قسم الهندسة الميكانيكية

Département Génie Mécanique

Année 2023

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat En-Sciences

Spécialité : Génie Mécanique

Par :

KHADRAOUI Rachedi

Thème :

Étude et modélisation d'une machine frigorifique utilisant un cycle hybride à compression/éjection

Thèse soutenue le 18 janvier 2024 devant le jury composé de :

N°	Nom et prénom	Grade	Etablissement	Qualité
01	KHEZZAR Lyes	Prof.	Ecole Nationale Polytechnique de Constantine	Président
02	BOUMARAF Latra	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Rapporteur
03	NEMOUCHI Zoubir	Prof.	Université Frères Mentouri – Constantine 1	Examineur
04	LAOUAR Lakhdar	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Examineur

Remerciements

Louange à **Allah**, Seigneur de l'univers, qui m'a donné la force, le courage, et l'endurance jusqu'à l'accomplissement de ce modeste travail.

Je souhaite remercier mon directeur de thèse, Pr Boumaraf Latra, pour son support, sa patience et sa disponibilité durant de longues années. Elle a su me guider et m'encadrer au cours de cette aventure et son aide précieuse m'a toujours été utile. Je suis très heureux que vous ayez été mon directeur de thèse et extrêmement reconnaissant et privilégié d'avoir pu bénéficier de votre expertise.

Je tiens à exprimer ma gratitude au Professeur : Khezzar Lyes de l'école nationale polytechnique de Constantine d'avoir bien voulu accepter de présider le jury.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'avoir accepté de participer à ma soutenance de thèse et de relire mon manuscrit.

Je désire remercier aussi toutes les personnes qui m'ont apporté de près ou de loin leurs aides, leurs encouragements et leurs conseils et qui ont contribué ainsi à rendre possible la présentation de ce travail.

Ces remerciements ne seraient pas complets si j'oubliais ma famille qui m'a soutenu et motivé tout au long de mon cursus universitaire et d'autant plus sur ces derniers mois pour l'aboutissement de ce travail.

Dédicace

À mes parents, pour leurs sacrifices et dévouements,

À Karima, mon épouse, pour sa patience et sa compréhension,

À mes enfants, pour tout le bonheur qu'ils ont apporté à leurs parents,

À mon frère et à mes sœurs pour leurs encouragements.

À l'âme de mon beau-père, à ma belle-mère, à mes beaux-frères et à toute ma famille,

À ceux qui m'ont aidé à apprendre comment être et comment savoir,

Je dédie ce travail.

« Les épreuves ne cesseront d'atteindre le croyant dans sa personne, ses enfants et ses biens, jusqu'à ce qu'il rencontre Allah, Exalté soit-Il, [en étant] vierge de tout péché ! »

D'après Mus'ab ibn Saad (ibn Al Waqqas) a rapporté de son père qu'un homme dit: « Ô Messager d'Allah (ﷺ), Quels sont ceux qui subissent les épreuves les plus difficiles ? ». Il dit : Ceux qui ont les épreuves les plus difficiles sont les prophètes, puis ceux qui les suivent le mieux, puis ceux qui les suivent ; l'homme est éprouvé selon sa religion ; s'il tient bien à sa religion, son épreuve est plus difficile ; et s'il est souple dans sa religion, il est éprouvé selon sa religion ; et le serviteur ne cesse d'être soumis à l'épreuve jusqu'à ce qu'il marche sur terre sans avoir aucun péché (comme les anges) »

(Rapporté Par Tirmidhi dans ses Sounan n°2398, et Ibn Majah dans ses Sounan n° 4023 et authentifié par Cheikh Albani dans Silsila Sahiha n°143, Hadith Jayyid)

" دراسة ونمذجة جهاز تبريد يستخدم دورة هجينة بين ضاغط وقاذف "

الملخص :

يعد استخدام أنظمة التبريد بضغط البخار متعددة درجات الحرارة أو متعددة المبخرات أمراً شائعاً للغاية، خاصة عندما يكون التبريد المستقل لمقصورتين أو ثلاث حجرات في نفس الوحدة مطلوباً مثل وسائل النقل المُبرَّد ، الثلجات المنزلية الحديثة، السيارات الكهربائية، إلخ. من أجل زيادة كفاءة الطاقة لنظام التبريد التقليدي ثنائي المبخر ، يتم استخدام القاذف كصمام تمدد لاستعادة جزء من طاقة التمدد المتساوية السخانة (الإنتالبي) لرفع ضغط شفت الضاغط وبالتالي التقليل من قيمة عمل الإنضغاط الميكانيكي.

من أجل تقييم تأثير القاذف على أداء نظام التبريد الهجين الجديد ثنائي المبخر، تم تطوير نموذج رياضي لدورة تشغيله على أساس نظرية البعد الواحد للقاذف، كما يأخذ بعين الإعتبار تأثير الاحتكاك في منطقة الاحتلاط للقاذف. تم تطوير ومحاكاة هذا النموذج الرياضي بواسطة برنامج حل المعادلات الهندسية (EES).

في هذه الدراسة ، تم اختيار المبرد R134a كسائل تشغيل مرجعي فضلاً عن السوائل الصديقة للبيئة التالية R1234yf و R1234ze و R600 و R600a و R290 و R1270 و R717. يتم توفير بيانات الخصائص الديناميكية الحرارية وخصائص النقل لهذه المبردات من خلال استخدام مكتبة برنامج حل المعادلات الهندسية EES. أظهرت نتائج المحاكاة بشكل خاص أن R717 هو المبرد الذي يؤدي إلى أفضل تحسينات في أداء النظام الهجين مقارنةً بالنظام التقليدي لنفس ظروف التشغيل محققاً تحسناً في معامل الأداء قدره 19,92% مع تحسين بقدرة التبريد الحجمية بنسبة 26.34%. في حين أن سائل التبريد R1234yf يؤدي إلى أقل تحسينات في أداء النظام بحيث يحقق تحسين في معامل الأداء قدره 16.14% و تحسين بقدرة التبريد الحجمية قدره 22.11%. كما أظهرت النتائج أن هذين المعاملين يزدادان بزيادة درجة حرارة التبريد وانخفاض درجة حرارة التجمد. علاوة على ذلك، ينخفض التحسين في معامل الأداء مع ارتفاع درجة حرارة التكثيف، في حين يبقى التحسين بقدرة التبريد الحجمية غير قابل للتأثر لتغيرات هذه الحرارة.

في الخطوة الثانية، تمت دراسة تأثير إدخال مبادل حراري داخلي (IHx) على أداء نظام التبريد السابق من خلال تأثيرات التبريد الدوني والتسخين الفوق التي يسببها المبادل الحراري الداخلي.

عند تعيين و تثبيت ظروف العمل، تظهر النتائج أن تزويد جهاز التبريد الهجين بمبادل حراري داخلي IHx يمكن أن يحقق تحسينات في معامل الأداء (COP) من 5.2 إلى 10٪ مقارنةً بجهاز بدون مبادل حراري داخلي. تميل المبردات ذات حرارة التبخر الكامنة العالية مثل R717 إلى الاستفادة بشكل أقل من التبريد الفرعي الناجم عن المبادل الحراري الداخلي. تشير نتائج المحاكاة أيضاً إلى أن المائع المبردين R1234yf و R1234ze هما المبردات الأكثر استفادة من إضافة المبادل الحراري الداخلي لجهاز التبريد نظراً لانخفاض حرارة التبخر الكامنة لديهما. عند تعيين قيمة درجة تبريد دوني تساوي 10 درجات مئوية و معدل نقل الحرارة HTR يساوي 0.5، يكون التحسن في معامل الأداء بنسبة 7.7٪ و 6.91٪ على التوالي لكلا المائعين المبردين.

أظهرت النتائج أيضاً أن سعة التبريد الحجمية VCC ومعامل الأداء COP لنظام تبريد يعمل باستخدام المبرد R1234yf كانت أقل بنسبة 3.4٪ و 4.1٪ على التوالي من الذي يستخدم المبرد R134a، إلا أنه عند تزويد النظام بمبادل حراري داخلي IHx فإنه و باستخدام المبرد R1234yf ، تم تحسين سعة التبريد الحجمية VCC وقيمة معامل الأداء COP بشكل ملحوظ إلى 1.1٪ و 7.4٪ على التوالي أعلى من نظيره الذي يستخدم المبرد R134a.

بالإضافة إلى ذلك ، تم فحص تأثيرات ظروف التشغيل الخارجية من درجات حرارة وغيره فضلاً عن العديد من العوامل المتغيرة مثل قيمة التبريد الدوني ومعدل نقل الحرارة (HTR) للمبادل الحراري الداخلي (IHx) على أداء النظام.

كلمات مفتاحية: دورة التبريد، نظام ثنائي المبخر، قاذف، مبادل حراري داخلي، تحسين الأداء، مبردات صديقة للبيئة.

« Étude et modélisation d'une machine frigorifique utilisant un cycle hybride à compression/éjection »

Résumé :

L'utilisation des installations frigorifiques à compression mécanique multi-températures ou multi-évaporateurs est très courante, surtout là où le refroidissement indépendant de deux ou trois compartiments dans une seule unité est requis tel que les unités de transports frigorifiques, les nouveaux réfrigérateurs-congérateurs domestiques, les véhicules électriques, etc. Dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs, un éjecteur est utilisé comme détendeur afin de récupérer une partie de l'énergie de détente isenthalpique pour augmenter la pression d'aspiration du compresseur et diminuer ainsi le travail mécanique de compression.

Afin d'évaluer l'impact de l'éjecteur sur les performances du nouveau système frigorifique hybride à deux évaporateurs, un modèle mathématique de son cycle de fonctionnement basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur et incluant l'effet du frottement à la section de mélangeage, a été développé et simulé par le logiciel Engineering Equation Solver (EES). Les fluides frigorigènes considérés sont : le R134a qui est choisi comme fluide de référence et les fluides respectueux de l'environnement que sont R1234yf, R1234ze, R600a, R600, R717, R1270 et R290. Les propriétés thermodynamiques et de transport de ces fluides frigorigènes sont calculées à l'aide de la librairie d'EES.

Les résultats de la modélisation ont notamment montré que c'est l'ammoniaque (R717) qui conduit aux meilleures améliorations des performances du système hybride par rapport à celles du système conventionnel pour les mêmes conditions de fonctionnement, avec une amélioration du coefficient de performance de 19,92% et une amélioration de la capacité frigorifique volumétrique de 26,34%. Tandis que le R1234yf présente les moins élevées améliorations avec $COP_{imp}=16,14\%$ et $VCC_{imp}=22,11\%$. Les résultats ont aussi montré que ces deux paramètres augmentent avec l'augmentation de la température de réfrigération et la diminution de la température de congélation. Par ailleurs, le COP_{imp} diminue avec TC. Cependant, le VCC_{imp} reste insensible aux variations de cette dernière.

Dans une seconde étape, l'influence de l'insertion d'un IHX (échangeur de chaleur interne) sur les performances du système frigorifique hybride à compression/éjection a été étudiée. Ainsi, les effets du sous-refroidissement et de surchauffe induite par l'IHX ont été examinés.

Pour des conditions de fonctionnement fixes, les résultats indiquent que ce système hybride muni d'IHX peut parvenir à des améliorations du coefficient de performance (COP) de 5,2 à 10 % par rapport à celui sans IHX. Les fluides frigorigènes à grande chaleur latente de vaporisation tels que le R717 ont tendance à moins bénéficier du sous-refroidissement induit par l'IHX. Les résultats de modélisation ont aussi montré que le R1234yf et le R1234ze sont les fluides qui bénéficient le plus de l'apport de l'IHX en raison de leurs faibles chaleurs latentes de vaporisation. Pour une valeur de degré de sous-refroidissement égale à 10 °C et un HTR (Heat Thermal Ratio) de 0,5, l'amélioration du COP est de 7,7 % et 6,91 %, respectivement.

Les résultats ont aussi montré que la capacité volumétrique de refroidissement (VCC) et le coefficient de performance (COP) du système frigorifique hybride utilisant le R1234yf étaient respectivement inférieurs de 3,4 % et 4,1 % par rapport à ceux du R134a. Cependant, en présence de l'IHX, les valeurs de ces grandeurs pour le R1234yf se trouvent améliorées et deviennent supérieures à celles du R134a, respectivement de 1,1 % et 7,4 %.

De plus, l'influence des conditions de fonctionnement et de plusieurs paramètres tels que la valeur du degré de sous-refroidissement et celui du HTR de l'IHX sur les performances du système frigorifique hybride ont également été examinés.

Mots-clés : Cycle frigorifique, Système à double évaporateur, Éjecteur, Échangeur de chaleur interne, Amélioration de la performance, fluides frigorigènes respectueux de l'environnement.

« Study and modeling of a refrigeration machine using a compression/ejection hybrid cycle »

Abstract:

The use of multi-temperature or multi-evaporator vapor compression refrigeration systems is very common, especially where independent cooling of two or three compartments in a single unit is required such as refrigerated transport units, new domestic refrigerator-freezers, electric vehicles, etc. In order to increase the energy efficiency of the conventional two-evaporator refrigeration system, an ejector is used as an expansion device to recover part of the isenthalpic expansion energy to increase the suction pressure of the compressor and thus decrease the compression mechanical work. To increase the energy efficiency of the conventional two-evaporator refrigeration system, an ejector is used as an expansion device to recover part of the isenthalpic expansion energy to increase the suction pressure of the compressor and thus decrease the compression mechanical work.

In order to evaluate the impact of the ejector on the performance of the new hybrid refrigeration system with two evaporators, a mathematical model of its operating cycle based on the one-dimensional theory of the ejector and including the effect of friction in the mixing section, was developed and simulated by the Engineering Equation Solver (EES) software. The refrigerants considered are R134a, chosen as the reference fluid, and the environmentally friendly fluids R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270, and R717. The thermodynamic and transport properties of these refrigerants are calculated using the EES library.

The results of the simulation showed in particular that it is the R717 that leads to the best improvements in the performance characteristics of the hybrid system compared to those of the conventional system for the same operating conditions, achieving an improvement in the coefficient of performance of 19.92% and an improvement in volumetric cooling capacity of 26.34%. While the R1234yf leads to the least improvements with $COP_{imp}=16.14\%$ and $VCC_{imp}=22.11\%$. The results also showed that these two parameters increase with the increase of the refrigeration temperature and the decrease of the freezing temperature. Moreover, the COP_{imp} decreases with the condensing temperature. However, the VCC_{imp} remains insensitive to the T_c variations.

In the second step, the influence of the insertion of an internal heat exchanger (IHX) on the performance of the hybrid compression/ejection refrigeration system was studied. Thus, the effects of IHX-induced subcooling and superheating were examined.

For fixed operating conditions, the results show that the hybrid refrigeration system with IHX can achieve improvements in the coefficient of performance (COP) of 5.2 to 10% compared to that without IHX. High latent heat of vaporization refrigerants such as R717 tends to benefit less from IHX-induced sub-cooling. The simulation results also indicated that R1234yf and R1234ze are the fluids that benefit most from the addition of IHX due to their low latent heats of vaporization. For a sub-cooling degree value equal to 10 °C and an HTR (Heat Thermal Ratio) of 0.5, the improvements in COP are 7.7% and 6.91%, respectively.

The results also showed that the volumetric cooling capacity (VCC) and the COP of the hybrid refrigeration system using R1234yf were respectively 3.4% and 4.1% lower than those of R134a. However, in the presence of IHX, the values of these characteristics with R1234yf are improved and become higher than those of R134a, respectively by 1.1% and 7.4%.

In addition, the effects of the operating conditions as well as those of several parameters such as the value of the sub-cooling degree and that of the HTR of the IHX on the performance of the hybrid refrigeration system were also examined.

Keywords: Refrigeration cycle, Dual-evaporator system, Ejector, IHX, Performance improvement, Environmentally friendly-refrigerants.

Symboles (les variables) :

a	: vitesse du son	[m/s]
A	: Aire	[mm ²]
d	: diamètre	[mm]
f	: facteur de frottement	[-]
h	: enthalpie	[kJ/kg]
L	: longueur	[mm]
\dot{m}	: débit massique	[kg/s]
P	: pression	[Pa]
q	: quantité de chaleur spécifique	[kJ/kg]
q _F	: production frigorifique nette (ou effet frigorifique spécifique)	[kJ/kg]
Q̇	: puissance thermique/frigorifique	[J/s]
s	: entropie	[J/kg.K]
Re	: nombre de Reynolds	[-]
t	: temp	[s]
T	: température	[°C]
U	: facteur d'entraînement	[-]
V	: vitesse	[m/s]
W	: travail spécifique mécanique	[kJ/kg]
Ẇ	: puissance mécanique	[W]
X	: distance	[mm]
x	: titre en vapeur	[-]

Abréviation (listes des acronymes) :

ANSI	: american national standards institute
ASHRAE	: american society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers
BP	: basse pression
CAM	: mélange à section constante
CFC	: chlorofluorocarbures
CFD	: mécanique des fluides numérique
COP	: coefficient de performance
CPM	: mélange à pression constante
DEERC	: système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs
EERC	: cycle frigorifique à éjecteur-expansion

EES	: engineering equation solver	
EN	: norme européenne	
EV	: évaporateur	
GWP	: potentiel de réchauffement global	
HC	: hydrocarbures	
HCFC	: hydrochlorofluorocarbures	
HFC	: hydrofluorocarbures	
HFO	: hydrofluorooléfines	
HP	: haute pression	
HTR	: taux de transfert thermique	[-]
IHX	: échangeur de chaleur interne	
ISO	: organisation internationale de normalisation	
ODP	: potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone	
PAC	: pompe à chaleur	
PFV	: production frigorifique volumétrique	
PLR	: rapport de compression de l'éjecteur	[-]
RC	: rapport de compression	[-]
SLHX	: suction line heat exchanger	
TLV	: valeur limite d'exposition	
TWA	: moyenne pondérée dans le temps	
VCC	: capacité frigorifique volumétrique	[kJ/m ³]
VCRS	: vapor compression refrigeration system	

Indices et exposants :

*	: col de la tuyère primaire
C	: chaud / Carnot
c	: condenseur / sous-refroidissement
comp	: compression
e	: évaporateur
ej	: éjecteur
ev1	: évaporateur réfrigérateur
ev2	: évaporateur congélateur
ex	: externe / exergétique
F	: froid ou frigorifique
imp	: amélioration
in	: interne

is	: isentropique
L	: liquide
M	: motrice
m	: mélange
p	: primaire
s	: sorie / secondaire
sat	: saturation
T	: total
v	: vapeur

Symboles grecs (grecques) :

Δ	: différence	[-]
φ	: module de la tuyère motrice	[-]
ϕ	: module de l'éjecteur	[-]
ε	: rapport moteur	[-]
η	: rendement	[-]
ρ	: masse volumique	[kg/m ³]
Γ	: rapport des pressions génératrices	[-]
μ	: viscosité dynamique	[Pa.s]
v	: volume spécifique	[m ³ /kg]

Figure 1.1: Schémas de principes d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur	5
Figure 1.2: Schémas de principes des machines frigorifiques ditherme et tritherme.....	6
Figure 1.3: Machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène et différents modes d'aspiration des vapeurs formées dans l'évaporateur.....	10
Figure 1.4: Schéma d'une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur conventionnel	11
Figure 1.5: Diagramme de Mollier P, h du cycle frigorifique conventionnel à compression de vapeur	12
Figure 1.6: Cycle frigorifique de Carnot.....	13
Figure 1.7: Diagramme de Mollier (enthalpique) du système frigorifique à compression mécanique de vapeur de référence	15
Figure 1.8: Comparaison entre le cycle Carnot et le cycle VCRS théorique	18
Figure 1.9: Illustration de l'augmentation du travail net dans le cycle VCRS théorique.....	19
Figure 1.10: Cycles frigorifiques d'un système à compression de vapeur conventionnel	20
Figure 1.11: Schéma d'un VCRS simple avec échangeur de chaleur interne (IHX).....	21
Figure 1.12: Cycle d'un VCRS simple avec et sans échangeur interne (IHX).....	21
Figure 1.13: Schéma et cycle d'un VCRS simple avec chambre flash.....	22
Figure 1.14: Schéma et cycle d'un VCRS simple avec accumulateur.....	23
Figure 1.15: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur	24
Figure 1.16: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur et IHX (position classique).....	24
Figure 1.17: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur et IHX (nouvelle position).....	25
Figure 1.18: Différentes configurations du VCRS :.....	26
Figure 1.19: Schéma et cycle d'un VCRS à deux évaporateurs avec éjecteur comme détendeur.	27
Figure 1.20: Schéma et cycle d'un VCRS à un seul niveau d'évaporation et à deux étages de compression.....	27
Figure 1.21: Schéma et cycle d'un VCRS en cascade.	28
Figure 2.1: Systèmes de production du froid créés entre 1755 et 1834	33
Figure 2.2: Systèmes de production du froid créés entre 1859 et 1876	34
Figure 2.3: Processus d'appauvrissement de la couche d'ozone entre 1979 et 2008	35
Figure 2.4: Principe de l'effet de serre « Réchauffement climatique ».....	36

Figure 2.5: Progression dans l'utilisation des différents types de frigorigènes.....	36
Figure 2.6: Classification des fluides frigorigènes.....	38
Figure 2.7: Diagrammes P, T et P, h des fluides de remplacement du R134a	45
Figure 2.8: Exemple d'une courbe isotherme représentant le glissement d'un mélange zéotropique .	46
Figure 2.9: Exemple des isomères R134a et R134.....	49
Figure 2.10: Exemple des isomères R245ca et R245fa.....	50
Figure 3.1: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel.....	58
Figure 3.2: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel avec IHX	58
Figure 3.3: Cas de la compression à deux étages avec IHX et refroidissement intermédiaire.....	58
Figure 3.4: Cas de la compression à deux étages avec réservoir de détente.....	58
Figure 3.5: Cas de la compression à deux étages avec IHX.....	58
Figure 3.6: Cas de la compression à deux étages avec sous-refroidissement mécanique	59
Figure 3.7: Cas du cycle avec récupération de travail à l'aide d'un expander	59
Figure 3.8: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel à éjecteur	59
Figure 3.9: L'amélioration du COP et VCC par l'ajout d'un IHX [60].....	60
Figure 3.10: Schéma et cycle (P,h) du système frigorifique étudié par Aprea et al. [61]	61
Figure 3.11: L'effet de l'insertion d'un IHX sur le COP du système étudié par Navarro-Esbrí et al. [65]	61
Figure 3.12: Effet de l'insertion d'un IHX sur le COP, Mota-Babiloni et al. [67]	62
Figure 3.13: Performances d'un système frigorifique avec et sans détente motrice [83].	66
Figure 3.14: Nombre de publications annuelles dans " International Journal of Réfrigération" depuis 1995 contenant le mot-clé "éjecteur"	67
Figure 3.15: Section de l'éjecteur de Giffard.....	70
Figure 3.16: L'éjecteur de M. Leblanc	71
Figure 3.17: Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position [113].....	73
Figure 3.18: Comparaison entre un éjecteur de type mélange à section constante et un éjecteur de type mélange à pression constante.	75
Figure 3.19: Paramètres géométriques de l'éjecteur	75
Figure 3.20: Aperçu des différents systèmes frigorifiques à éjecteur [97].....	78
Figure 3.21: Principe de fonctionnement d'un éjecteur monophasique.	79
Figure 3.22: schémas de principe des cycles frigorifiques : conventionnel (VCRS) et muni d'un éjecteur-détendeur (EERC)	80

Figure 3.23: Modèle d'éjecteur développé par Huang et al et ces modes de fonctionnement [130]....	82
Figure 3.24: Modèle de mélange à section constante développé par Yapici and Ersoy [132].....	83
Figure 3.25: Conception optimale pour le R123 dans différentes conditions d'exploitation [132].....	84
Figure 3.26: Distribution de la pression statique sur les parois d'un éjecteur [143]	85
Figure 3.27: Variations du nombre de Mach et de la pression statique dans l'éjecteur à vapeur [144]	85
Figure 3.28: Schéma du bon d'essai de Menegay et Kornhauser [149].....	87
Figure 3.29: Cycle transcritique de CO ₂ doté d'un éjecteur, amélioré par Li et Groll [13].....	88
Figure 3.30: Profil de pression de l'éjecteur diphasique avec différentes longueurs de section de mélange	89
Figure 3.31: Schémas de principe du cycle frigorifique à deux évaporateurs : (a) cycle d'éjecteur entraîné par la vapeur saturée et (b) cycle d'éjecteur entraîné par la vapeur surchauffée	90
Figure 3.32: Schéma et cycle d'un système frigorifique à éjecteur et à deux évaporateurs proposé par Oshitani et al. [154].....	91
Figure 3.33: Ensemble évaporateur et éjecteur à deux niveaux de température commercialisé pour la climatisation d'une cabine d'automobile [158].....	92
Figure 3.34: Schéma et cycle d'un système frigorifique à éjecteur et à deux évaporateurs proposé par Burk et al. [159]	92
Figure 3.35: Nouveau système multi-évaporateur proposé par Kairouani [160]	93
Figure 3.36: Trois configurations du cycle à éjecteur pour les systèmes multi-évaporateurs [161]	93
Figure 3.37: Système à éjecteur bi-étagé et à double évaporateur modifié pour le cycle transcritique au CO ₂ [162]	94
Figure 3.38: Conception d'un éjecteur à double buse/tuyère par Zhu et al. [163].....	94
Figure 4.1: Schéma du cycle frigorifique à deux évaporateurs avec bouteille intermédiaire (Séparateur Liquide-Vapeur).....	96
Figure 4.2: Diagramme P-h du cycle frigorifique conventionnel à deux évaporateurs.....	97
Figure 4.3: Effet de la nature du fluide sur le coefficient de performance du système conventionnel à compression de vapeur avec deux évaporateurs.....	101
Figure 4.4: Effet de la nature du fluide sur le travail spécifique mécanique et le débit massique total du cycle	101
Figure 4.5: Effet de la nature du fluide sur les débits massiques du cycle.....	102
Figure 4.6: Effet de la nature du fluide sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle.....	102
Figure 4.7: Effet de la température de condensation sur le coefficient de performance du cycle.....	103
Figure 4.8: Effet de la température de condensation sur le coefficient de performance du cycle (Image Zoom).....	103

Figure 4.9: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle	104
Figure 4.10: Effet de la température de condensation sur le débit massique total du cycle.....	104
Figure 4.11: Effet de la température de condensation sur les débits massiques des deux évaporateurs du cycle	105
Figure 4.12: Effet de la température de condensation sur le rapport de compression du cycle	105
Figure 4.13: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le coefficient de performance du système.....	106
Figure 4.14: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur les débits massiques des deux évaporateurs du cycle	106
Figure 4.15: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle	107
Figure 4.16: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur la capacité frigorifique volumétrique du système (Zoom pour deux frigorigènes)	107
Figure 4.17: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur le rapport de compression du cycle	108
Figure 4.18: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le coefficient de performance du système.....	108
Figure 4.19: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le coefficient de performance du système (Zoom).....	109
Figure 4.20: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du système.....	109
Figure 4.21: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle (Zoom).....	110
Figure 4.22: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur les débits massiques du système (Zoom pour deux fluides).....	110
Figure 4.23: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le rapport/taux de compression du cycle	111
Figure 4.24: Schéma d'un système frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs DEERC	112
Figure 4.25: Diagramme P-h d'un système frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs DEERC	113
Figure 4.26: Schéma de l'éjecteur.....	114
Figure 4.27: Schéma de l'organigramme de calcul des paramètres thermodynamique au col de la tuyère motrice.....	118
Figure 4.28: Effet de frottement de l'écoulement du fluide dans la chambre de mélangeage de l'éjecteur sur les performances du système	125

Figure 4.29: Comparaison entre les résultats expérimentaux de la littérature et les résultats calculés par le modèle	126
Figure 4.30: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le taux d'entraînement de l'éjecteur.....	127
Figure 4.31: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le taux d'entraînement de l'éjecteur pour le R134a	128
Figure 4.32: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur les débits massiques pour le R134a	128
Figure 4.33: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur les puissances frigorifiques	129
Figure 4.34: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le coefficient de performance du cycle	129
Figure 4.35: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle	130
Figure 4.36: Effet de la chute de pression de l'écoulement dans la tuyère d'aspiration sur les rapports de compression (cycle et éjecteur)	130
Figure 4.37: Effet de la nature du fluide sur le facteur d'entraînement et le COP du système hybride DEERC.....	131
Figure 4.38: Amélioration apportée au cycle par l'intégration de l'éjecteur pour différents frigorigènes	131
Figure 4.39: Comparaison du rapport de compression entre le système conventionnel et le nouveau système hybride DEERC.....	132
Figure 4.40: Valeurs du RC_{imp} (réduction du rapport de compression) en fonction de la nature de fluide.....	132
Figure 4.41: Effet de la nature du fluide sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle.....	133
Figure 4.42: Effet de la nature du fluide sur les rapports de compression (cycle et éjecteur).....	133
Figure 4.43: Effet de la température de condensation sur le COP du système DEERC	134
Figure 4.44: Effet de la température de condensation sur l'amélioration du COP du cycle DEERC	134
Figure 4.45: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC et de son amélioration	135
Figure 4.46: Effet de la température de condensation sur le rapport de compression du cycle DEERC	135
Figure 4.47: Effet de la température de condensation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur EV1 du cycle DEERC	136
Figure 4.48: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur les performances de l'éjecteur et du cycle DEERC	137
Figure 4.49: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur les puissances frigorifiques du cycle DEERC	137

Figure 4.50: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur l'amélioration du COP du système DEERC	138
Figure 4.51: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du système DEERC.....	138
Figure 4.52: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le rapport de compression du cycle DEERC	139
Figure 4.53: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le rapport de compression de l'éjecteur du cycle DEERC	139
Figure 4.54: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur le facteur d'entraînement de l'éjecteur du système DEERC.....	140
Figure 4.55: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur le COP du cycle DEERC	140
Figure 4.56: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération du cycle DEERC	141
Figure 4.57: Effet de la température de congélation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation du cycle DEERC.....	141
Figure 4.58: Effet de la température de congélation sur la capacité frigorifique volumétrique du système DEERC.....	141
Figure 4.59: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC	142
Figure 4.60: Effet de la température de congélation sur le rapport de compression du cycle DEERC	142
Figure 4.61: Effet de la température de congélation sur le rapport de compression de l'éjecteur du système DEERC.....	143
Figure 4.62: Schéma d'un système frigorifique hybride à compression / éjection avec deux évaporateurs à vapeur saturée munis d'un IHX	146
Figure 4.63: Diagramme P-h d'un système frigorifique hybride à compression / éjection avec deux évaporateurs à vapeur saturée munis d'un IHX	146
Figure 4.64: Comparaison du COP entre les trois systèmes étudiés	151
Figure 4.65: Amélioration apportée aux performances du cycle par l'ajout d'un IHX pour différents fluides frigorigènes.....	152
Figure 4.66: Effet apportée à la capacité frigorifique volumétrique du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents réfrigérants.....	152
Figure 4.67: Amélioration apportée à la capacité frigorifique volumétrique du cycle par l'ajout d'un IHX pour différents fluides frigorigènes.....	153
Figure 4.68: Effet apportée à la puissance frigorifique de l'évaporateur réfrigération du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents frigorigènes	153
Figure 4.69: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP du cycle $DEERC_{IHX}$ pour les différents fluides frigorigènes	154

Figure 4.70: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP_{imp} du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes	154
Figure 4.71: Effet apportée à les puissances frigorifiques du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents fluides frigorigènes	155
Figure 4.72: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes	155
Figure 4.73: Effet du taux de transfert thermique HTR sur le coefficient de performance du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes.....	156
Figure 4.74: Effet du taux de transfert thermique HTR sur le COP_{imp} du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes	156
Figure 4.75: Effet du taux de transfert thermique HTR sur la puissance mécanique du cycle	157
Figure 4.76: Effet du taux de transfert thermique HTR sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle	157
Figure 4.77: Effet du taux de transfert thermique HTR sur VCC_{imp} du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes	157
Figure 4.78: Effet de la température de condensation sur le COP du cycle DEERC _{IHX} pour les différents fluides frigorigènes	158
Figure 4.79: Effet de la température de condensation sur l'amélioration du coefficient de performance COP_{imp} du cycle DEERC _{IHX}	159
Figure 4.80: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC _{IHX}	159
Figure 4.81: Effet de la température de condensation sur l'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique VCC_{imp} du cycle DEERC _{IHX}	160
Figure 4.82: Effet de la température de condensation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération du cycle DEERC _{IHX}	160
Figure 4.83: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur le COP du système DEERC _{IHX}	161
Figure 4.84: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur l'amélioration du COP du système DEERC _{IHX}	161
Figure 4.85: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur l'amélioration du COP du système DEERC _{IHX}	162
Figure 4.86: Effet de la température d'évaporateur de réfrigération sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC _{IHX}	162
Figure 4.87: Effet de la température d'évaporateur de réfrigération sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC _{IHX}	163
Figure 4.88: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur le COP du système DEERC _{IHX}	163
Figure 4.89: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur l'amélioration du COP du système DEERC _{IHX}	164

Figure 4.90: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du cycle
DEERC_{IHX} 164

Figure 4.91: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du système
DEERC_{IHX} 165

Figure 4.92: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du cycle
DEERC_{IHX} 165

Tableau 1.1: Phénomènes exothermiques et endothermiques permettant le transférer de chaleur dans une machine frigorifique	7
Tableau 1.2: Couples utilisés pour les systèmes frigorifiques à absorption.....	9
Tableau 2.1: Températures d'ébullition et chaleurs latentes d'évaporation de quelques fluides frigorigènes.....	32
Tableau 2.2: Chronologie des réglementations sur les fluides frigorigènes [23-27].....	37
Tableau 2.3: Les différentes séries de réfrigérants.....	47
Tableau 2.4: L'alphabet des isomères de position des dérivés du propane.....	50
Tableau 2.5: Isomères fluorés possibles avec les bases R1225, R1234 et R1243	51
Tableau 2.6: Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité.....	54
Tableau 2.7: Informations de sécurité pour les fluides frigorigènes naturels et les HFO les plus couramment utilisés [47].....	54
Tableau 2.8: Propriétés et groupe de sécurité des principaux fluides frigorigènes selon la norme ASHRAE 34 [48].	55
Tableau 3.1: Classification de l'éjecteur [97].....	69

المُلخَص:	i
Résumé :	ii
Abstract:	iii
Nomenclature	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	xv
Introduction Générale	1
CHAPITRE 1 : Théorie des machines frigorifiques	4
1.1 Introduction	4
1.2 Rappels thermodynamiques	4
1.3 Classification des machines frigorifiques dépendant du mode de fonctionnement	6
1.3.1 Phénomènes de transfert thermique	6
1.3.2 Machine utilisant la vaporisation d'un frigorigène	8
1.3.2.1 Système frigorifique à compression mécanique	8
1.3.2.2 Système frigorifique à éjection	8
1.3.2.3 Système frigorifique à absorption	8
1.3.2.4 Système frigorifique à adsorption	9
1.4 Présentation de la machine frigorifique à compression mécanique	10
1.4.1 Description du système frigorifique conventionnel à compression de vapeur	10
1.4.2 Représentation graphique du système frigorifique théorique	12
1.4.2.1 Le cycle Carnot	13
1.4.2.2 Cycle frigorifique de référence	14
1.4.2.3 Cycle frigorifique à compression de vapeur standard ou théorique	17
1.4.2.4 Cycle frigorifique à compression de vapeur parfait	19
1.4.2.5 Cycle frigorifique à compression de vapeur réel	20
1.5 Différents types d'installations frigorifiques à compression mécanique	20
1.5.1 VCRS mono-étagé avec un échangeur de chaleur interne (IHX)	21
1.5.2 VCRS mono-étagé avec séparateur de liquide de type "chambre flash"	22
1.5.3 VCRS mono-étagé avec accumulateur	22
1.5.4 VCRS avec éjecteur comme détendeur	23

1.5.5	VCRS avec éjecteur comme détendeur et IHX	24
1.5.6	VCRS à deux évaporateurs.....	25
1.5.7	VCRS à deux évaporateurs avec éjecteur comme détendeur	26
1.5.8	VCRS à deux étages de compression	27
1.5.9	VCRS à plus de deux étages de compression.....	28
1.5.10	Cycles en cascade.....	28
1.6	Conclusion.....	29
CHAPITRE 2 : Les fluides frigorigènes		30
2.1	Avant-propos	30
2.2	Introduction	30
2.3	Définition.....	31
2.4	Historiques.....	32
2.5	Différents types de frigorifiques.....	37
2.5.1	Frigorigènes primaires.....	37
2.5.2	Frigorifiques secondaires.....	38
2.6	Classification des fluides frigorigènes.....	38
2.6.1	Fluides frigorigènes purs (*).....	39
2.6.1.1	Les éléments simples.....	39
2.6.1.2	Les frigorigènes naturels	39
2.6.1.2.1	Les composés naturels inorganiques (**)	39
2.6.1.2.2	Les composés naturels organiques	41
2.6.1.3	Les fluides frigorigènes synthétiques	42
2.6.1.3.1	Fluides frigorigènes synthétiques stables dans l'air	42
2.6.1.3.1.1	Les Chlorofluorocarbures (CFC) :.....	42
2.6.1.3.1.2	Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) :	43
2.6.1.3.1.3	Les Hydrofluorocarbures (HFC) :	43
2.6.1.3.2	Fluides frigorigènes synthétiques non stables dans l'air	44
2.6.2	Mélanges de fluides frigorigènes.....	45
2.6.2.1	Mélanges azéotropes :	45
2.6.2.2	Mélanges zéotropes :	45
2.7	Terminologie et nomenclature.....	46
2.7.1	Fluorocarbures et dérivés (Séries 000, 100, 200, 300 et 1000) :	47

2.7.1.1	Réfrigérants à base d'éthane : (chaîne de 2 carbones)	49
2.7.1.2	Réfrigérants à base de propane : (chaîne de 3 carbones).....	49
2.7.1.3	Hydro-fluoro-oléfines, isomères et stéréo-isomères (*).....	51
2.7.2	Mélanges des fluides (Séries 400 et 500) :.....	52
2.7.3	Composés organique (Séries 600) :.....	52
2.7.4	Composés non organiques (Séries 700) :	52
2.8	Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité	52
2.9	Conclusion.....	56
CHAPITRE 3 : Étude Bibliographique.....		57
3.1	Contexte.....	57
3.1.1	Cycles avec échangeur de chaleur interne.....	59
3.1.2	Cycles avec plusieurs étages de compression et/ou de détente	62
3.1.3	Cycles avec récupération de travail.....	64
3.1.3.1	Récupération du travail de détente à l'aide des expanders.....	65
3.1.3.2	Récupération du travail de détente à l'aide d'un éjecteur.....	66
3.1.3.3	La combinaison IHX + éjecteur	68
3.2	Etude de l'éjecteur.....	68
3.2.1	Historique	69
3.2.2	Application de l'éjecteur	72
3.2.3	Principe de fonctionnement de l'éjecteur	73
3.2.4	Grandeurs adimensionnelles caractéristiques d'un éjecteur.....	75
3.2.4.1	Grandeurs géométriques.....	75
3.2.4.2	Grandeurs thermodynamiques.....	77
3.3	Intégration de l'éjecteur dans les systèmes frigorifiques.....	77
3.4	Développement du modèle d'éjecteur.....	81
3.5	Performances du système frigorifique utilisant un éjecteur comme détendeur (EERC) ...	86
3.6	Application de l'EERC aux systèmes frigorifiques multi-évaporateurs	89
3.7	Conclusion.....	94
CHAPITRE 4 : Modélisation et Analyse.....		96
4	96
4.1	Cycle conventionnel à deux évaporateurs	96
4.1.1	Description du cycle.....	96

4.1.2	Analyse énergétique	98
4.1.3	Détermination des états du cycle.....	99
4.1.4	Résultats et discussion.....	100
4.1.5	Conclusion.....	111
4.2	Système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs	112
4.2.1	Description du cycle.....	112
4.2.2	Analyse énergétique	114
4.2.3	Détermination des états du cycle.....	116
4.2.3.1	Modélisation de l'écoulement du fluide moteur	116
4.2.3.2	Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire.....	119
4.2.3.3	Modélisation de l'écoulement du mélange	120
4.2.3.4	Calcul des performances :	124
4.2.4	Validation du Modèle.....	125
4.2.5	Résultats et discussion.....	126
4.2.5.1	Effet de la chute de pression ΔP de l'écoulement dans la tuyère secondaire	127
4.2.5.2	Effet de la nature du fluide sur les performances du cycle.....	131
4.2.5.3	Effet de la température de condensation sur les performances du cycle	134
4.2.5.4	Effet de la température de réfrigération T_{ev1} sur les performances du cycle	136
4.2.5.5	Effet de la température de congélation T_{ev2} sur les performances du cycle.....	139
4.2.6	Conclusion.....	143
4.3	Système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs avec IHX....	145
4.3.1	Description du cycle.....	145
4.3.2	Analyse énergétique	148
4.3.3	Détermination des états du cycle.....	148
4.3.3.1	Modélisation de l'écoulement du mélange	148
4.3.3.2	Calcul des performances :	150
4.3.4	Résultats et discussion.....	151
4.3.4.1	Effet de la nature du fluide sur les performances du système	151
4.3.4.2	Effet du degré de sous-refroidissement ΔT sur les performances du cycle.....	154
4.3.4.3	Effet du taux de transfert thermique sur les performances du cycle.....	156
4.3.4.4	Effet de la température de condensation sur les performances du cycle	158
4.3.4.5	Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur les performances du cycle.....	161

4.3.4.6	Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur la performance du cycle.....	163
4.3.5	Conclusion.....	166
	Conclusion Générale	167
	Références :	a

Introduction

Générale

Avec le développement de la technologie et l'accroissement rapide de la population mondiale, la consommation et par conséquent la demande en énergie ne cesse d'augmenter. Près de 15% de la production mondiale de l'électricité est destinée aux processus de climatisation et réfrigération de divers types, d'après l'Institut International du Froid (IIF/IIR).

De plus, la demande de pointe d'électricité pendant l'été est accentuée par la propagation des appareils de climatisation. La production de froid est employée dans plusieurs domaines et secteurs, leurs applications vont de l'industrie à la maison (telles que l'industrie chimique, l'industrie agro-alimentaire et le secteur résidentiel) toujours dans le but d'offrir un confort à l'être humain sous de nombreuses formes (climatisation, refroidissement de procédés industriels ou conservation de denrées périssables).

Cependant, cela ne va pas sans conséquence sur notre environnement. L'utilisation d'une variété de réfrigérants halogénés et l'usage de combustibles fossiles pour l'alimentation électrique causent également des problèmes environnementaux, notamment l'appauvrissement de la couche d'ozone et le réchauffement climatique.

Il est bien connu que la couche d'ozone stratosphérique agit comme un bouclier contre le rayonnement solaire ultraviolet nocif. Au cours de précédentes décennies, des chercheurs ont découvert que le chlore libéré par les réfrigérants CFC synthétiques migre vers la stratosphère et détruit les molécules d'ozone, provoquant des risques pour la santé humaine notamment. Depuis le protocole de Montréal en 1987, des accords et protocoles internationaux ont été signés afin de réduire puis remplacer ces fluides frigorigènes. Cependant, les problèmes environnementaux des fluides frigorigènes, lorsqu'ils sont libérés, ne sont pas uniquement liés à l'appauvrissement de la couche d'ozone.

En effet, les fluides frigorigènes HFC étaient totalement inoffensifs sur la couche d'ozone, cependant, ils avaient un grand potentiel de réchauffement climatique (GWP). En 1997, les HFC sont déclarés comme des composés cible pour les émissions des GES (gaz à effet de serre) en vertu des accords de Kyoto. L'un de ces fluides frigorigènes est le R134a, avec un GWP (sur 100 ans) de 1430 est largement utilisé dans la réfrigération et dans la climatisation.

Dans une perspective de développement durable et d'utilisation plus rationnelle de l'énergie fossile, trouver des technologies innovantes qui permettent de concilier les exigences d'une chaîne de climatisation et du froid efficace avec une minimisation des impacts environnementaux sans compromettre le confort humain constitue un défi majeur pour la recherche scientifique.

Ainsi, les économies d'énergie et la substitution des réfrigérants sont deux aspects principaux du développement de la technologie de réfrigération. Il existe de nombreuses façons d'améliorer les performances d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur, telles que la modification de la structure du système, l'amélioration des efficacités des composants et l'utilisation des fluides frigorifiques efficaces.

Cette étude a pour objectif d'améliorer les performances énergétiques d'un cycle frigorifique à deux niveaux de température en utilisant des fluides frigorigènes respectant de l'environnement.

Pour cela, le cycle du système frigorifique à deux évaporateurs conventionnels est modifié dans une première étape par l'incorporation d'un éjecteur utilisé comme dispositif de détente afin d'augmenter la pression d'aspiration du compresseur.

Dans une seconde étape, un échangeur de chaleur interne (IHX) est inséré dans le nouveau système frigorifique à double évaporateur et compression/éjection. L'incorporation d'un IHX dans un système frigorifique à compression de vapeur est souvent l'option la plus simple et la plus courante pour obtenir une augmentation des performances énergétiques du cycle frigorifique de base.

En effet, son inclusion favorise un sous-refroidissement du liquide provenant du condenseur, ce qui empêche la présence de "gaz flash" à l'entrée du détendeur ; et une surchauffe du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur, ce qui évite la possibilité de présence de liquide à l'aspiration du compresseur.

Plusieurs études montrent que des coefficients de performance élevés peuvent être atteints en combinant à la fois un éjecteur avec un IHX, même si les deux dispositifs sont en concurrence dans la réduction des pertes du processus d'étranglement dans les détendeurs classiques.

Les fluides frigorigènes pris en compte dans ce travail sont en plus du R134a qui sert de fluide de référence, les fluides naturels ou bien synthétiques à faible GWP suivants : R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et R717.

Outre une introduction et une conclusion générale, cette thèse est articulée autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à quelques généralités et rappels concernant les concepts généraux des systèmes frigorifiques et l'analyse des divers processus permettant la production de la climatisation et du froid. Par ailleurs, les différentes méthodes d'amélioration des performances énergétiques du système frigorifique à compression mécanique de vapeur sont présentées et discutées.

Le chapitre 2 est dédié à une étude détaillée des différents fluides frigorigènes. En particulier, la classification, la nomenclature et les critères de sélection du réfrigérant y sont présentés et en détails.

L'état de l'art et une analyse bibliographique du thème de recherche de cette thèse sont présentés au troisième chapitre.

Enfin, le dernier (quatrième) chapitre est consacré aux modélisations et analyses des systèmes frigorifiques à deux évaporateurs (conventionnel, hybride à compression/éjection et hybride à compression/éjection avec insertion d'un IHX). Les résultats des différentes simulations y sont présentés, discutés et comparés.

Finalement, la thèse est clôturée par une conclusion générale et quelques perspectives.

Chapitre 1 :

Théorie
des machines frigorifiques

"Quel système frigorifique"

1.1 Introduction

La génération du froid équivaut à l'absorption de chaleur, puisque fournir du froid à un milieu ou à un corps, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par une diminution de sa température et très fréquemment par des changements d'état : tels que l'évaporation et la sublimation. Ces effets du froid dans leur grande diversité sont au service de l'homme.

L'homme a rapidement réalisé que les produits et les aliments périssables pouvaient être mieux stockés et conservés en hiver qu'en été, d'où l'idée d'utiliser le froid de manière naturelle sans l'utilisation de machines à travers la production de glace. Cette dernière était souvent ramenée des zones froides ou gelées en hiver et stockés et conservée dans des chambres froides aux parois calorifuges. Le fait de constater que le mélange de certains sels avec de l'eau réduise considérablement la température a également prédit le potentiel de production de froid. Toutes ces idées naturelles et simples, associées à des connaissances approfondies de la thermodynamique pour la production du froid ont favorisé le développement des premiers systèmes de réfrigération.

1.2 Rappels thermodynamiques

Rappelons tout d'abord que « *la chaleur ne pouvant pas être transférée spontanément d'un corps froid à un autre chaud* ». Il s'agit de l'énoncé de Clausius sur la deuxième loi de la thermodynamique. Ainsi, si nous voulons transférer de la chaleur dans une direction anti-naturelle d'un environnement froid à un autre chaud, il est nécessaire, d'une part, d'imaginer et d'implanter un système thermique particulier et, d'autre part, de l'alimenter en énergie.

Dans ce cas, le rôle du système est d'extraire la chaleur du milieu ou du corps pour le refroidir ou le maintenir à une température plus basse que l'environnement ambiant moyennant un apport énergétique. En d'autres termes, il s'agit de produire du froid. Ce système thermique qui réalise ce processus porte naturellement le nom de système ou machine de réfrigération. L'effet bénéfique réside dans le froid produit (ou la chaleur extraite) à la source de froid, Figure 1.1(a). En revanche, si l'objectif est de produire de la chaleur pour chauffer un corps ou un milieu où le maintenir à une température assez élevée grâce à la chaleur gratuite (air, eau ou processus industriel) prélevée à une température inférieure, on a alors affaire à ce que l'on appelle communément Pompe à Chaleur (PAC). Ainsi, l'effet bénéfique est donc la chaleur rejetée au puits chaud, Figure 1.1(b). Si les schémas, le principe de fonctionnement et souvent la technologie de la PAC et de la machine frigorifique sont semblables, les buts sont différents.

Dans certains cas particuliers, le froid généré à la source froide et la chaleur rejetée au puits chaud peuvent être utilisés en même temps. On appelle communément de tels systèmes thermo-frigo-pompes [1].

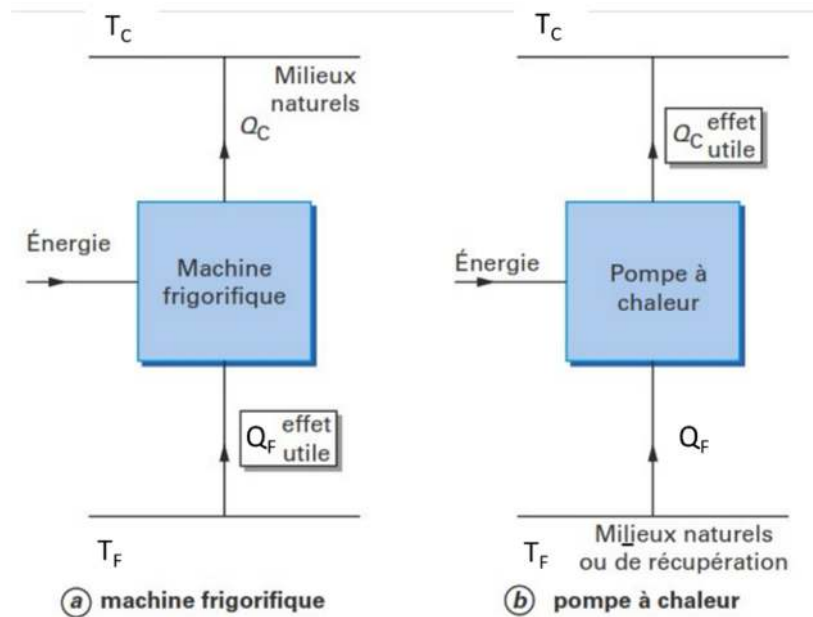


Figure 1.1: Schémas de principes d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur

Afin de faire fonctionner ces systèmes thermiques, on les alimente avec [2] :

- soit une énergie mécanique ou équivalente, alors sous la forme de pure exergie, donc le système contient au moins un puits chaud et une source froide et on dit qu'il est ditherme, Figure 1.2(a). Il existe plusieurs types de systèmes de réfrigération mécanique ou ce qu'on appelle mécano-frigorifique, à savoir que le type le plus courant est *le système frigorifique à compression mécanique de vapeur*.
- soit une énergie thermique (exergie + énergie) ; le système contient donc au minimum une autre source thermique ; ce qu'on appelle la source de chaleur motrice. Il s'agit donc d'un système au moins tritherme, Figure 1.2(b).

Rappelons enfin que les systèmes thermo-frigorifiques mettant en œuvre une énergie : la *chaleur*, de moindre qualité que l'énergie mécanique doit nécessairement en consommer une quantité plus grande afin d'obtenir les mêmes résultats. Les coefficients de performance des systèmes thermo-frigorifiques sont donc nettement plus réduits que ceux des systèmes mécano-frigorifiques.

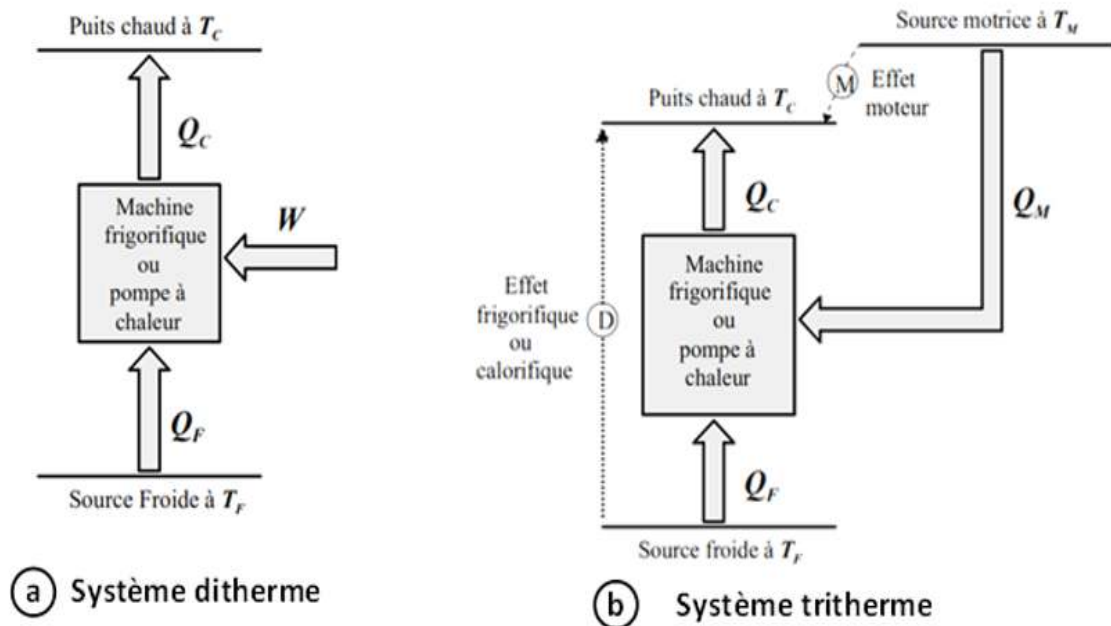


Figure 1.2: Schémas de principes des machines frigorifiques ditherme et tritherme

Rappelons aussi que les systèmes thermo-frigorifiques moins performants et consommant plus d'énergie rejettent également davantage de chaleur dans l'environnement, ce qui est un inconvénient certain. Leur architecture est également plus complexe que celle des systèmes mécano-frigorifiques, en particulier le plus simple de ceux-ci : le système à compression mécanique de vapeur standard.

1.3 Classification des machines frigorifiques dépendant du mode de fonctionnement

Les systèmes frigorifiques sont aujourd'hui divers et nombreux, cependant, le principe demeure le même, ceci consiste à l'extraction d'une quantité de chaleur d'une source froide afin de la rejeter à une source de température plus élevée, dont l'approvisionnement énergétique est impératif. Selon le type de cette énergie sous forme de travail ou de chaleur, on distingue différentes techniques pour produire du froid.

1.3.1 Phénomènes de transfert thermique

Afin d'extraire de la chaleur d'une source froide vers une autre chaude un fluide frigorifique est employé en tant que vecteur. Il s'agit du lieu où se produisent des phénomènes physico-chimiques permettant le prélèvement, le transfert et la restitution de la chaleur. Par conséquent, afin d'extraire la chaleur d'une source froide, le réfrigérant subit en contact avec celle-ci un phénomène endothermique qui consomme de la chaleur.

De même, afin que la chaleur stockée par le réfrigérant soit extraite pour la restituer à la source chaude, un phénomène exothermique qui dégage de la chaleur est mis en œuvre. Le plus souvent, une série de transformations est mise en œuvre qui ramène périodiquement le réfrigérant dans son état initial. On appelle cycle frigorifique le cycle de fonctionnement décrit. Le tableau 1.1 montre certains phénomènes exothermiques et endothermiques qui permettent le transfert de la chaleur dans une machine frigorifique ou une pompe à chaleur.

Phénomènes exothermiques	Phénomènes endothermiques
Solidification d'un liquide	Fusion d'un solide
Condensation en phase solide	Sublimation d'un solide
Compression d'un gaz	Détente d'un gaz comprimé
Absorption d'un gaz ou d'une vapeur - dans un liquide (absorption) - dans un solide (adsorption)	Désorption d'un gaz ou d'une vapeur - d'un liquide - d'un Solide
Condensation d'une vapeur	Vaporisation d'un liquide
Dissolution d'un soluté dans un solvant	

Tableau 1.1: Phénomènes exothermiques et endothermiques permettant le transférer de chaleur dans une machine frigorifique

La plupart des machines frigorifiques utilise la vaporisation des liquides comme phénomène de transfert thermique pour l'extraction des calories d'une source froide (ou le milieu extérieur dans le cas d'une PAC). Ces calories sont ensuite restituées au puits de chaleur (ou le milieu à chauffer dans le cas d'une PAC). Ces calories vont être ensuite restituées au puits de chaleur en utilisant la condensation d'une vapeur comme phénomène de transfert thermique.

Ce changement d'état liquide/vapeur est le principal phénomène qui sous-tend la production de froid (ou de chaleur dans le cas d'une PAC) et il est mis en œuvre dans une machine frigorifique en évoluant un réfrigérant dans un circuit fermé contenant un évaporateur et un condenseur :

- Un évaporateur implanté dans une source froide à une température maintenue à T_{in} et où le réfrigérant entre sous forme de liquide et puis se vaporise à une température $T_e < T_{in}$ en extrayant de la chaleur à ce milieu : donc il s'agit de la phase d'extraction des calories ;
- Un condenseur refroidi à une certaine température T_{ex} par un fluide extérieur (eau ou air) et où le réfrigérant y pénètre en phase vapeur et s'y condense à une température $T_c > T_{ex}$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement : donc il s'agit de la phase de restitution des calories.

1.3.2 Machine utilisant la vaporisation d'un frigorigène

La façon d'aspiration des vapeurs issues de l'évaporateur permet de distinguer les différents types des systèmes frigorifiques [1], Figure 1.3 :

1.3.2.1 Système frigorifique à compression mécanique

Dans ce cas, les fluides provenant de l'évaporateur sous forme de vapeur sont aspirés moyennant un compresseur mécanique volumétrique [3]. Ces systèmes frigorifiques, consommant exclusivement de l'énergie mécanique, sont les plus courantes en raison de leur simplicité et appartiennent à la catégorie des machines au moins dithermes, voir Figure 1.3(a). L'utilisation de la chaleur latente de vaporisation du frigorigène est le principal avantage de ce genre du système. En fait, cette dernière est en général considérablement plus importante que les chaleurs sensibles utilisées dans les machines à gaz permanent.

Les systèmes à compression de vapeur occupent une place importante dans le domaine des applications industrielles et domestiques. Toutefois, un tel système qui effectue un transfert contre-nature, nécessite l'usage d'une énergie motrice et présente des problèmes de changement environnemental due aux frigorigènes CFC, HCFC et HFC.

1.3.2.2 Système frigorifique à éjection

Contrairement au système frigorifique à compression mécanique de vapeur, le système à éjection ne possède pas de compresseur mécanique Figure 1.3(b). L'éjecteur supersonique, qui est l'élément clé du système, agit comme un compresseur thermique. C'est pourquoi diverses sources de chaleur peuvent être utilisées pour alimenter ce système et produire du froid. Ces sources peuvent être l'énergie solaire ou la chaleur résiduelle industrielle, cette énergie thermique de faible qualité est utilisée par le générateur pour produire le flux moteur à haute pression. Ce flux entraîne l'éjecteur en passant par une tuyère supersonique.

Plusieurs avantages peuvent être constatés dans le système de réfrigération à éjecteur par rapport au système conventionnel, son fonctionnement et sa conception sont simples et fiables, il n'a aucune pièce mobile à l'exception d'une pompe de circulation, et par conséquent, il n'y a aucun problème de lubrification et il nécessite également moins d'entretien. En revanche, certains problèmes peuvent survenir dans l'application d'un tel système, l'inconvénient majeur est sa faible efficacité.

1.3.2.3 Système frigorifique à absorption

Pour ce genre d'installation, le frigorigène sous forme de vapeur est aspiré à l'aide d'un liquide absorbant ayant une forte affinité pour ce fluide. Comme le montre la Figure 1.3(c), le système à absorption se compose de quatre composants principaux, à savoir le générateur, le

condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur. Au lieu d'utiliser un compresseur, le système utilise un absorbeur pour entraîner et transporter le liquide de refroidissement à travers une pompe lorsque la chaleur est fournie au générateur. La première machine à absorption (cycle de Carré) a été brevetée en 1859 par le Français Ferdinand Carré. Cette technologie de réfrigération a été introduite pour résoudre certains problèmes graves tels que la crise énergétique, l'augmentation des prix du carburant et les problèmes environnementaux associés aux systèmes de réfrigération à compression conventionnels. Après le premier choc pétrolier en 1973, la demande de tels installations a été développée d'une manière remarquable tant pour les applications domestiques qu'industrielles, surtout avec la commercialisation des machines à absorption de « Kawasaki Heavy Industries Ltd.» qui utilisent le mélange binaire (H₂O/LiBr). Il suscite un intérêt croissant en raison d'avantages tels que l'utilisation de sources de chaleur de faible qualité et de couples de fluides de travail respectueux de l'environnement. Cependant, cette technologie souffre de deux obstacles majeurs dont la taille généralement trop grande de l'unité de refroidissement et le faible coefficient de performance (COP), qui empêchent le succès commercial de ces systèmes. Ils ont été confinés dans des applications spécifiques à cause du développement des machines à compression mécanique de vapeur. Quelques exemples de couples de fluides utilisés sont donnés dans le Tableau 1.2, sachant que le couple le plus ancien est NH₃-H₂O, tandis que le plus courant est le H₂O-LiBr [4, 5].

Frigorigène	Absorbant
Ammoniac (NH ₃)	Eau
Méthylamine	Eau
R22	Diméthyléther du tétraéthylène glycol
Eau	LiBr (Bromure de Lithium)
Méthanol	LiBr

Tableau 1.2: Couples utilisés pour les systèmes frigorifiques à absorption

1.3.2.4 Système frigorifique à adsorption

Comme le montre la Figure 1.3(d), le cycle frigorifique à adsorption comporte les mêmes éléments qu'un cycle à compression mécanique de vapeur, sauf qu'il utilise, un générateur adsorbeur/désorbeur (thermo compresseur) plutôt qu'un compresseur mécanique. Le principe d'adsorption a été découvert au XVIII^e siècle par Schelle et Fantana, ce principe est le procédé par lequel les molécules d'un frigorigène (adsorbat) se fixent à la surface d'un solide nommé adsorbant. Il convient de noter qu'un fort dégagement de chaleur accompagne cette adsorption de la vapeur, les cycles à adsorption fonctionnent d'une façon intermittente, contrairement aux autres cycles frigorifiques permettant une production de froid continue.

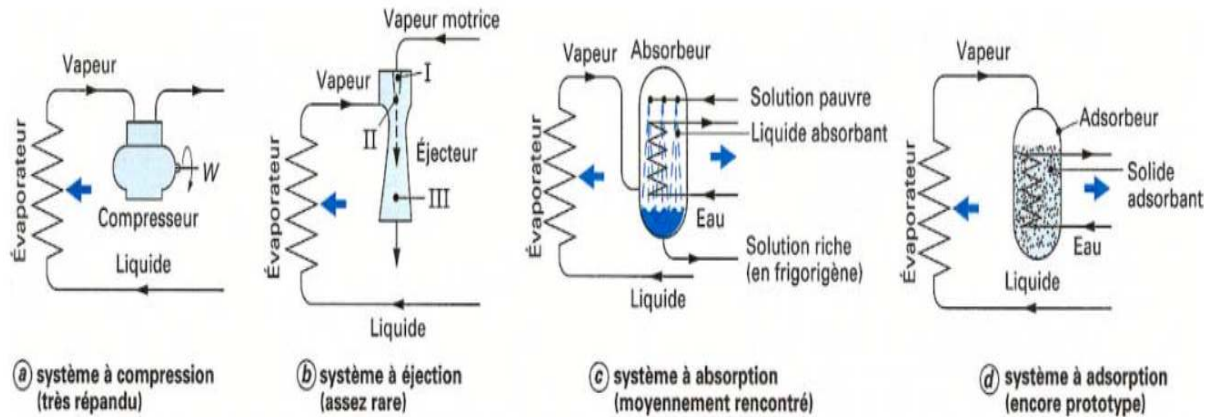


Figure 1.3: Machines frigorifiques utilisant la vaporisation d'un frigorigène et différents modes d'aspiration des vapeurs formées dans l'évaporateur

1.4 Présentation de la machine frigorifique à compression mécanique

Les premiers cycles frigorifiques à compression utilisés étaient ceux à air qui avaient été abandonnés en faveur du cycle à compression de vapeur utilisant un frigorigène condensable dans les conditions de fonctionnement. En utilisant l'enthalpie de changement d'état du réfrigérant, une telle machine permet l'obtention des puissances frigorifiques beaucoup plus élevées que celles des cycles frigorifiques à gaz.

En 1868, l'ingénieur français Charles Tellier inventa la première machine frigorifique à compression de vapeur dans sa forme actuelle, il a utilisé sa machine pour conserver la viande sur un navire. Avec le développement du compresseur fiable à ammoniac par l'Allemand K. V. Linde et à dioxyde de soufre par le Suisse Pictet en 1877, cette machine trouvera une identité industrielle [6]. Une fois l'électricité disponible, William F. Singer obtint un brevet en 1897 pour le premier petit groupe de réfrigération électrique. Les réfrigérateurs deviennent de plus en plus populaires et commencent à remplacer les glaciers. En 1918 l'usage de ce cycle frigorifique dans les réfrigérateurs domestiques a évolué à grande échelle sous la marque Frigidaire de General Motors aux États-Unis.

1.4.1 Description du système frigorifique conventionnel à compression de vapeur

Les machines frigorifiques à compression de vapeur conventionnels mono étagées utilisant un frigorigène pur ou mélange, Figure 1.4, sont composés de quatre organes principaux:

- l'évaporateur : vaporise le fluide frigorigène à basses températures et pressions. La chaleur nécessaire à l'évaporation est empruntée à l'agent dans lequel baigne l'évaporateur (tel que l'air ou l'eau) qui par suite se refroidit.

- le compresseur : aspire la vapeur de frigorigène issue de l'évaporateur à travers la tuyauterie d'aspiration. Il comprime ensuite cette vapeur jusqu'à la pression du condenseur et à une température plus élevée et la rejette dans la tuyauterie de refoulement conduisant au condenseur. Lors de ce processus, le frigorigène reçoit un apport de chaleur supplémentaire donc il quitte le compresseur sous haute pression, fortement surchauffé (60 – 120 °C), toujours sous forme de vapeur.
- le condenseur : assure la condensation du réfrigérant à une température supérieure à celle de l'ambiante en cédant sa chaleur au fluide de refroidissement. Lors de ce processus, toute la chaleur absorbée dans l'évaporateur et "le travail du compresseur" sont évacués par l'agent de refroidissement.
- le détendeur : alimente en frigorigène l'évaporateur. La tâche du détendeur est de réduire la pression du fluide frigorigène de la pression de condensation à celle d'évaporation (détente isenthalpique). En outre, il contrôle le remplissage de l'évaporateur dans des conditions de charge différentes en maintenant un certain degré de surchauffé du fluide sous forme de vapeur en aval de l'évaporateur.

Ces organes principaux sont reliés entre eux par des canalisations frigorifiques, le réfrigérant circule en cycle étanche fermé dans ces canalisations/tuyauteries. Il sera successivement dans les états suivants :

- Liquide saturé (HP) à travers une conduite de liquide à la sortie du condenseur (pt 3)
- Vapeur froide à basse pression dans la conduite d'aspiration du compresseur (pt 1)
- Vapeur comprimée surchauffée (HP) dans une conduite de refoulement du compresseur (pt 2)

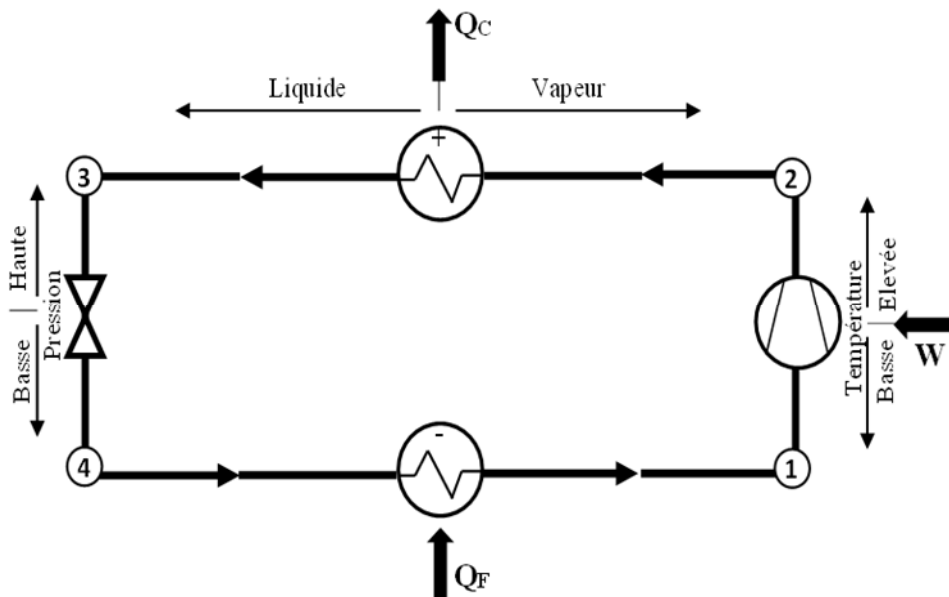


Figure 1.4: Schéma d'une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur conventionnel

Il s'agit d'évaporer un réfrigérant à basse température et basse pression (4) dans un évaporateur en contact avec l'enceinte à refroidir. À cet effet, la température du réfrigérant doit être plus basse que la température de l'enceinte à refroidir. Ensuite, le frigorigène est comprimé de la pression P_1 (1) à une pression $P_2 = P_3$ telle que sa température de condensation soit supérieure à celle du fluide de refroidissement du condenseur (par exemple pour l'air -la température ambiante-) (2). Par échange thermique avec le fluide de refroidissement du condenseur, le frigorigène se refroidit de la température T_2 à $T_3 = T_C$ (3), ce processus de refroidissement se poursuit jusqu'à la condensation. Le liquide se détend alors isenthalpiquement jusqu'à une faible pression $P_4 = P_1$ avant de se diriger à travers l'évaporateur vers l'aspiration du compresseur. Le cycle est ainsi complété, Figure 1.5.

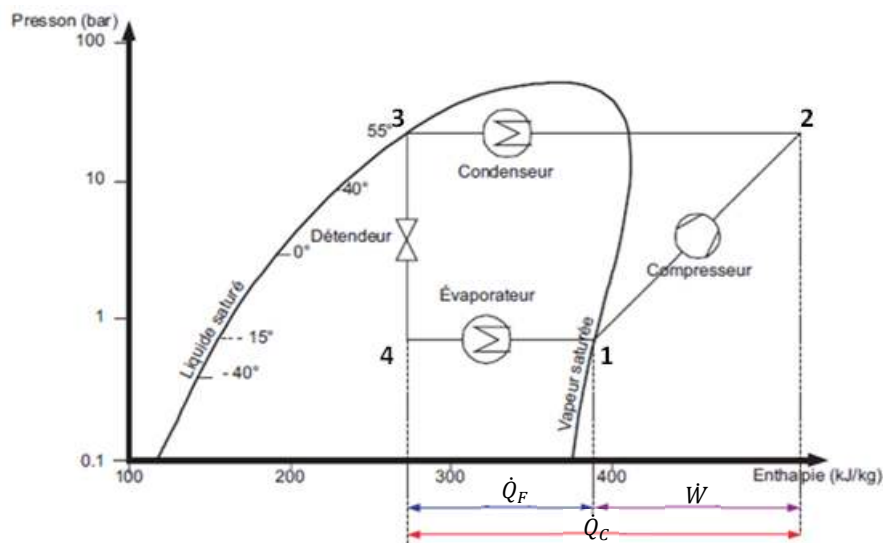


Figure 1.5: Diagramme de Mollier P, h du cycle frigorifique conventionnel à compression de vapeur

1.4.2 Représentation graphique du système frigorifique théorique

L'étude d'un système frigorifique est effectuée à partir du traçage du cycle dudit système. Les paramètres principaux servant à tracer ce cycle sont comme suit:

- Pression/température d'évaporation ;
- Pression/température de condensation ;
- Sous refroidissement du réfrigérant sous forme de liquide sortant du condenseur ;
- Surchauffe du réfrigérant sous forme de vapeur sortant de l'évaporateur.

Sachant que les diagrammes de Mollier ou les tables de la vapeur surchauffée et de saturation des réfrigérants permettent de déterminer les pressions de condensation et d'évaporation à partir de leurs températures ou vice-versa.

Ces deux températures peuvent être définies en fonction des températures des sources thermiques à savoir :

- La température de refroidissement de l'eau ou d'autre fluide pour un évaporateur à eau ou utilisant un autre fluide frigopporteur ;
- La température qui doit être atteinte dans l'enceinte à refroidir pour un évaporateur à air.
- La température de l'eau de refroidissement dans le cas d'un condenseur à eau.
- La température de l'air ambiant dans le cas d'un condenseur à air.

En outre, la production frigorifique et même la consommation électrique du compresseur sont intimement liées à ces deux températures. En effet, il est estimé qu'une hausse de 1°C de la température de condensation ou une diminution de 1°C du celle d'évaporation conduit à une surconsommation électrique de 3%^(*) [7].

1.4.2.1 Le cycle Carnot

Le cycle de Carnot est un système thermodynamique idéal composé de 04 processus réversibles et sert comme un cycle de référence pour comparaison, Figure 1.6. Sa performance est toujours supérieure à celle de n'importe quel cycle frigorifique réel ou pratique.

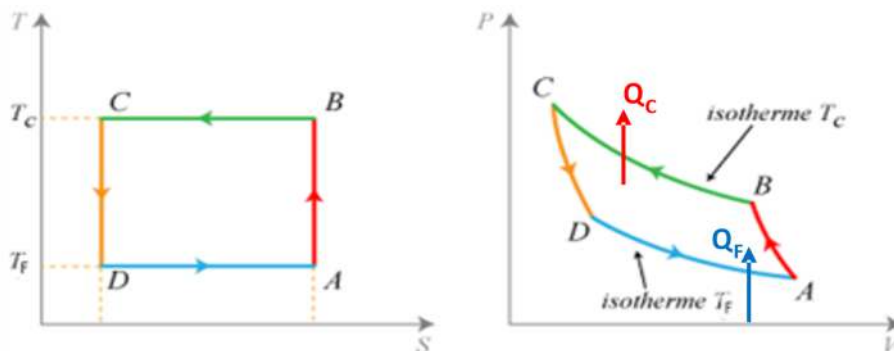


Figure 1.6: Cycle frigorifique de Carnot

Les différentes transformations dans ce cycle sont :

- | | |
|---|--|
| A-B : Compression isentropique ($S = C^{te}$) | B-C : Refroidissement isotherme ($T_C = C^{te}$) |
| C-D : Détente isentropique. | D-A : Echauffement isotherme ($T_F = C^{te}$) |

Le COP du cycle Carnot est donné comme suite :

$$COP_C = \frac{\text{quantité de frigories produite}}{\text{travail total dépensé}} = \frac{Q_F}{W_t} \quad (1.1)$$

(*) : Ces valeurs sont des valeurs moyennes ; la diminution de consommation suite à la hausse de la température à l'évaporateur est de 2 % par degré pour les compresseurs à piston, de 3 % par degré pour les compresseurs centrifuges et de 4 % par degré pour les compresseurs à vis.

En appliquant le 1^{er} principe de la thermodynamique à un cycle frigorifique quelconque donne :

$$\oint \delta W = - \oint \delta Q \Rightarrow W_t = -(Q_F + Q_C) \quad (1.2)$$

Où Q_C est la quantité de chaleur cédée au condenseur.

En remplaçant la relation (1.2) dans l'équation (1.1), on aura :

$$COP_C = \frac{Q_F}{-(Q_F+Q_C)} = -\frac{1}{1+\frac{Q_C}{Q_F}} \quad (1.3)$$

Pour un cycle ditherme réversible, l'application du 2nd principe de la thermodynamique donne la relation suivante :

$$ds = \frac{\delta Q}{T} \Rightarrow \frac{Q_C}{T_C} = -\frac{Q_F}{T_F} \Rightarrow \frac{Q_C}{Q_F} = -\frac{T_C}{T_F} \quad (1.4)$$

Par la substitution de cette dernière dans la relation (1.3), l'expression du COP de cycle de Carnot peut être obtenue comme suite :

$$COP_C = -\frac{1}{1+\frac{T_C}{T_F}} \Rightarrow COP_C = \frac{T_F}{T_C-T_F} \quad (1.5)$$

❖ **Limitations du cycle Carnot :**

Le cycle de Carnot constitue une idéalisation donc enclin à plusieurs limitations pratiques [8] :

- l'une des principales difficultés avec le cycle de Carnot employant un gaz est celle d'atteindre la compression et la détente isotherme.
- tous les processus réels sont irréversibles, donc les cycles complètement réversibles ne sont que des idéalizations et ne peuvent pas être utilisés dans la pratique.
- les turbines ou compresseurs à grande vitesse fonctionnent plus près de l'état adiabatique que de l'état isothermique et les processus adiabatiques ne sont pas possibles à obtenir en raison des pertes.
- ce cycle est utilisé comme norme pour comparer les cycles réels, c'est-à-dire pour vérifier la performance du cycle réel en comparaison avec celle idéal de Carnot.

1.4.2.2 Cycle frigorifique de référence

Le diagramme de Mollier illustré par la Figure 1.7 montre les différentes étapes d'évolution d'un fluide frigorigène dans une machine frigorifique, ce cycle est couramment appelé par les frigoristes cycle pratique ou cycle de référence.

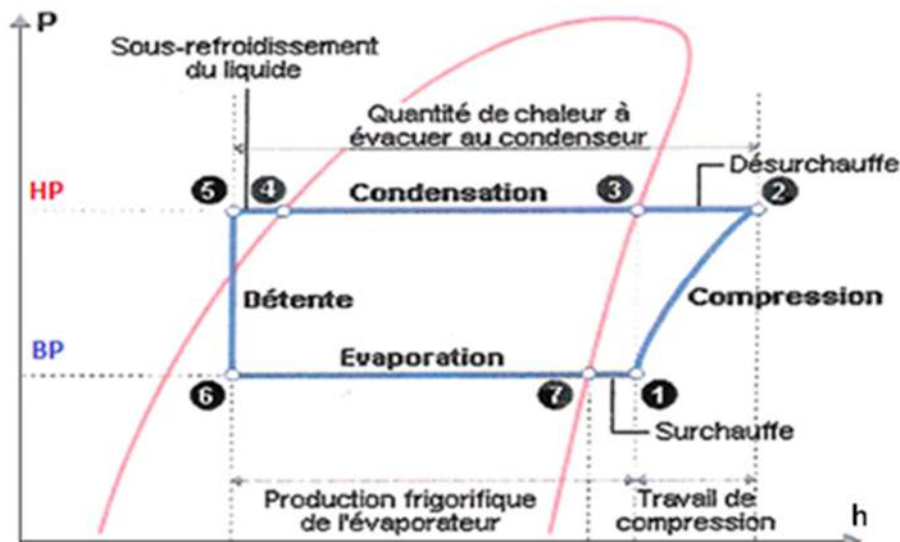


Figure 1.7: Diagramme de Mollier (enthalpique) du système frigorifique à compression mécanique de vapeur de référence

❖ **Principe de fonctionnement :** les différentes étapes du cycle frigorifique sont :

- **La compression (passage de l'état 1 vers l'état 2) :** cette étape permet de relever la température et la pression, et donc l'enthalpie de la vapeur du réfrigérant et donc le faisant passer d'un niveau basse pression vers un autre haute pression grâce à un compresseur généralement alimenté électriquement, cette compression se fait souvent mécaniquement. Il est indispensable pour cette étape que le fluide soit complètement à l'état gazeux, car la plus part des compresseurs sont sensibles aux coups de liquide, du fait que le fluide à l'état liquide s'il s'introduit au compresseur risque sérieusement de l'endommager. C'est la raison pour laquelle des dispositifs sont mis en place pour prévenir de tels accidents. Par ailleurs, la plupart des compresseurs doivent être constamment lubrifiés pour bien fonctionner. C'est pour cela qu'une huile spécialement adaptée est mélangée au réfrigérant lorsqu'il circule dans le compresseur.
- **Le Désurchauffe (passage de l'état 2 vers l'état 3) :** cette étape permet de ramener le vapeur du réfrigérant (HP) à l'état saturé.
- **La Condensation (passage de l'état 3 vers l'état 4) :** cette étape permet de liquéfier le vapeur du réfrigérant (HP). À ce niveau, le fluide frigorifique qui a atteint une haute pression et une haute température en (3) et qui a été chargé des calories absorbées lors du refroidissement à l'évaporateur est refroidi par l'air ambiant ou l'eau dans un échangeur appelé condenseur qui se situe au niveau de la source chaude du système pour le condenser où toutes ses calories vont être libérées en dehors du cycle alors qu'il repasse à l'état liquide saturé.

- **Le sous refroidissement (passage de l'état 4 vers l'état 5) :** cette étape permet de refroidir le fluide frigorigène liquide (HP) en dessous de la température de condensation (saturation) pour une pression donnée afin d'assurer son passage total à l'état liquide. Contrairement à la surchauffe, le sous-refroidissement ne constitue pas une menace directe pour les composants du système et n'est donc pas toujours contrôlé. Cependant, il a une influence directe sur l'effet frigorifique et par conséquent sur le COP du système.
- **La détente (passage de l'état 5 vers l'état 6) :** cette étape permet de diminuer rapidement la pression du fluide frigorigène liquide (HP) et par conséquent, la température chute à ce stade où le réfrigérant s'évapore partiellement. En raison de ces changements, le fluide frigorigène quitte le détendeur sous forme diphasique (BP) (mélange de liquide et d'une faible quantité de vapeur). Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené à la basse pression. De cette manière, en passant à un liquide à basse pression et basse température, le fluide frigorigène passe à un état où il peut être facilement évaporé par l'évaporateur. Le détendeur joue deux rôles cruciaux dans le cycle de compression de vapeur. Premièrement, il maintient une différence constante de pression entre les niveaux basse et haute pression. Deuxièmement, il contrôle la quantité de réfrigérant liquide entrant dans l'évaporateur.
- **L'évaporation (passage de l'état 6 vers l'état 7) :** cette étape permet d'évaporer le fluide frigorigène liquide (BP) et de le faire passer progressivement de la phase liquide à l'état gazeux par absorption de la chaleur latente de vaporisation de l'espace à refroidir à travers un échangeur de chaleur appelé évaporateur, on dit que le milieu dans lequel l'évaporateur est installé est la source froide du système.
- **La surchauffe (passage de l'état 7 vers l'état 1) :** cette étape permet de chauffer les vapeurs du frigorigène (BP) aspirées en aval du l'évaporateur à une température supérieure à la température de saturation sans augmentation de la pression. Afin de garantir le passage de tout le fluide à l'état gazeux, il convient d'appliquée la surchauffe en aval du l'évaporateur. On assure le bon fonctionnement de l'installation tout en évitant les coups de liquide. Contrairement au sous refroidissement, la surchauffe est toujours doit être contrôlé, puisque la surchauffe excessive affecte le taux de compression du fluide, et par conséquent l'efficacité du compresseur. Une surchauffe adéquate et raisonnable est également nécessaire pour assurer une bonne désurchauffe du gaz après compression.

❖ **Performance :**

La production frigorifique nette (ou effet frigorifique spécifique) est donnée par :

$$q_F = h_1 - h_4 \quad (1.6)$$

La production frigorifique volumétrique (PFV) est donnée par :

$$PFV = q_F / v_1 \quad (1.7)$$

La puissance frigorifique nette vaut :

$$\dot{Q}_F = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (1.8)$$

La puissance mécanique fournie par le compresseur peut être calculée par l'équation :

$$\dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (1.9)$$

Le rendement ou encore l'efficacité d'un système thermique équivaut au ratio entre deux transferts d'énergie : le transfert utile selon la vocation du système, à celui de l'énergie dépensée pour qu'il fonctionne ; donc l'efficacité frigorifique ou ce qu'on appelle le coefficient de performance (COP) est donnée par :

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.10)$$

Tandis que le rendement exergetique est donné par :

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_c} = COP \left(\frac{T_C}{T_F} - 1 \right) < 1 \quad (1.11)$$

Le cycle du système frigorifique de référence permet d'étudier et de dimensionner les systèmes frigorifiques avec une précision tolérable. Il permet aussi de se renseigner sur les différents cycles suggérés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir : cycle réel, cycle théorique et cycle parfait.

1.4.2.3 Cycle frigorifique à compression de vapeur standard ou théorique

Ce cycle, désigné par l'abréviation VCRS est représenté par les points 1-2'-3-4, Figure 1.8 et est établi sur les bases suivantes :

- pas de sous-refroidissement au condenseur.
- pas de surchauffe à l'évaporateur.
- pas de pertes de charge dans la tuyauterie.

À l'intérieur de la machine, le fluide frigorigène effectue des cycles thermodynamiques pendant lesquels il subit les transformations suivantes :

- évaporation isobarique (passage de liquide à gaz) entre les états 4 et 1.
- compression adiabatique réversible (isentropique) (montée en P et T) entre les états 1 et 2'.
- condensation isobarique (passage de gaz à liquide) entre les états 2' et 3.
- détente isenthalpique (baisse de pression et de température) entre les états 3 et 4.

En comparant avec le cycle Carnot, on peut voir que le cycle frigorifique standard (ou théorique) à compression de vapeur introduit deux irréversibilités :

- 1) l'irréversibilité due à un rejet de chaleur non-isotherme (processus 2'-2)
- 2) l'irréversibilité due à l'étranglement (détente) isenthalpique (processus 3-4).

En conséquence, comme attendu, le COP théorique du cycle standard est plus faible que celui du cycle Carnot pour les mêmes températures des sources de chaleur et de puits.

En effet, en raison de ces irréversibilités, l'effet frigorifique diminue et la charge de travail augmente, réduisant ainsi le COP du système. Ceci peut être expliqué facilement à l'aide des diagrammes TS des deux cycles. La Figure 1.8 montre la comparaison entre le cycle de Carnot et celui du VCRS en terme d'effet frigorifique.

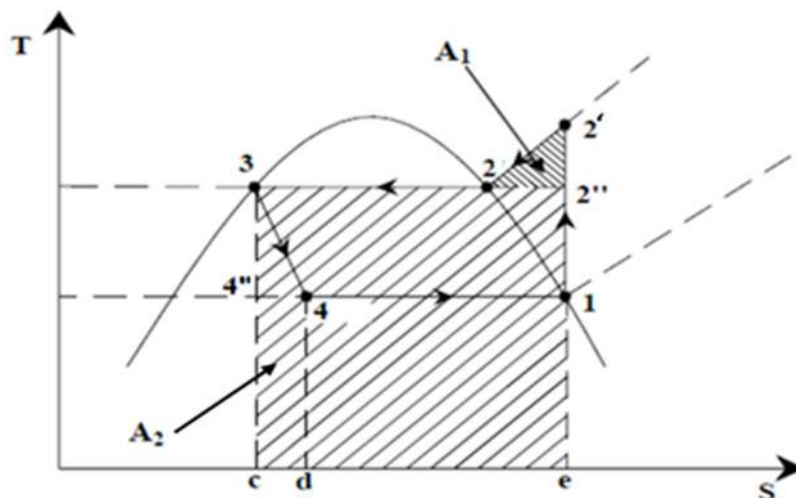


Figure 1.8: Comparaison entre le cycle Carnot et le cycle VCRS théorique

Le processus d'extraction de chaleur (évaporation) est réversible pour le cycle Carnot et le cycle VCRS. Cependant, il y a une réduction de l'effet frigorifique lorsque le processus de détente isentropique du cycle de Carnot est remplacé par un processus de détente isenthalpique du cycle VCRS. Cette réduction est égale à l'aire d-4-4''-c-d (aire A₂) et est communément connue sous le nom : perte de détente. Cette perte correspond à la différence enthalpique entre les états 3 et 4'', c'est-à-dire ;

$$q_{F,C} - q_{F,VCRS} = (h_{4''} - h_1) - (h_4 - h_1) = (h_{4''} - h_4) \quad (1.12)$$

Il est facile de montrer que la perte d'effet frigorifique augmente avec l'abaissement de la température de l'évaporateur et/ou l'augmentation de celle du condenseur. Une conséquence pratique de ceci est l'exigence d'un débit massique de fluide frigorigène plus élevé afin de garder la même puissance frigorifique. Le rejet de chaleur dans le cas de cycle VCRS augmente également par rapport au cycle Carnot. Le rejet de chaleur dans le cas du cycle de Carnot (1-2''-3-4'') est donné par :

$$q_{C,C} = - \int_{2''}^3 T ds = T_C(S_{2''} - S_3) = Surface\{e - 2'' - 3 - c - e\} \quad (1.13)$$

Pour le cas du cycle VCRS standard (1-2'-3-4), le rejet de chaleur est donné par :

$$q_{C,VCRS} = -q_{2'-3} = - \int_{2'}^3 T ds = Surface\{e - 2' - 3 - c - e\} \quad (1.14)$$

Par conséquent, l'augmentation du taux de rejet de chaleur du VCRS par rapport au cycle de Carnot est égale à la surface 2''-2'-2 (l'aire A₁). Cette région est communément connue par le nom « corne de surchauffe » et est due au remplacement du processus de rejet de chaleur isotherme du cycle Carnot par un rejet de chaleur isobare dans le cas du VCRS.

Le fait que le rejet de chaleur augmente et que l'effet frigorifique diminue lorsque le cycle de Carnot est modifié en cycle VCRS standard, l'apport de travail au VCRS augmente aussi par rapport au cycle de Carnot, Figure 1.9.

$$W_{net,VCRS} - W_{net,C} = (q_C - q_F)_{VCRS} - (q_C - q_F)_C = Surface(A_1 + A_2) \quad (1.15)$$

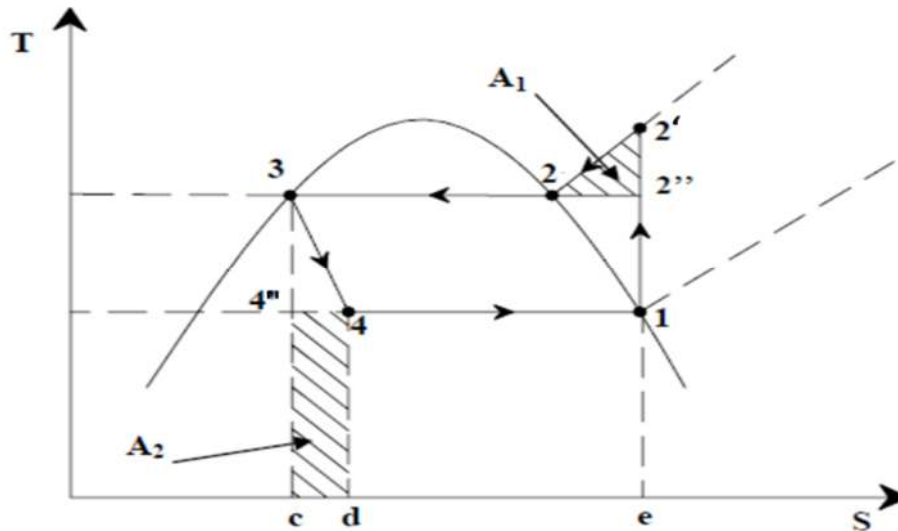


Figure 1.9: Illustration de l'augmentation du travail net dans le cycle VCRS théorique

Le COP du cycle VCRS est donné par :

$$COP_{VCRS} = \frac{q_{F,VCRS}}{w_{net,VCRS}} = \frac{q_{F,C} - Surface A_2}{w_{net,C} + Surface A_1 + surface A_2} \quad (1.16)$$

1.4.2.4 Cycle frigorifique à compression de vapeur parfait

Ce cycle illustré par les points 1'-2''-3'-4' sur la Figure 1.10 est établi selon les principes suivantes :

- présence de la surchauffe à l'évaporateur.
- pas de pertes de charge dans la tuyauterie.
- présence du sous-refroidissement au condenseur.

À l'intérieur de la machine, le fluide frigorigène effectue des cycles thermodynamiques pendant lesquels il subit les transformations suivantes :

- évaporation isobarique (passage de liquide à gaz) entre les états 4' et 1.
- surchauffe isobarique à la fin de l'évaporateur (montée en T) entre les points 1 et 1'.
- compression adiabatique réversible (isentropique) (montée en P et T) entre les états 1' et 2''.
- condensation isobarique (passage de gaz à liquide) entre les états 2'' et 3.
- sous-refroidissement isobarique à la fin du condenseur (baisse de T uniquement) entre les points 3 et 3'
- détente isenthalpique (baisse de pression et de température) entre les états 3' et 4'.

1.4.2.5 Cycle frigorifique à compression de vapeur réel

Ce cycle illustré par les points 1''-2'''-3'-4' sur la Figure 1.10 repose sur le fait que la compression soit polytropique, car la totalité du travail de compression n'est pas transmise au réfrigérant en raison d'un échange thermique partiel entre le système et son environnement ; donc :

- Le point 1' se décale au point 1'' à cause de la perte de charge dans la ligne d'aspiration.
- Tandis que le point 2'' devient 2''' pour tenir compte de la perte de charge dans la ligne de refoulement.

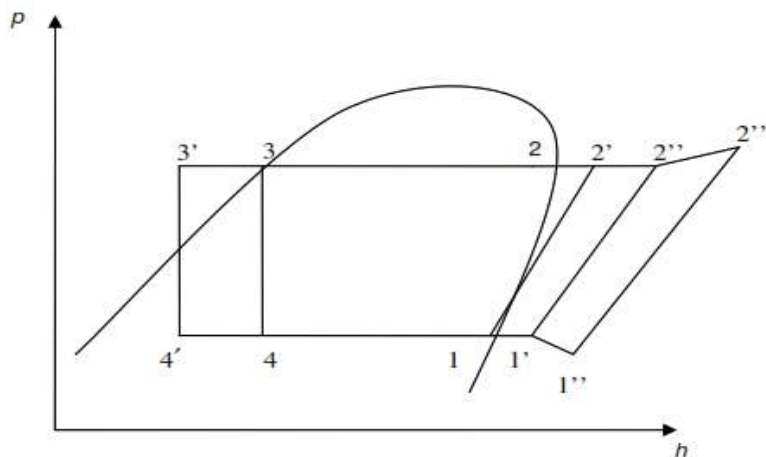


Figure 1.10: Cycles frigorifiques d'un système à compression de vapeur conventionnel

En fait, aucun de ces trois cycles mentionnés n'est effectivement utilisé par les frigoristes, car ils utilisent le cycle frigorifique à compression de vapeur de référence.

1.5 Différents types d'installations frigorifiques à compression mécanique

Dans cette partie, différentes méthodes d'amélioration du cycle de compression de vapeur (VCRS) et de son COP sont présentées.

1.5.1 VCRS mono-étagé avec un échangeur de chaleur interne (IHX)

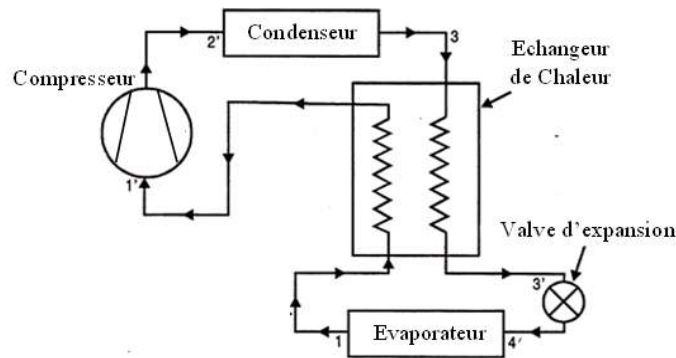


Figure 1.11: Schéma d'un VCRS simple avec échangeur de chaleur interne (IHX)

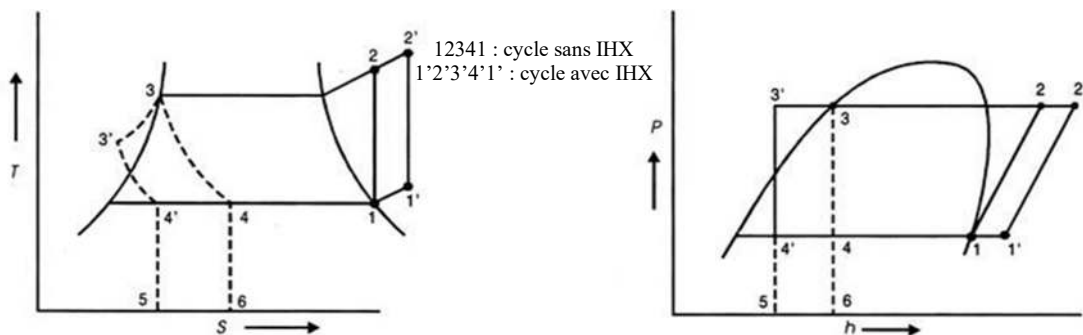


Figure 1.12: Cycle d'un VCRS simple avec et sans échangeur interne (IHX)

La diminution du COP due à la détente isenthalpique dans le détendeur classique peut être atténuée par plusieurs techniques. Une des techniques les plus simples consiste à utiliser un IHX avec un sous-refroidissement accru en amont du tube capillaire. Les échangeurs de chaleur sont divisés selon le type de transfert de chaleur en échangeurs de chaleur à contact indirect et à contact direct. L'échangeur de chaleur à contact indirect est utilisé pour les fluides dont il faut préserver les propriétés respectives et qu'il ne faut pas mélanger. Ces échangeurs de chaleur comprennent l'échangeur de chaleur à plaques, et celui à tubes et calandre à co-courant ou contre-courant. Ce dernier est le plus souvent employé en réfrigération.

En utilisant le frigorigène en aval de l'évaporateur, l'IHX permet d'abaisser sa température en amont du dispositif de détente. Les Figures 1.11 et 1.12 montrent le cycle correspondant à cette disposition. L'insertion d'un IHX dans une machine frigorifique à compression de vapeur standard est justifiée d'un côté par la protection du compresseur contre le coup de liquide et d'un autre par l'empêchement de la vapeur du réfrigérant d'arriver au dispositif de détente par le refroidissement du liquide en aval du condenseur. En outre, dans certain cas, l'usage d'un IHX dans un cycle frigorifique peut améliorer le COP de ce dernier.

1.5.2 VCRS mono-étagé avec séparateur de liquide de type "chambre flash"

La "chambre flash", Figure 1.13 est un réservoir isolant inséré entre le dispositif de détente et l'évaporateur. Au cours du processus de détente dans la vanne d'expansion, une certaine quantité de vapeur indésirable est générée (généralement appelée Flashing). Cette vapeur indésirable est totalement inactive pour absorber la chaleur latente dans l'évaporateur.

Dans le cas où cette vapeur est envoyée avec le fluide frigorigène liquide à basse température dans l'évaporateur, une diminution de la surface de contact entre le réfrigérant liquide et la surface interne de l'évaporateur est entraînée, ce qui réduit l'efficacité frigorifique globale du cycle frigorifique. Pour améliorer l'efficacité du serpentin de l'évaporateur, seul le réfrigérant liquide doit être envoyé en le séparant de la vapeur. Dans la chambre flash il y a une plaque de déflexion (plaque-chicane) sur laquelle le mélange du dispositif de détente frappe et il y aura séparation de la vapeur et du liquide. La vapeur indésirable est contournée et directement fournie au compresseur et seul le liquide pénètre dans l'évaporateur.

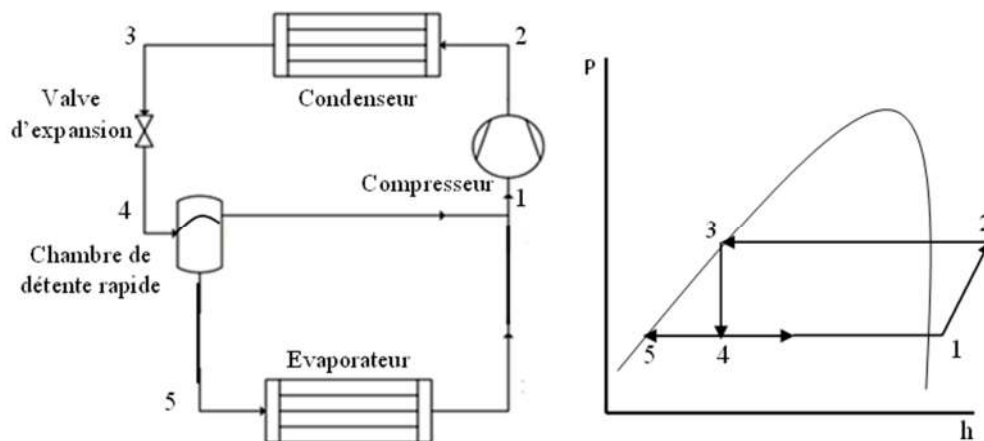


Figure 1.13: Schéma et cycle d'un VCRS simple avec chambre flash

1.5.3 VCRS mono-étagé avec accumulateur

Un accumulateur est un réservoir isolé et installé entre le dispositif de détente et l'évaporateur, Figure 1.14. Le mélange liquide-vapeur généré pendant le processus de détente frappe sur les plaques de déflexion de l'accumulateur. Ainsi, la séparation du frigorigène liquide et du frigorigène vapeur est effectuée et uniquement le liquide sera fourni à l'évaporateur. De même, il ne sera fourni que de la vapeur au compresseur.

De même, lorsque la charge frigorifique du système à compression de vapeur varie, un accumulateur est ajouté pour réguler le débit. En ajoutant l'accumulateur, il n'y a aucun effet sur les caractéristiques de performance du système frigorifique. En effet, le travail fourni au compresseur reste constant et pas d'impact sur le COP. L'effet obtenu n'est que la réduction de la longueur du tube de l'évaporateur et donc de la taille de ce dernier.

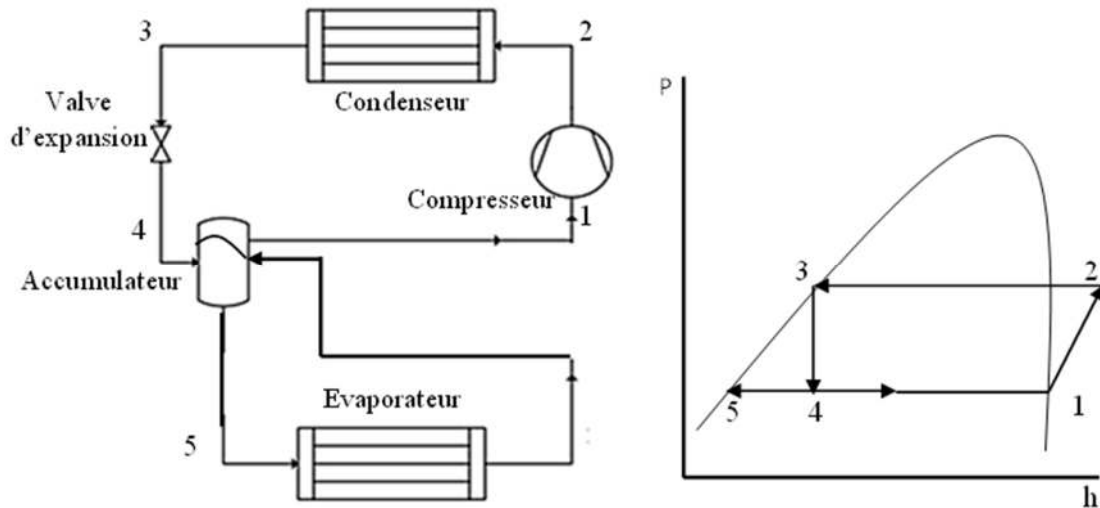


Figure 1.14: Schéma et cycle d'un VCRS simple avec accumulateur

1.5.4 VCRS avec éjecteur comme détendeur

Dans ce genre de système, un éjecteur est employé en tant que détendeur dans le but de récupérer les pertes énergétiques apparentées à la détente isenthalpique dans un cycle frigorifique à compression standard, la Figure 1.15 remonte au brevet de Gay en 1931 proposant un éjecteur diphasique à la place du détendeur en vue d'améliorer l'efficacité du cycle frigorifique [9].

Différents modèles mathématiques basés sur les principes de conservation de l'énergie et de la masse ont été établis afin de simuler le fonctionnement d'un éjecteur dans un cycle frigorifique et d'évaluer les performances de ce dernier. Ainsi, des modèles unidimensionnels (1D) ont été développés par rapport à deux hypothèses de mélange des fluides moteur et entraîné : mélange à pression constante (CPM) et mélange à section constante (CAM) [10]. En 1990, Kornhauser [11] a montré théoriquement en utilisant un modèle mathématique basé sur l'hypothèse (CPM) une amélioration du COP du système frigorifique utilisant un éjecteur comme détendeur allant jusqu'à 21 % par rapport au système frigorifique utilisant un détendeur thermostatique. Le fluide de travail utilisé est le R12. Plus tard, suite à des travaux expérimentaux utilisant le R134a comme fluide frigorifique, les auteurs ont démontré une augmentation du COP de 3.9% à 7.6% [12]. Li et Groll [13] ont développé un modèle mathématique fondé sur l'approche (CAM) pour la simulation du fonctionnement d'un système frigorifique transcritique au CO_2 à détente par éjecteur. Ils ont montré une amélioration de plus de 16 % du COP du cycle transcritique au CO_2 utilisant un éjecteur comme dispositif de détente en comparaison avec le système transcritique conventionnel pour des conditions d'exploitation courantes d'une machine de climatisation.

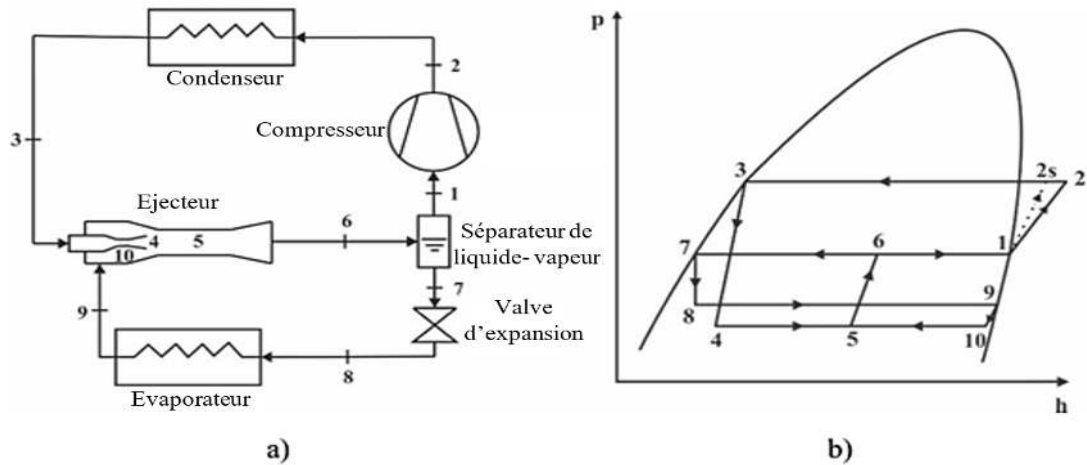


Figure 1.15: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur

Une amélioration du COP de l'ordre de 22% dans une machine frigorifique transcritique au CO₂ utilisant un éjecteur comme détendeur par rapport au cycle transcritique de base au dioxyde de carbone a été démontrée théoriquement par Deng et al. [14]. De même, Elbel et al. [15] ont abouti à des améliorations de 7 % du COP et 8 % de la capacité frigorifique dans un travail expérimental sur un système frigorifique transcritique au CO₂.

1.5.5 VCRS avec éjecteur comme détendeur et IHX

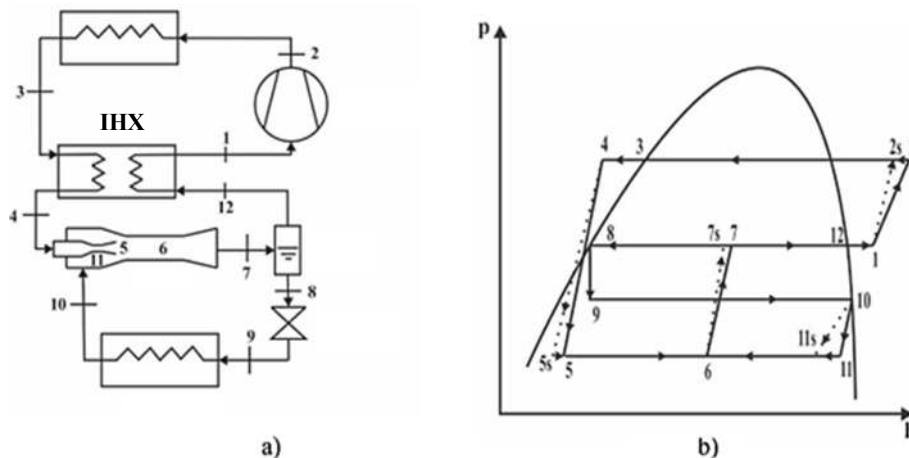


Figure 1.16: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur et IHX (position classique)

Plusieurs études ont démontré que l'association d'un éjecteur et d'un IHX permet d'obtenir de forts COP, même si les deux dispositifs rivalisent pour réduire les pertes énergétiques liées au processus de détente isenthalpique dans le détendeur. L'IHX peut améliorer les performances du système frigorifique (Figure 1.16.), mais il impose une limite de fonctionnement, en effet la température au niveau du compresseur augmente, ce qui peut dégrader les performances de ce dernier et même de l'huile, donc d'autres positions d'IHX sont proposées (Figure 1.17.).

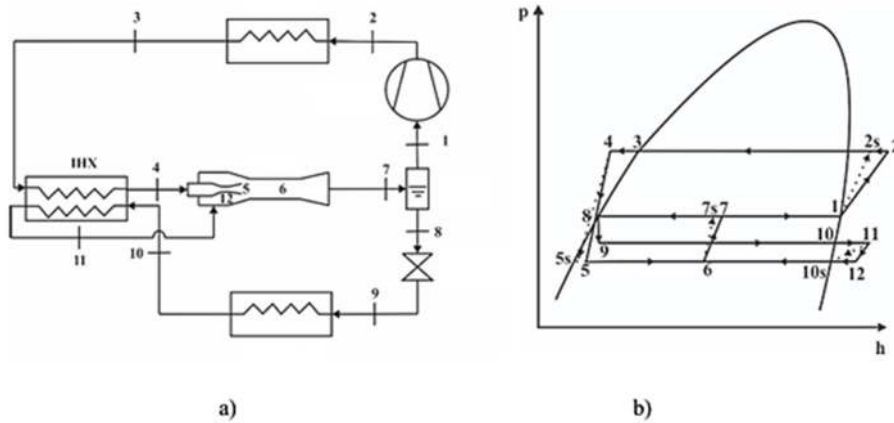


Figure 1.17: Schéma (a) et cycle (b) d'un VCRS simple avec éjecteur comme détendeur et IHX (nouvelle position)

Tous les systèmes frigorifiques à compression de vapeur étudiés ci-dessus sont des systèmes à deux niveaux de température (ou pression). Dans ce genre de systèmes, les processus de détente et compression s'effectuent en une seule phase. Ceci s'applique également à toutes les machines domestiques et à de très nombreuses machines frigorifiques.

Cependant, afin d'avoir des systèmes frigorifiques à multiples niveaux de température ou encore pour des applications cryogéniques ou à basse température, des systèmes frigorifiques à multiples niveaux de pression sont utilisés (systèmes en cascade, multi-étagés ou multi-évaporateurs).

Pour les applications à faible température, ou dans le but de l'obtention de plusieurs niveaux de température, on a recours aux cycles à plusieurs niveaux de pression (cycle poly étagé, en multi évaporateurs ou en cascade). Ce qui permet aussi dans certains cas de diminuer la consommation énergétique et donc l'amélioration du coefficient de performance global.

1.5.6 VCRS à deux évaporateurs

Au cours des années 1970 à 1980, Amana Réfrigération, Inc. (aujourd'hui filiale de Whirlpool Corporation) a produit des réfrigérateurs à double évaporateur avec des évaporateurs connectés en série. Une version avancée de ce réfrigérateur a été développée dans une étude du département américain de l'énergie sur les réfrigérateurs-congélateurs à dégivrage automatique à haut rendement [16]. Les fabricants de réfrigérateurs domestiques sont actuellement très intéressés par les réfrigérateurs à double évaporateur.

Du point de vue thermodynamique et selon la conception du circuit de fluide frigorigène, ces réfrigérateurs peuvent être plus efficaces que les réfrigérateurs standards.

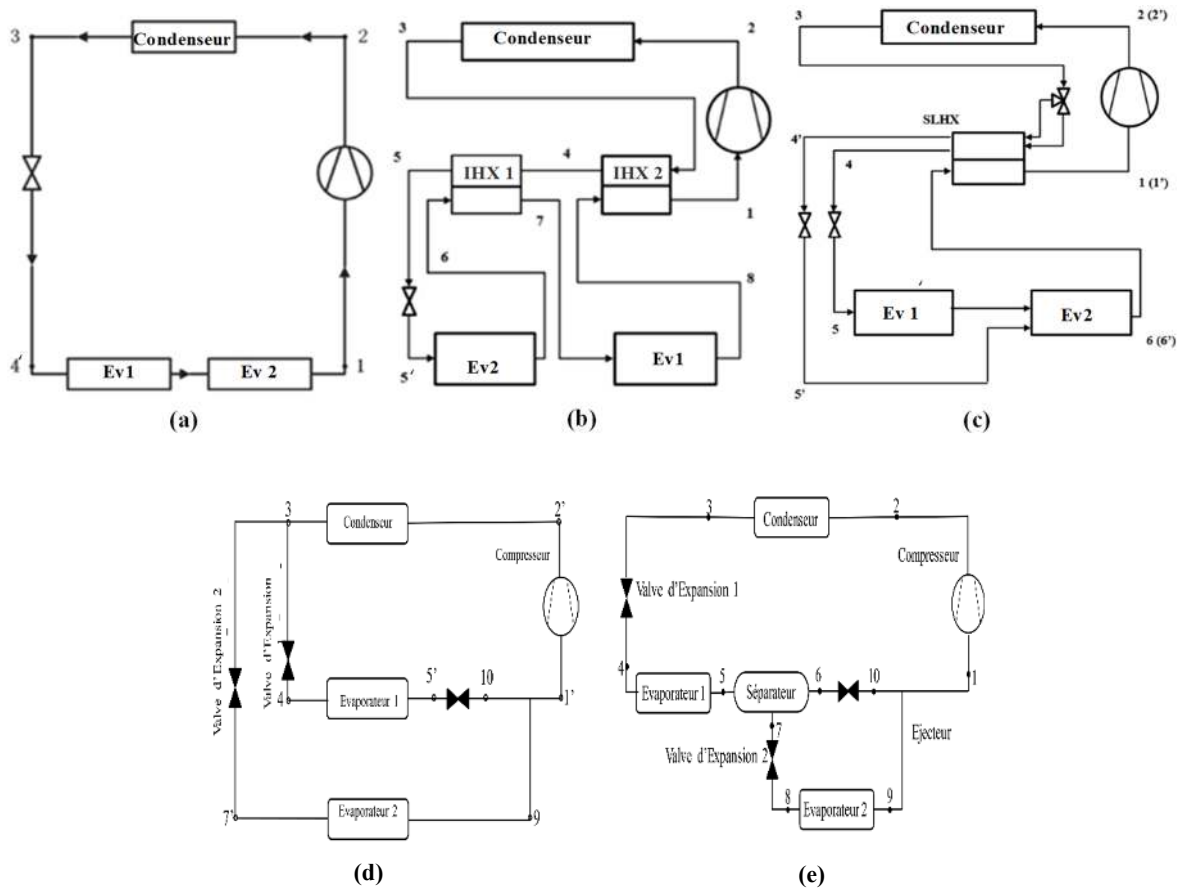


Figure 1.18: Différentes configurations du VCRS :

(a) Conventiennel à double évaporateur en série [17]; (b) À double évaporateur en série avec deux IHX (cycle de Lorenz-Meutzner) [18]; (c) À double évaporateur bypass avec IHX [18]; (d) À double évaporateur en parallèle [17]; (e) À double évaporateur avec séparateur [19].

1.5.7 VCRS à deux évaporateurs avec éjecteur comme détendeur

Plusieurs chercheurs se sont intéressés à l'étude de l'effet d'utiliser un éjecteur comme détendeur sur les performances d'un cycle frigorifique à compression mécanique à deux niveaux de température d'évaporation, parmi lesquels on peut citer Tomasek et Radermacher [20] qui ont analysé théoriquement l'effet de l'utilisation d'un éjecteur comme détendeur sur les performances du système frigorifique schématisé par la Figure 1.18 (e). Le schéma du nouveau système obtenu et son cycle de fonctionnement sont représentés par la Figure 1.19. Les résultats montrent une amélioration du COP par rapport au système frigorifique standard évaluée à 12,4 %, dont le fluide utilisé est le R12.

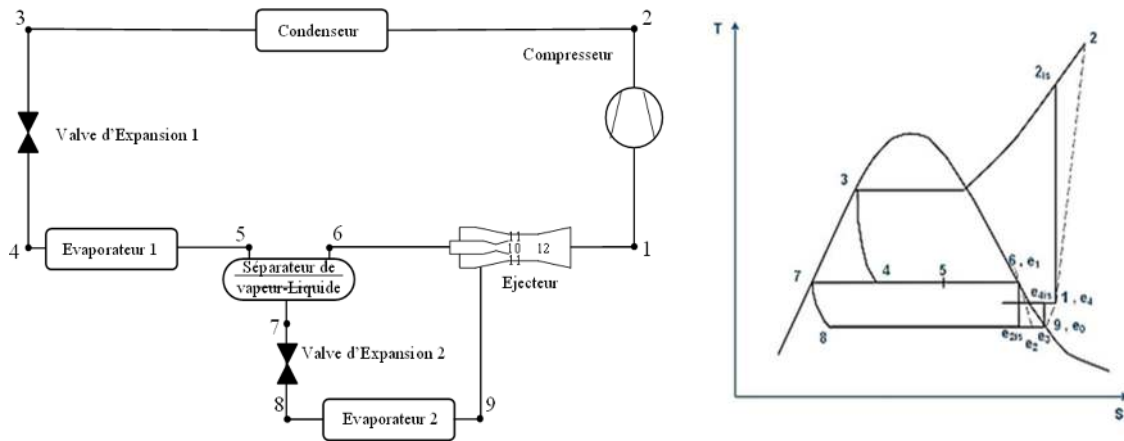


Figure 1.19: Schéma et cycle d'un VCRS à deux évaporateurs avec éjecteur comme détendeur.

1.5.8 VCRS à deux étages de compression

Quand il s'agit de la production du froid à des températures cryogéniques (allant généralement de -25 à -45 °C), les systèmes frigorifiques à compression mécanique à un seul étage présentent plusieurs inconvénients (température en fin de compression élevée, rendement énergétique faible)

Ces inconvénients peuvent être contournés en séparant la compression en plusieurs phases avec deux étages de compression associés en série.

Il est possible de contourner ces inconvénients en scindant la compression en plusieurs phases tout en mettant ces étages de compression en série, Figure 1.20. Généralement, la compression biétagée est requise si le rapport de compression est supérieur à 25 [21]. Les cycles à compression biétagée sont très répandus.

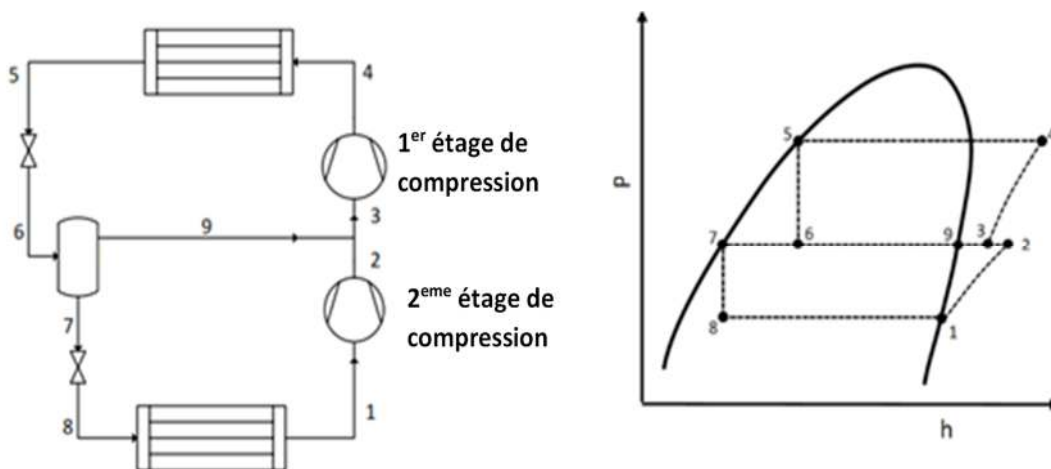


Figure 1.20: Schéma et cycle d'un VCRS à un seul niveau d'évaporation et à deux étages de compression

1.5.9 VCRS à plus de deux étages de compression

Ce genre des cycles serve à produire du froid à des températures plus faibles (généralement inférieures à -45 °C). Dans le cas où un seul frigorigène est utilisé, ces machines frigorifiques sont rares.

1.5.10 Cycles en cascade

Les installations frigorifiques en cascade sont des systèmes particuliers qui est constituée d'une succession de plusieurs circuits frigorifiques à compression poly ou mono-étagée séparés, dont chaque circuit fonctionne avec un réfrigérant différent, Figure 1.21. Ces cycles élémentaires sont connectés en série et opèrent à différentes températures. Chaque circuit est en contact thermique avec celui le plus chaud qui lui succède et le plus froid qui le précède. Ainsi, la chaleur extraite à basse température est transférée d'un circuit à l'autre au fur et à mesure de l'augmentation de la température. Cette chaleur est enfin évacuée vers l'environnement à travers le dernier circuit qui est le plus chaud. Notons que ce système permet de produire du froid pour une gamme très large de température, allant jusqu'à -120 °C .

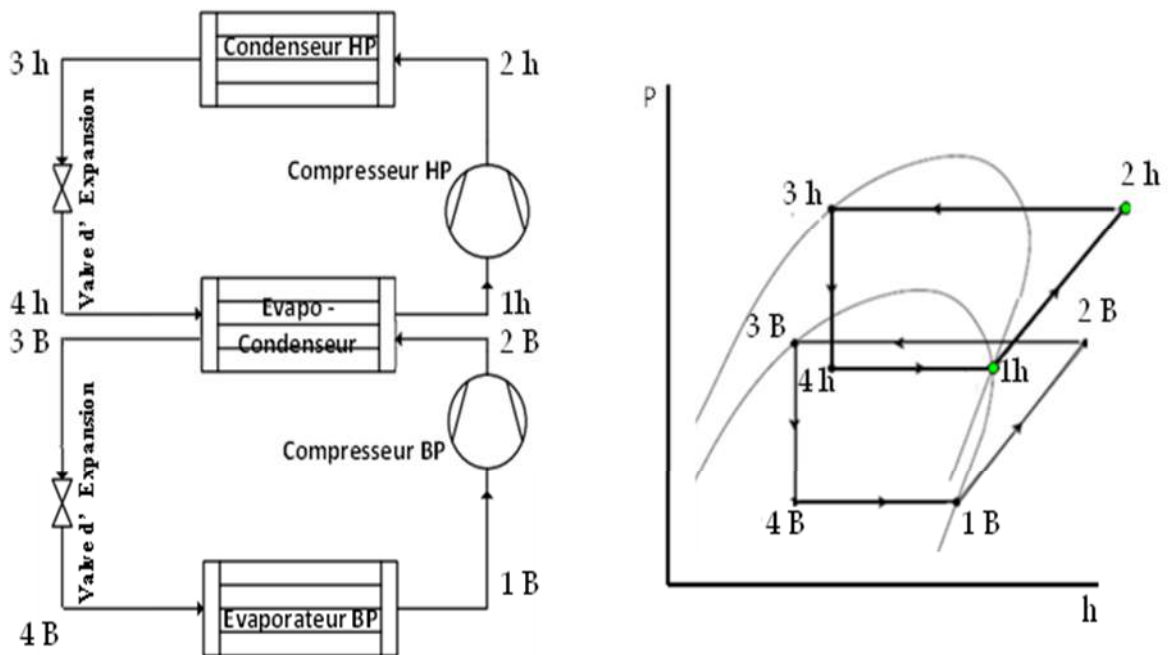


Figure 1.21: Schéma et cycle d'un VCRS en cascade.

Il faut noter que dans ces diverses installations frigorifiques, l'utilisation d'un mélange des fluides frigorigènes au lieu d'un réfrigérant pur est possible.

1.6 Conclusion

L'analyse du présent chapitre permet d'arriver aux conclusions suivantes :

- ✘ De nombreux cycles à compression de vapeur alternatifs appliqués aux machines frigorifiques ont été identifiés et présentés. Ceux-ci varient des plus simples aux plus complexes ainsi que des cycles à un seul étage à ceux à plusieurs étages tout en mettant l'accent sur les améliorations des performances obtenues.
- ✘ En général, ces cycles alternatifs offrent tous plusieurs avantages par rapport au cycle frigorifique à compression mécanique conventionnel tels que la réduction des pertes énergétiques, l'augmentation du coefficient de performance et la diminution de la consommation d'énergie. Parallèlement à l'amélioration des performances, la complexité du cycle et le coût du système augmentent en raison du nombre accru d'étages et de l'ajout de nouveaux composants.
- ✘ Actuellement, le cycle VCERS à deux évaporateurs avec éjecteur comme détendeur semble être le plus efficace pour les systèmes frigorifiques à compression mécanique à la fois pour ses performances et sa compacité en raison de son fonctionnement en cycle biétagée avec un seul compresseur et la polyvalence de la modulation de sa capacité d'un cycle monoétagée en un cycle biétagée.
- ✘ Une autre option consiste à combiner le cycle VCERS avec un séparateur de liquide type chambre flash pour obtenir un cycle économique amélioré en raison du coût inférieur du réservoir de flash par rapport à celui d'un IHX.
- ✘ L'utilisation des cycles de compression de vapeur en cascade à plusieurs étages présente également un potentiel élevé surtout dans la production du froid à des températures très basses.

Chapitre 2 :

Les fluides frigorigènes

"Quel fluide frigorigène"

2.1 Avant-propos

La mise en évidence d'un trou dans la couche d'ozone au-dessus de l'Antarctique en 1983 et la mise en cause des fluides de type hydrocarbures halogénés, tout particulièrement chloro-fluoro-carbures [22], a bouleversé le monde du froid. Des règles et des protocoles internationales sont édictées visant la réduction et d'arrêt de production des certains fluides frigorigènes ; aujourd'hui, l'industrie de la production du froid est fortement impactée par les directives consécutives au protocole de Montréal en 1987, puis aux accords de Kyoto en 1997 (entrés en vigueur en 2005) et plus récemment de l'accord de Paris (2015/COP21) sur l'utilisation des réfrigérants. Effectivement, l'usage des CFC a été interdit et celui des HCFC est soumis à des réglementations de plus en plus strictes car ils contribuent à l'appauvrissement et à la destruction de la couche d'ozone (*). En outre, les fluides frigorigènes de type HFC sont également accusés de contribuer à l'effet de serre(**) et devraient être utilisés de façon parcimonieuse.

C'est dans ce contexte général que des solutions alternatives sont recherchées et envisagées. L'un des alternatives disponibles à ces réfrigérants incriminés est l'utilisation des fluides naturels tels que le R600, le R600a, le R290 ou encore le R717. En dépit de leur efficacité énergétique éprouvée, ces fluides présentent des limites en matière de sécurité de manipulation. D'autres recherches sont orientées vers la mise au point de nouveaux frigorigènes présentant une efficacité énergétique intéressante tout en ayant un faible impact écologique, tels que les frigorigènes *hydro-fluoro-oléfinés*.

2.2 Introduction

De très nombreux dispositifs industriels nécessitent le refroidissement d'un produit à une température inférieure à celle de l'ambiant. Contrairement aux mécanismes de chauffage pour lesquels on peut distinguer plusieurs modes d'apport thermique, le refroidissement d'un produit est réalisé, dans la quasi-totalité des cas, par une mise en contact avec un fluide plus froid que le produit à refroidir.

(*) Couche d'Ozone : La Terre possède une atmosphère qui nous permet de vivre, la couche d'ozone est la partie de l'atmosphère se situant entre 20 et 50 kilomètres d'altitude (stratosphère), cette couche d'ozone nous protège en absorbant la plupart des rayons ultraviolets émis par le soleil. Une dégradation importante de la couche d'ozone implique une action nocive des rayons ultraviolets directement sur la vie sur terre comme la réduction de la photosynthèse, destruction du plancton, cancers, certains dérèglements de notre système immunitaire, des mutations, et n'oublions pas que l'ozone participe aussi à l'équilibre des climats.

(**) Effet de serre : Quand les rayons du soleil atteignent la surface de la Terre, une partie de ces rayons est renvoyée sous forme de rayonnement infrarouge vers l'espace, une autre partie est piégée par une couche de gaz située dans la basse atmosphère, contribuant ainsi à réchauffer la terre. Grâce à ce phénomène naturel, appelé effet de serre, la température moyenne de l'air à la surface de la Terre est d'environ +15 °C. Si la proportion des rayons qui réchauffent notre planète augmente considérablement, cela induira une hausse globale des températures terrestres, c'est le phénomène bien connu des serres de jardin.

En tant que moyen de transport de la chaleur, les frigorigènes sont le flux vital indispensable pour toutes les machines de production de froid. À basse température, ils absorbent de la chaleur dans un évaporateur, sont ensuite comprimés dans un compresseur, puis se réchauffent et restituent la chaleur dans un condenseur. De la conception à l'exploitation de la réfrigération, divers points doivent être pris en considération pour les réfrigérants : ils peuvent être toxiques, inflammables ou nocifs pour l'environnement comme ils peuvent influencer sur l'efficacité.

2.3 Définition

Les frigorigènes, également appelés réfrigérants, sont des fluides purs (substances) ou des mélanges de fluides purs qui existent sous forme liquide, gazeuse ou les deux (diphase), selon la température et la pression. Ce sont les fluides principaux utilisés pour absorber et transmettre de la chaleur dans une machine de production de froid (chambres froides, réfrigérateurs industriels ou pour particuliers, congélateur, climatiseur...), les transformations thermodynamiques et les changements de phase (généralement la condensation et l'évaporation) qu'ils subissent dans les cycles permettent de produire du froid. Dans ces appareils, le fluide frigorigène sert également à transporter l'huile du compresseur.

Les réfrigérants sont des substances chimiques facilement liquéfiables qui évoluent dans le cycle d'un système de production du froid et qui grâce au phénomène endothermique qui consiste à un changement d'état au cours duquel la substance dans l'évaporateur passe de l'état liquide à l'état gazeux, permettent de produire du froid par retrait de la chaleur à basse pression et à basse température, l'évacuation de cette dernière hors du système frigorifique est assurée grâce au phénomène exothermique qui consiste à un changement d'état inverse du précédent à une pression et une température plus élevées, au cours duquel la substance passe de l'état gazeux à l'état liquide. Afin de permettre le changement d'état du fluide frigorigène (passage de la phase liquide à la phase gazeuse) dans des conditions faciles, il est important que le fluide frigorigène ait une température d'évaporation très basse sous pression atmosphérique. Le changement d'état d'un frigorigène pur a lieu à pression et température constantes et c'est au cours de cette phase que la quantité de chaleur absorbée (ou rejetée) est la plus importante. À noter que les frigorigènes sont choisis pour satisfaire aux paliers de condensation et d'évaporation aux pressions ou températures désirées pour le fonctionnement de l'installation, le tableau 2.1 donne à la pression atmosphérique, les températures d'ébullition (d'évaporation) et les chaleurs latentes d'évaporation de certains frigorigènes.

Fluide Frigorigène	Dénomination	Composition chimique	T° d'ébullition (°C)	Chaleur latente à la T° d'ébullition (kJ/kg)
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH ₂ FCF ₃	-26,09 °C	217
R1234yf	2,3,3,3-tétrafluoropropane	CF ₃ CF=CH ₂	-29,49 °C	180,3
R1234ze (E)	1,3,3,3-tétrafluoropropane	CF ₃ CH=CHF	-19,28 °C	196,1
R717	Ammoniac	NH ₃	-33,33 °C	1369
R290	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	-42,10 °C	425,8
R1270	Propylène	CH ₃ CH=CH ₂	-47,72 °C	439,2
R600	Butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	-0,53 °C	384,8
R600a	Isobutane	CH-(CH ₃) ₂ -CH ₃	-11,68 °C	398,3
R450A	Mélange de 58% de R1234ze(E) et 42% de R134a		-23,39 °C	199,8
R513A	Mélange de 56% de R1234yf et 44% de R134a		-29,52 °C	194,8

Tableau 2.1: Températures d'ébullition et chaleurs latentes d'évaporation de quelques frigorigènes

2.4 Historiques

Avant de plonger au cœur de l'histoire des fluides frigorigènes, remontons le temps bien avant la révolution industrielle. En effet, que ce soit pour la conservation des aliments ou le rafraîchissement des habitats, les usages majeurs du froid étaient déjà bien présents dès l'antiquité. L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité, les Romains utilisaient les aqueducs qui leur permettaient de faire circuler de l'eau froide à l'intérieur des murs des foyers de citoyens fortunés afin de rafraîchir leur logement. Les Romains utilisaient également de la glace pour transporter leurs marchandises à travers tout l'empire Romain. Celle-ci provenait de lacs et rivières gelées en saison froide, ou amenée depuis les montagnes l'hiver. Afin de la conserver le plus longtemps possible, elle était placée dans des silos immenses jusqu'à son utilisation. Autre exemple plus sophistiqué, les Perses étaient déjà à même de stocker de la glace en plein désert, y compris en été. Pour cela, ils utilisaient une structure conique appelée Yakhchal [23].

Au cours du 11^{ème} siècle, le physicien et chimiste musulman Ibn Sina crée un élément-clé : une bobine (serpentin) de réfrigération, dont le travail principal était de condenser les vapeurs aromatiques pour la préparation des parfums. Le serpentin était principalement utilisé pour la distillation et non pour le stockage des aliments, mais cette technique a ouvert la porte à la technologie de réfrigération [23].

Il a fallu attendre la révolution industrielle pour que prenne naissance le froid artificiel. Même si les premiers prototypes remontent à 1755 (Date à laquelle William Cullen a mis au point un appareil de laboratoire produisant de la glace artificielle par vaporisation d'eau sous cloche à vide – Figure 2.1.a) et à 1805 (Date à laquelle Oliver Evans conçut une machine de

production de froid qui serait alimentée par vapeur, même s'il a conçu la machine, il n'a jamais construit ses idées), le véritable essor se fait autour de l'année 1850 où ces étapes de laboratoire ont passé à des développements industriels [24].

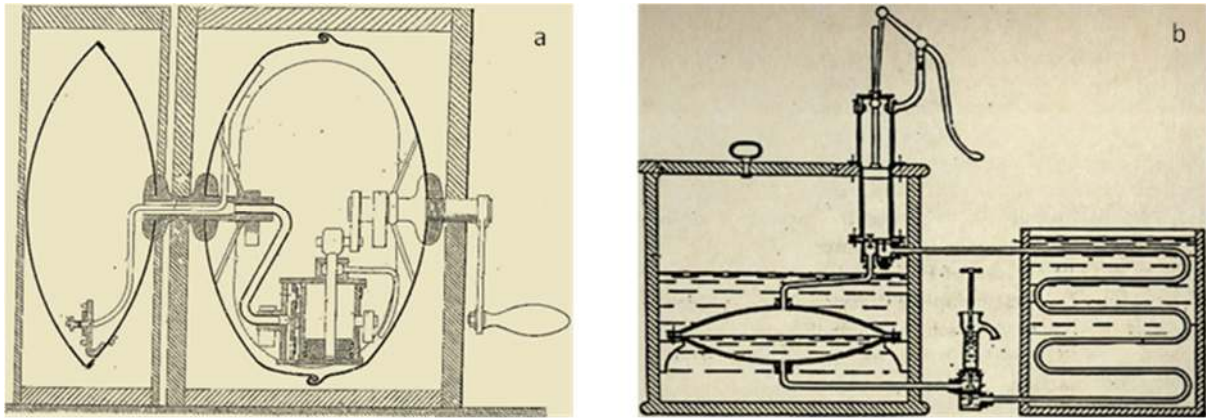


Figure 2.1: Systèmes de production du froid créés entre 1755 et 1834

La technologie d'Evans a également ouvert la voie à la recherche en climatisation. En 1834, un Américain du nom de Jacob Perkins a apporté quelques changements à l'idée initiale d'Evans et a breveté une "machine de production de glace et des liquides de refroidissement" fonctionnant à l'éther sulfurique (Figure 2.1.b), qu'était en effet la première machine frigorifique utilisant la compression de vapeur. Ensuite, en 1844, un autre Américain, John Gorrie, a construit un appareil à compression d'air. Les premiers appareils à compression qui ont eu une réussite industrielle ont été réalisés par un émigrant en Australie, James Harrison (brevets en 1855) [25]. La machine était fabriquée en Angleterre et était capable de produire de glace ou refroidir des liquides frigoporteurs. L'éther éthylique était encore le fluide frigorigène. Son système utilisait un compresseur pour forcer la vapeur d'éther dans un condenseur où elle revenait à la forme liquide et se déplaçait à travers des serpentins de réfrigération. En s'évaporant à nouveau en vapeur, elle refroidit la machine. Mais cette technique a mis James Harrison en 1860 en dépôt de bilan car il était beaucoup moins cher d'expédier de la glace depuis l'Amérique par bateau.

En 1859, La machine à absorption a été inventée par le Français Ferdinand Carré qui a choisi le R717 comme réfrigérant (Figure 2.2.a). La réussite de cette machine se répandit rapidement, en particulier aux USA. Cette machine a largement dominé les autres types de machines jusqu'en 1875. Il convient de souligner que la théorie des systèmes à absorption a été développée beaucoup tard, en 1913, par l'Allemand Altenkirch Edmund [24-25].

Le Français Tellier Charles, en 1858, met au point la première machine frigorifique à gaz liquéfié fonctionnant au R717. Cela lui permettait de produire du froid à usage aussi bien domestique qu'industriel et pouvait également être utilisé pour la conservation des aliments.

Ensuite, en 1865, Charles Tellier a ressuscité les machines frigorifiques à compression mécanique grâce à l'utilisation de l'éther méthylique, qui est beaucoup moins dangereux que l'éther éthylique. Les machines à compression mécanique de vapeurs liquéfiables permettent de mettre au point des systèmes frigorifiques à compression en 1866 pour le CO₂ par Linde, en 1876 pour l'ammoniac (NH₃) encore par Linde (Figure 2.2.b), en 1874 pour le SO₂ par Pictet et en 1878 pour le chlorure de méthyle par Douane. Tous ces fluides frigorigènes ont permis aux machines à compression mécanique de prendre l'avantage face aux machines à absorption. Ces fluides frigorigènes sont restés les plus couramment utilisés jusqu'à vers 1930. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables ou même explosifs. C'est pourquoi dès 1930, nous utilisons les dérivés chlorofluorés du méthane et l'éthane comme alternative.

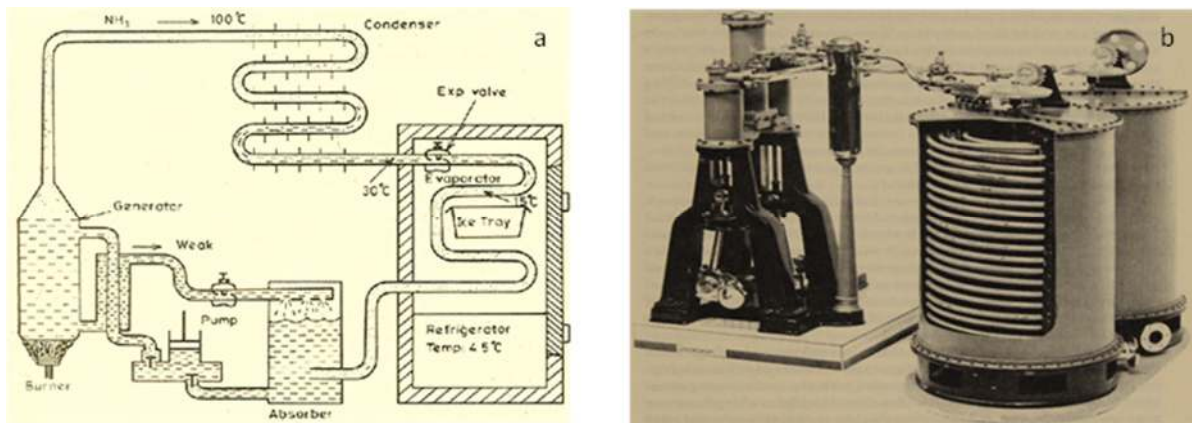


Figure 2.2: Systèmes de production du froid créés entre 1859 et 1876

Cependant, à l'exception du R717, à partir de 1939 tous les frigorigènes précités ont complètement disparu au développement d'une nouvelle catégorie de fluides frigorigènes aux États-Unis: les chloro-fluoro-carbures aussi connus sous le nom de CFCs développés par Thomas Midgley. À partir des années 1980, les scientifiques ont commencé à mettre en garde et à attirer l'attention sur les méfaits des CFCs sur l'environnement, lesquels ont été les plus utilisés par l'industrie du froid.

Les CFCs sont des substances appauvrissant la couche d'ozone, car ils ont un potentiel d'appauvrissement de l'ozone élevé (PAO/ODP)^(*), voir Figure 2.3. La prise de mesures concernant ces substances a conduit en 1987 à l'élaboration du protocole de Montréal (l'accord environnemental universel et multilatéral le plus réussi à ce jour). L'élimination progressive des substances appauvrissant la couche d'ozone a introduit l'utilisation de solutions de remplacement à ces substances moins nocives sur l'environnement.

(*) ODP (Ozone Depletion Potential ou Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) : C'est un indice qui classe la nocivité d'un composé chimique par rapport à la couche d'ozone. Cet indice est calculé par rapport à une molécule de référence, à savoir le R11 qui a un ODP = 1. Il ne concerne que les fluides contenant du chlore (CFC et HCFC).

Les substituts appartiennent pour la plupart à deux catégories de substances chimiques : les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et puis les hydrofluorocarbures (HFC). Tandis qu'une partie de l'industrie est revenue à l'utilisation des hydrocarbures (HC) et du dioxyde de carbone (R744) dans certaines applications (le R600a était utilisé dans les réfrigérateurs domestiques et le R744 dans les systèmes frigorifiques de détail).

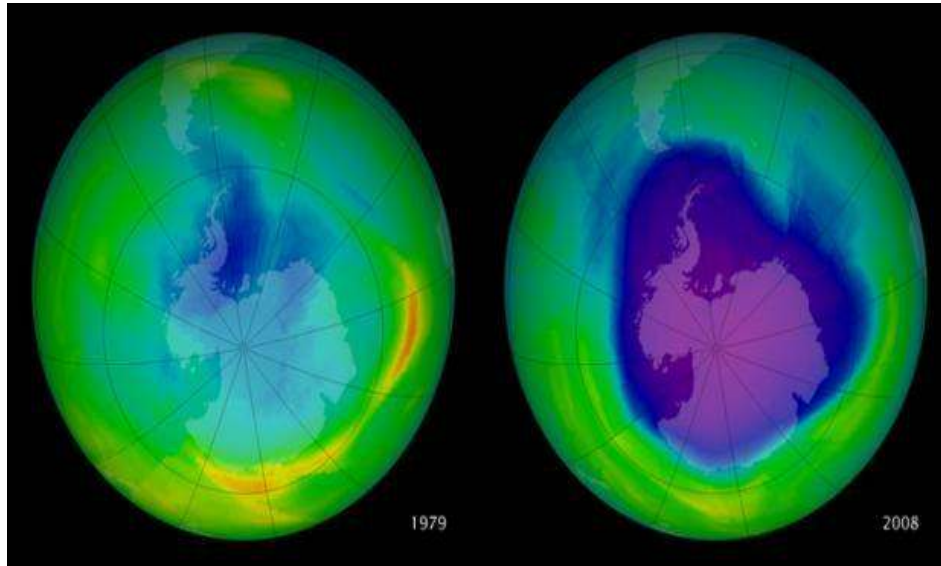


Figure 2.3: Processus d'appauvrissement de la couche d'ozone entre 1979 et 2008

En 1992 avec l'amendement de Copenhague, les HCFC ont été inclus dans un groupe d'élimination. Le protocole de Montréal limite la production des HCFC en plusieurs étapes : 1996 (chacune des Parties contractantes veille à ce que son niveau calculé de consommation des substances n'excède pas annuellement la somme de 3.1 % de niveau calculé de consommation des substances réglementées du groupe I de l'annexe A en 1989), 2004 (65 % de la somme visée à l'étape 01), 2010 (25 %), 2015 (10 %) et 2020 (0,5 %) avec une totale élimination en 2030 dans les pays développés [26].

Bien que les HFC (apparus sur le marché après les recommandations du protocole de Montréal) n'aient pas de potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (PAO/ODP = 0), une utilisation plus large de ces fluides frigorigènes entraîne un autre impact environnemental qui est le réchauffement climatique, car ils ont un potentiel de réchauffement global (PRG/GWP)^(**) élevé), voir Figure 2.4. Une fois de plus, il fallait agir et l'adoption de l'amendement de Kigali au protocole de Montréal permettra de réduire progressivement l'utilisation de ces fluides frigorigènes et les placer dans le panier des gaz à effet de serre contrôlés.

()** GWP (Global Warming Potential ou Potentiel de réchauffement global / Potentiel de réchauffement planétaire) : Cet indice caractérise l'action d'un composé chimique sur l'effet de serre. La molécule de référence est le CO₂ qui a un GWP = 1 pour des durées bien déterminées généralement 100 ans. Plus cet indice est élevé plus le composé est néfaste.



Figure 2.4: Principe de l'effet de serre « Réchauffement climatique »

Comme alternatives aux fluides frigorigènes à fort pouvoir de réchauffement global (PRG/GWP), certaines industries ont commencé à utiliser une quatrième génération de fluides frigorigènes connue sous le sigle de HFO (Hydrofluorooléfines : composés organiques insaturés) qui a été mise au point en 2010 dans laquelle sont pris en compte les indicateurs suivants : ODP nul, GWP très faible et courte durée de vie atmosphérique ce qui réduit l'impact environnemental. Ces frigorigènes synthétiques ont des propriétés thermodynamiques et des efficacités énergétiques similaires à certains HFC. Les Figures 2.3(a) et (b) résument la progression dans l'utilisation des différents types de frigorigènes. Les fluides frigorigènes acceptables à partir du 1^{er} janvier 2019 sont les fluides frigorigènes qui ont un PAO/ODP nul et un PRG/GWP inférieur à 150 (fluides frigorigènes à faible GWP) [26].

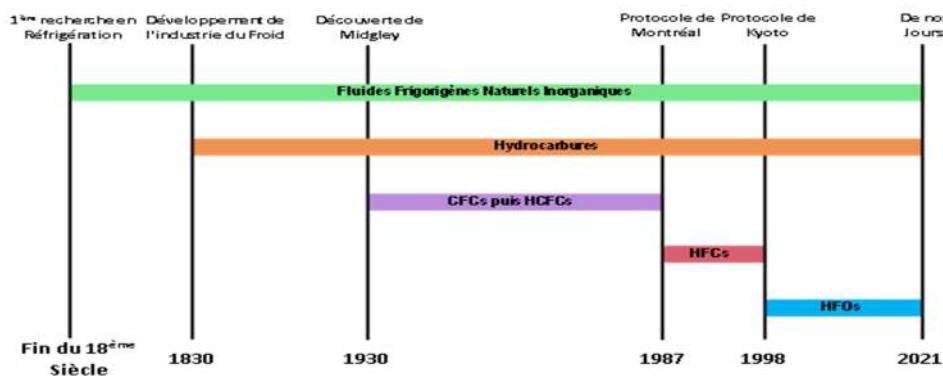


Figure 2.5: Progression dans l'utilisation des différents types de frigorigènes

En résumé la progression des frigorigènes à travers quatre générations :



Le Tableau 2.2 résume la chronologie des réglementations sur les fluides frigorigènes.

Date	Evènement
1834 à 1858	Ether diéthylique CH ₃ -CH ₂ -O-CH ₂ -CH ₃ qui est le premier fluide frigorigène mis en place par Jacob Perkins et James Harrison.
1859	Ferdinand Carré commence les premières expériences avec l'ammoniac.
1863	Charles Tellier construit un compresseur à l'éther diméthylique CH ₃ -O-CH ₃
1866	L'américain Thaddeus Sobieski Caulincourt Lowe construit une machine au dioxyde de carbone CO ₂ R744. Après une éclipse, il réapparaît à partir du 1993.
1869 à 1876	Installation progressive de l'ammoniac dans un cycle à compression par Charles Tellier, John Beath, Francis de Coppet et surtout grâce à l'allemand Carl von Linde.
1875	Apparition du SO ₂ de la part de Raoul Pictet.
1878	Arrivée du fluide frigorigène chlorure de méthyle CH ₃ CL par le français C. Vincent.
1895	Carl von Linde construit la première machine frigorifique à compression. Il liquéfia l'air et prépara de l'oxygène liquide et de l'azote gazeux presque purs.
1930 à 1980	Les CFC (chlorofluorocarbures) puis les HCFC (hydrochlorofluorocarbures) sont instaurés par une équipe américaine de Frigidaire Corporation, dirigée par Thomas Medley s'inspirant des travaux de Swarts. Apparurent successivement le premier CFC, le R12 (CF ₂ Cl ₂) en 1931, puis le premier HCFC, le R22 (CHF ₂ Cl), en 1934 et en 1961, le premier mélange azéotropique R502 (R22/R115).
1980	Débuts pour les HFC (hydrofluorocarbures).
1993	Réinventer la technologie du CO ₂ par le professeur Gustav Lorentzen.
1995	l'interdiction totale des CFC dès 1995 dans les pays développés (2010 pour les pays en développement).
2004	Les HCFC sont remplacés par les HFC.
2010	Arrêt de l'utilisation des HCFC dans les derniers types d'installations neuves et les HCFC vierges à la maintenance seule l'utilisation des HCFC d'origine non vierge (recyclés ou régénérés) sera autorisée.
2015	Tous les HCFC ont été remplacés dans les installations frigorifiques par des HFC, limitation du PRG à 150 pour la réfrigération domestique. Il est interdit de stocker du R22, ainsi que de réparer ou entretenir les installations contenant du R22.
2018	Les HFC sont remplacés par les HFO
2020	Interdiction de mise sur le marché et d'utilisation des fluides R-404A et R-507A, limitation du PRG à 2500 pour la réfrigération commerciale neuve et la climatisation et pour la clim mobile autonome à 150. Il est interdit de recharger ces installations avec du fluide neuf. Seuls les fluides recyclés ou régénérés pourront être utilisés jusqu'à 2030.
2022	Interdiction de mise sur le marché du fluide R-134a pour les systèmes frigorifiques centralisés multipostes à usage commercial d'une capacité nominale ≥ 40 kW et un GWP ≥ 150 (sauf circuit primaire avec GWP ≤ 1 500 d'une installation en cascade).
2025	Interdiction de mise sur le marché des fluides R-407C et R-410A pour les systèmes de climatisation bi-blocs contenant moins de 3 kg de HFC avec un GWP ≥ 750.
2030	Interdiction totale des fluides R-404A et R-507A et tous les HFC qui ont un PRG supérieur ou égal à 150 ne seront plus autorisés.

Tableau 2.2: Chronologie des réglementations sur les fluides frigorigènes
[23-27]

2.5 Différents types de frigorifiques

2.5.1 Frigorigènes primaires

Les fluides frigorigènes primaires sont les fluides qui sont utilisés directement comme fluides de travail, par exemple dans les systèmes de réfrigération à compression de vapeur et à absorption de vapeur où ces fluides assurent la réfrigération en subissant un processus de changement de phase dans l'évaporateur. Ce sont donc les fluides frigorigènes qui refroidissent directement la substance ou l'espace en absorbant leur chaleur latente. Les fluides frigorigènes primaires sont en outre classés dans les groupes suivants:

- Les hydrocarbures (Méthane, Ethane, Propane, etc.)
- Les composés naturels inorganiques (NH₃, SO₂, CO₂, etc.)
- Les Composés organiques insaturés (à base d'éthylène et de propylène)
- Les hydrocarbures halogénés (R12, R22, etc.)
- Les mélanges azéotropes et zéotropes.

2.5.2 Frigorifiques secondaires

Comme leur nom l'indique les fluides secondaires ou les frigoporteurs sont des fluides intermédiaires (entre l'évaporateur et la substance ou l'espace à refroidir) utilisés pour transporter l'énergie thermique d'un endroit à un autre, donc contrairement aux frigorigènes primaires, les frigorigènes secondaires ne subissent pas de changement de phase. Ils refroidissent la substance ou l'espace en absorbant leur chaleur sensible. Ces frigoporteurs sont employés pour des motifs pratiques tels que la séparation du frigorigène de la substance à refroidir, surtout dans le cas où une fuite éventuelle du frigorigène peut endommager la substance refroidie et constituer un danger pour le personnel. Ces solutions sont aussi connues sous le nom général saumures. Ils présentent une propriété thermodynamique importante : son point de solidification sera inférieur au point de solidification de ses constituants. Les frigorigènes secondaires couramment utilisés sont les solutions d'eau et d'éthylène glycol, de propylène glycol ou de chlorure de calcium.

2.6 Classification des fluides frigorigènes

Les réfrigérants obéissent à une classification normalisée par les normes ANSI/ASHRAE 34-2022 et ISO 817-2014 qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette désignation et classification de sécurité est effectuée sur la base de différents critères suivant la famille ou la sous-famille des frigorigènes considérés. Les frigorigènes peuvent être divisés en deux grandes catégories : les fluides purs et les mélanges, Figure 2.4.

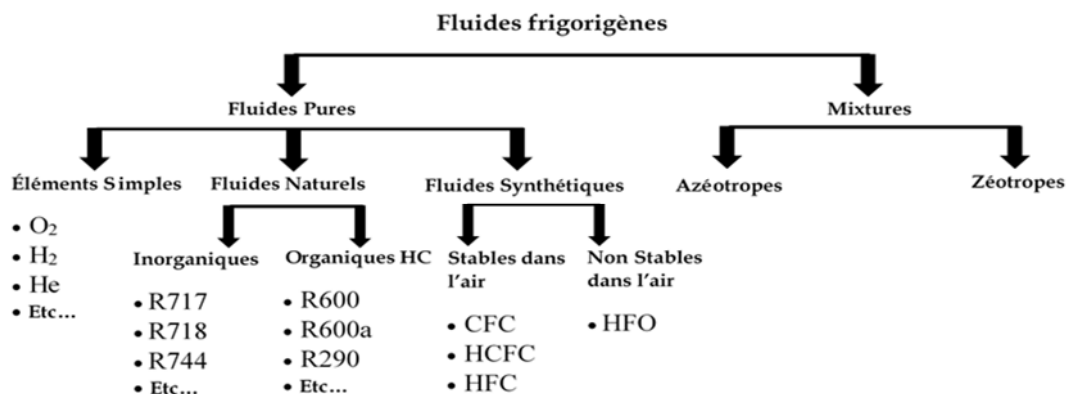


Figure 2.6: Classification des fluides frigorigènes

2.6.1 Fluides frigorigènes purs ^(*)

Des substances élaborées ou composées à partir d'une seule formule chimique :

2.6.1.1 Les éléments simples

Les éléments les plus simples tels que l'hydrogène (H₂), l'oxygène (O₂), l'hélium (He) ou l'azote (N₂) permettent d'atteindre des températures extrêmement basses utilisées dans les techniques cryogéniques.

2.6.1.2 Les frigorigènes naturels

Les fluides frigorigènes naturels sont des substances inorganiques pures présentes dans la nature comme l'ammoniac (R717), l'eau (R718) et le dioxyde de carbone (R744). Aussi, on classe certains hydrocarbures à bas GWP parmi ces fluides frigorigènes naturels tels que le propylène (R1270), l'isobutane (R600a), le butane (R600) et le propane (R290). Par ailleurs, ils n'infligent aucun dégât à la couche d'ozone (donc un ODP = 0) et possèdent un potentiel de réchauffement climatique très faible, voire nul (GWP ≈ 0) . Ce sont donc des fluides « propres / écologiques » qui respectent l'environnement. Ces produits étaient déjà utilisés comme fluides frigorigènes au XIX^e siècle et ils reviennent à la mode en raison de leur impact moindre sur l'environnement.

Ils sont les plus proches de l'exigence des réglementations internationales qui imposent l'utilisation des fluides frigorigènes à bas potentiel de réchauffement planétaire (GWP < 150). Par ailleurs, leur puissance frigorifique et leur efficacité énergétique sont supérieures à ceux des HFC. On les considère actuellement comme la solution verte afin de réduire l'empreinte carbone du système frigorifique.

2.6.1.2.1 Les composés naturels inorganiques ^(**)

Parmi les composés inorganiques purs, deux fluides se détachent :

- **Le R718 ou l'eau (H₂O)**

Le R718 est le fluide le plus bénin sur le plan écologique (inflammable, non-toxique, GWP négligeable et ODP nul) et le plus communément utilisée comme fluide caloporteur en froid indirect et en conditionnement d'air (refroidisseurs d'eau).

^(*) Les corps purs peuvent se présenter sous la forme de :

- Corps simples, lorsqu'ils sont constitués d'un seul type d'atomes mais que ceux-ci sont associés en molécules comme dans le dihydrogène (H₂) ou le dioxygène (O₂) ;
- Corps composés, lorsqu'ils sont construits autour d'atomes différents, regroupés en molécules identiques. C'est l'exemple de l'eau (H₂O).

^(**) Les seuls fluides naturels sont en fait l'air et l'eau. Le CO₂, le propane, l'isobutane et l'ammoniac sont tous transformés chimiquement. Dire qu'ils sont naturels n'est donc pas exact, il vaut mieux les qualifier de fluides à faible GWP.

Le R718 n'est pas exploitable dans les systèmes de compression de vapeur. En effet, elle possède une limite d'emploi ce qui rend rares sont les domaines où on l'utilise en tant que frigorigène : ces propriétés thermophysiques (point de congélation à 0 °C et pression de vapeur très basse) restreignent son usage en tant que frigorigène aux applications du refroidissement négatif (congélation, etc.). Cependant, tout est possible avec l'eau tant qu'il s'agit de refroidissement à des températures positives (> 0°C). Le R718 est plus adaptée pour les pompes à chaleur à hautes températures (100 à 300 °C) et pour la production de froid par absorption dans le domaine de la climatisation à cause de son très élevé point critique.

- **L'ammoniac (NH₃) ou R 717**

Le mot ammoniac provient de l'ancien Empire égyptien. En 1774, le R717 fut découvert par Joseph Priestley. On réussit à le liquéfier par compression en 1790. Puis, en 1859, le réfrigérateur à absorption utilisant l'ammoniac fut inventé par Ferdinand Carré. En 1872, David Boyle obtient le premier brevet pour un compresseur utilisant le R717. Ensuite, le compresseur est développé par Carl Von Linde en 1876.

Le R717 est sans doute l'exemple le plus connu de ce groupe. Il a été reconnu en tant que le principal fluide frigorigène industriel pendant plus de 125 années et est utilisé dans de nombreuses applications à l'échelle mondiale, surtout dans le secteur industriel. C'est l'un des fluides frigorigènes les plus anciens et reste le frigorigène de choix dans les systèmes industriels et notamment pour le traitement des boissons et des aliments grâce à ses excellentes propriétés thermodynamiques et de son faible coût d'exploitation [28].

Le R717 avec un GWP et un ODP de l'ordre de zéro ne représente donc aucune menace pour la couche d'ozone. Cependant, il s'agit d'un produit corrosif et irritant pour les voies respiratoires et la peau. C'est dangereux non seulement pour l'homme, mais aussi pour la nappe phréatique. Les propriétés physico-chimiques de l'ammoniac en tant que réfrigérant sont très intéressantes (température de vaporisation élevée, densité plus forte, Chaleur latente de vaporisation élevée, etc.), il est peu coûteux et très soluble dans l'eau (33,1 % en poids à 20°C). Cependant, son inflammabilité et sa toxicité limitent pratiquement son utilisation à certaines applications industrielles. Même si cette substance est extrêmement toxique à des faibles concentrations, la mortalité par exposition à l'ammoniac est extrêmement rare, surtout parce qu'il émet une odeur désagréable, même à de très faibles concentrations, mais il demeure inflammable. En raison des propriétés écologiques de ce fluide frigorigène, il peut être envisagé pour des applications plus larges si les problèmes de sécurité et la formation du personnel sont dûment prises en compte [29,30].

D'autres composés inorganiques, comme le dioxyde de carbone (CO₂) et le dioxyde de soufre (SO₂), qui ont joué un rôle important dans la technologie de la réfrigération dans le passé ne sont plus utilisés aujourd'hui à cause de leurs désavantages. Cependant, le dioxyde de carbone (CO₂) utilisé dans les premières machines frigorifiques a été abandonné avant d'être réintroduit en 1993 [31], depuis le dioxyde de carbone a pris un certain essor surtout dans le domaine des pompes à chaleur et de la climatisation.

Les fluides frigorigènes faisant partie de cette famille sont désignés par la série des 700. Les deux derniers chiffres indiquent la masse molaire (en grammes) de la substance.

2.6.1.2.2 Les composés naturels organiques

Ces frigorigènes sont en fait *des hydrocarbures* (HC en abrégé), ces substances non chlorées et non halogénées issues essentiellement des raffineries après distillation et sont constitués exclusivement des atomes de carbone (C) et d'hydrogène (H), ils possèdent en conséquence une formule brute de type : C_nH_m, où n et m sont deux entiers naturels. Les hydrocarbures en tant que frigorigènes dotés d'excellentes propriétés thermodynamiques ont été largement utilisés au début du XIXe siècle, ils sont faciles à obtenir et peu coûteux. Cependant, en raison de divers problèmes techniques et de sécurité, ils ont été retirés du marché avec l'introduction du CFC depuis l'année 1930. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont très inflammables, potentiellement explosifs et donc leur utilisation doit faire l'objet de prescriptions en matière de sécurité [32].

De nos jours, compte tenu des problèmes liés aux fluides frigorigènes nocifs pour l'environnement, les hydrocarbures sont encore une fois considérés comme des solutions alternatives respectueuse de l'environnement et écoénergétique aux HFC dans diverses applications à moyennes et basses températures telles que le conditionnement d'air, le froid commercial et/ou domestique et les applications à ultra basse température [33]. Les hydrocarbures les plus couramment utilisés sont l'isobutane (R600a), le butane (R600) dédiés au froid domestique, le propylène (R1270) et le propane (R290) pour le froid commercial. Malgré que chacune de ces fluides frigorigènes ait des caractéristiques thermodynamiques et chimiques différentes, ils ont des caractéristiques environnementales communes ; très faible potentiel de réchauffement planétaire GWP (inférieur à 20) et un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP nulle. L'utilisation des fluides frigorigènes aux hydrocarbures de haute performance permet de réduire la consommation d'énergie et donc les coûts de fonctionnement et peuvent donc être utilisés comme alternatives de longue durée pour la réfrigération et la climatisation [34,35].

2.6.1.3 Les fluides frigorigènes synthétiques

Les réfrigérants synthétiques sont des substances qui n'existent pas naturellement, mais qui ont été développées par l'homme à des objectifs industrielles. Essentiellement des composés fluorés, ces réfrigérants sont largement utilisés dans les systèmes frigorifiques et les systèmes de conditionnement d'air. Ces dérivés halogénés sont également couramment utilisés comme solvants et agents d'expansion [36]. Ils sont ininflammables, non-toxiques, compatibles avec les différentes huiles et ils comportent peu de risques advenant une fuite. Ils peuvent classer en deux principales catégories.

2.6.1.3.1 Fluides frigorigènes synthétiques stables dans l'air

Ces fluides frigorigènes se fonde sur des hydrocarbures fluorés. On dit qu'ils sont stables, parce qu'ils ne se dégradent que lentement dans l'air (durée de séjour moyenne supérieure à 2 ans). Ils sont également appelés fluides frigorigènes synthétiques à effet de serre, car ils ont un potentiel considérable de réchauffement planétaire. Lorsque ce genre de frigorigène est relâchés dans l'environnement, il s'accumule dans l'atmosphère et s'étendent tout autour du globe. Pendant la décomposition lente de ces fluides, certains d'entre eux constituent des substances problématiques sur le plan environnemental. Leur fort potentiel de réchauffement climatique a incité la communauté internationale à les inclure dans le protocole de Kyôto. Ces fluides sont divisés en trois catégories/familles que sont :

2.6.1.3.1.1 Les Chlorofluorocarbures (CFC) :

Interdits depuis le 1^{er} octobre 2000 sur le marché, et depuis le 1^{er} janvier 2001 pour leur utilisation en maintenance (Ces fluides frigorigènes sont réglementés en vertu du Protocole de Montréal en 1987). Désormais, les CFC doivent être récupérés et détruits. Les CFC sont des substances ayant une grande stabilité chimique, entraînant ainsi une longue durée de vie de ces molécules dans l'atmosphère et donc possèdent un effet nocif notamment sur la couche d'ozone. Les CFC étaient les frigorigènes les plus couramment utilisés, ils ont été développés à l'origine pendant les années 1930, ils sont généralement ininflammables et possèdent de bonnes propriétés physiques. Les molécules de ce groupe sont constituées de chlore, de fluor et de carbone, elles ne contiennent pas d'hydrogène. Les plus courants des CFC ont été le R11 et R12. Leur usage a connu un déclin rapide en raison de leur impact sur l'environnement. En effet, deux chimistes de l'Université de Californie, le professeur F. Sherwood Rowland et le Dr. Mario Molina, ont montré en 1974 que les émissions des produits chimiques à base de chlore risquaient de dégrader la couche d'ozone de la stratosphère [22]. La communauté scientifique a mis en cause les CFC pour avoir détruit la couche d'ozone. Ils pensent qu'ils se décomposent

avec les rayons ultraviolets pour former des atomes de chlore qui attaquent l'ozone selon la réaction : $\text{Cl} + \text{O}_3 \rightarrow \text{ClO} + \text{O}_2$.

De plus, le problème de l'effet de serre, entraînant un réchauffement de la planète et un bouleversement climatique, apparaît avec l'utilisation de ces gaz réfrigérants.

2.6.1.3.1.2 Les Hydrochlorofluorocarbures (HCFC) :

Il s'agit de la seconde génération des fluides frigorigènes, les HCFC comprennent des atomes d'hydrogène en plus des atomes de chlore, de fluor et de carbone. L'avantage d'utiliser des HCFC est que l'hydrogène réagit avec l'hydroxyle troposphérique (OH), ce qui réduit la durée de leur vie dans l'atmosphère donc ils sont chimiquement moins stables.

Les HCFC sont les fluides frigorigènes tels que le R22, R123, R124, R141b, R142b. Leur impact sur l'ozone est nocif, mais moindre que celui des CFC. En raison de leur similarité avec les CFC en termes de propriétés physico-chimiques, Ils ont été utilisés comme produits de remplacement provisoire pour les CFC. Ceci a constitué une première étape significative dans la réduction des effets nocifs des CFC sur la couche d'ozone. Cependant, il convient de noter que les HCFC contiennent encore du chlore, bien que la libération de ce dernier dans la stratosphère soit faible en raison des processus d'atténuation dans la troposphère [37]. Les HCFC ont été réglementés lors de la 4^{ème} réunion des parties signataires du Protocole de Montréal à Copenhague en 1992 [38]. En Europe, ils ne peuvent plus être utilisés comme fluide neuf depuis 2010 et ont fait l'objet d'une interdiction totale depuis 2015 (règlement UE 2037/2000 relatif aux substances qui appauvrissent la couche d'ozone).

2.6.1.3.1.3 Les Hydrofluorocarbures (HFC) :

Il s'agit de la troisième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés en tant que fluides frigorigènes. Ils ont été développés pour remplacer les CFCs et les HCFCs puisqu'ils possèdent des propriétés physiques et thermo-chimiques similaires. Ce sont des molécules constituées de carbone, de fluor et d'hydrogène, leurs molécules ne contiennent pas de chlore et donc ne participent pas à la destruction de la couche d'ozone. Par contre, Elles présentent une contribution élevée à l'effet de serre. Les principales HFCs utilisés sont le R32, R134a, R152a, R227ea, R236fa, R245ca et leurs mélanges, y compris R404A, R407 et R410A. Ce sont des réfrigérants ininflammables et non-toxiques dont la mise sur le marché, l'utilisation, la récupération et la destruction sont réglementées par l'amendement de Kigali au protocole de Montréal (2016) du fait de leur appartenance aux gaz dits « à effet de serre » (GES) dans le protocole de Kyôto [39].

2.6.1.3.2 Fluides frigorigènes synthétiques non stables dans l'air

Il s'agit de la quatrième génération d'hydrocarbures halogénés utilisés comme frigorigènes, bien connus sous le nom *hydrofluorooléfines* (HFO en abrégé), à faible potentiels de réchauffement planétaire (GWP). Même si les fluides frigorigènes de type HFC n'ont pas de potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP=0), beaucoup d'entre eux présentent des potentiels de réchauffement planétaire (GWP) relativement élevés. Au cours des années 1990, des efforts considérables ont été consentis pour remplacer les HFC par des fluides naturels comme le dioxyde de carbone et les hydrocarbures [40]. Plus récemment, des efforts de développement ont été déployés afin de développer les oléfines halogénées en tant que frigorigènes potentiels pour les applications de réfrigération. En particulier, les isomères de propène fluorés ont fait leur apparition en tant que des solutions possibles [41].

Malgré que les HFOs présentent des caractéristiques de sécurité et de performance similaires aux fluides frigorigènes HFC, leurs molécules sont non saturées et contiennent au moins une liaison double de carbone, ce qui leur permet d'être moins stables dans l'atmosphère et d'avoir une durée de vie de quelques jours (donc nettement inférieure à 2 ans) et par conséquent, leurs GWP sont très bas [42].

Par contre, ils sont stables dans le circuit fermé d'un système frigorifique, répondant ainsi aux exigences techniques ; avec un potentiel de réchauffement global relativement bas. Néanmoins, cette double liaison leur confère en revanche une certaine inflammabilité. C'est le prix à payer quand on veut un fluide instable dans l'atmosphère, mais très stable à l'usage. Avec un faible impact sur le réchauffement climatique et sans effet sur la couche d'ozone, les HFOs sont actuellement considérés comme la nouvelle génération de fluides frigorigènes, ils sont utilisés dans plusieurs applications de la technique de réfrigération et des pompes à chaleur. Plus important, en pratique, les systèmes frigorifiques conventionnels peuvent encore être utilisés sans modifications ou avec de légères modifications. Parmi ces HFOs, le R1234yf et R1234ze (E) sont d'excellents substituts du frigorigène R134a, en particulier pour la climatisation automobile et la réfrigération domestique, car ils sont adaptés à la réglementation climatique actuelle, voir Figure 2.7 [43,44]. A titre d'exemple, le R1233zd(E) et R1234ze(E) sont utilisés dans les refroidisseurs [45], tandis que le R1336mzz est suggéré pour les pompes à chaleur à haute température [46]. Le R1234ze (E) et/ou le R1234yf sont également utilisés comme des composants des nouveaux mélanges de fluides frigorigènes (comme le R452A/B/C, R513A/B, R450A, R515B) qui présentent des alternatives à faible GWP tout en proposant une efficacité énergétique optimale.

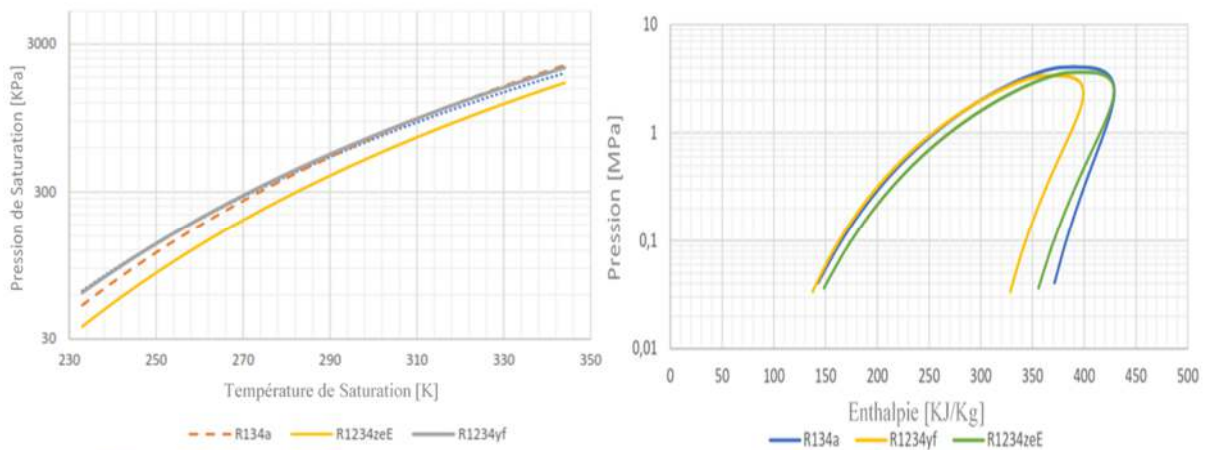


Figure 2.7: Diagrammes P, T et P, h des fluides de remplacement du R134a

2.6.2 Mélanges de fluides frigorigènes

Les mélanges des frigorigènes sont classifiés en deux catégories conformément aux normes ANSI/ASHRAE 34 et ISO 817 : les zéotropes et les azéotropes [47, 48].

2.6.2.1 Mélanges azéotropes :

L'utilisation d'un azéotropique comme fluide frigorigène est intéressante car son comportement est très proche de celui des corps purs. Un mélange azéotrope ou azéotropique est un mélange des fluides purs présentant la propriété d'avoir une température d'ébullition unique et définie pour une composition déterminée de ces substances pures ; il présente alors certaines propriétés physiques (comportement) analogues aux fluides purs, c'est-à-dire qu'à l'état de saturation, la relation entre la pression et la température est constante. Autrement dit, la température ne varie pas pendant les changements d'état (vaporisation ou condensation) à pression constante $(dt/dx)_p = 0$.

Il en résulte des isobares de rosée et d'ébullition qui se rencontrent à un point, appelé azéotrope, et une température d'ébullition spécifique caractéristique de l'azéotrope. Si la température d'ébullition des composants est inférieure à la température d'ébullition de l'azéotrope, on parle d'azéotrope à déviation négative (dont les constituants ont tendance à repousser en phase vapeur). Et si la température d'ébullition des composants est supérieure à la température d'ébullition de l'azéotrope, on parle d'azéotrope à déviation positive (dont les constituants ont tendance à s'attirer en phase vapeur).

2.6.2.2 Mélanges zéotropes :

Un mélange zéotrope ou zéotropique est un mélange dont la composition en phase vapeur et en phase liquide diffère lorsque les deux phases coexistent, les substances les plus volatiles s'évaporent plus facilement que les substances moins volatiles. Ainsi, à une pression

donnée, la température d'ébullition dans l'évaporateur n'est pas constante, mais dépend de la teneur en vapeur du mélange diphasique. Cette différence de température est nommée glissement en température, voir Figure 2.8.

Donc ces mélanges zéotropiques se condensent et s'évaporent non pas à une température constante, mais sur une plage des températures. Par conséquent, ils ne se comportent pas comme des substances pures et un zéotropique (binaire, ternaire ou plus) se caractérise par sa valeur de glissement en température à une pression de fonctionnement donnée (de condensation ou d'évaporation).

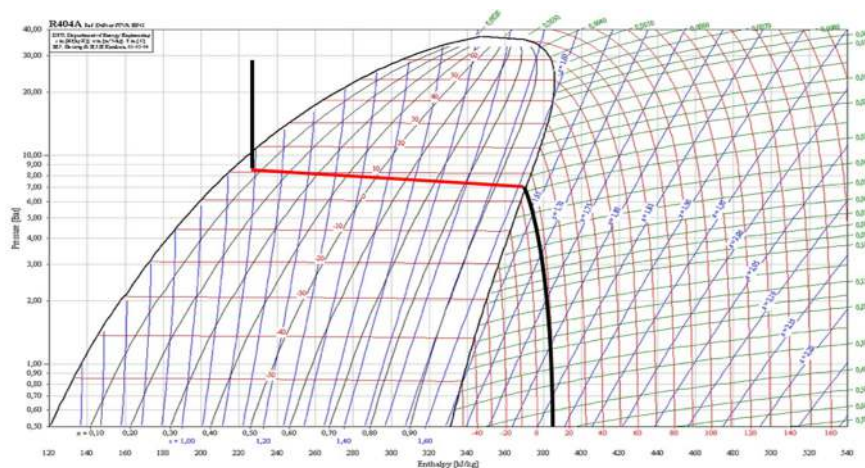


Figure 2.8: Exemple d'une courbe isotherme représentant le glissement d'un mélange zéotropique

2.7 Terminologie et nomenclature

Une nomenclature internationale très précise est appliquée aux fluides frigorigènes. Cette nomenclature est issue de la norme ISO 817 et la norme américaine ANSI/ASHRAE 34 [47-48]. Par conséquent, chaque frigorigène est doté d'un code d'identification. Ce numéro se compose d'un préfixe composé de lettres et d'un suffixe composé de chiffres plus éventuellement une ou deux lettres pour identifier les isomères. Un exemple de ceci peut être vu dans R717. R est notre préfixe de lettre et le 717 est notre suffixe numéroté. Ce système de numérotation standard a été développé pour la première fois par la société DuPont et a été mis en service en 1956. Depuis lors, ANSI/ASHRAE a adopté ce système de numérotation sous la norme 34 (la norme 34 est la désignation du numéro et la classification de sécurité des frigorigènes). La norme 34 est en constante évolution et mise à jour par l'ASHRAE. Le but de ce système de numérotation est de permettre à un ingénieur, à un technicien ou à toute autre personne d'identifier facilement la composition chimique du réfrigérant avec lequel ils travaillent. Chaque numéro dans le nom du réfrigérant a son propre but spécifique et fournit un indice sur la façon dont le réfrigérant est fabriqué.

Le préfixe constitué de la lettre R pour le mot anglais « Refrigerant ». Cependant, il existe certains cas où la lettre C peut être utilisée dans le préfixe pour indiquer le signe du carbone. Ceux-ci peuvent également être précédés des lettres B, C, F ou d'une combinaison de ces lettres. Ces lettres indiquent toute présence de fluors, de brome ou de chlore. Tout composé contenant de l'hydrogène doit être précédé de la lettre H. Des exemples en sont le C318, HFC-134a, HFC-404A, HCFC-22. Ces types de préfixes sont informels et ne doivent pas être utilisés à des fins techniques, car la plupart des entreprises et des utilisateurs préfèrent la méthode du préfixe « R » [47-48].

Le suffixe constitué de 2, 3 ou 4 chiffres représente éventuellement le nombre d'atomes de chaque constituant ou de liaisons. Il peut aussi comporter une ou deux lettres pour identifier les isomères. Les suffixes peuvent être classés en neuf 9 séries réparties en 4 catégories principales, voir tableau 2.3 : (Fluorocarbures et dérivés, mélanges zéotropiques et azéotropiques, composés organiques et composés non-organiques).

Série	Description
00	Réfrigérant à base de Méthane (*)
100	Réfrigérant à base d'Ethane
200	Réfrigérant à base de Propane
300	Composés organiques cycliques
400	Mélanges Zéotropiques
500	Mélanges Azéotropiques
600	Composés organiques
700	Composés non organiques
1000	Composés organiques insaturés

Tableau 2.3: Les différentes séries de réfrigérants

2.7.1 Fluorocarbures et dérivés (Séries 00, 100, 200, 300 et 1000) :

Ce modèle de nomenclature peut s'appliquer pour tout fluorocarbure (FC) de type CFC, HCFC, HFC, PFC et même pour les HFO. La nomenclature des gaz fluorés suit le modèle de type "RWXYZ", où chacun des chiffres et des lettres représente :

R : Signifie Réfrigérant ou fluide frigorigène (parfois, remplacé par : FC, CFC, ..., etc.).

W : Indique le nombre de doubles liaisons (si ce chiffre est nul, il n'apparaît pas).

X : Indique le nombre d'atomes de carbone ($n^{\circ} C$) - 1 (omis si zéro).

Y : Indique le nombre d'atomes d'hydrogène ($n^{\circ} H$) + 1.

Z : Indique le nombre d'atomes de fluor ($n^{\circ} F$).

Le nombre d'atomes de chlore ($n^{\circ} Cl$) = $(2 * n^{\circ} C + 2) - (n^{\circ} H + n^{\circ} F)$.

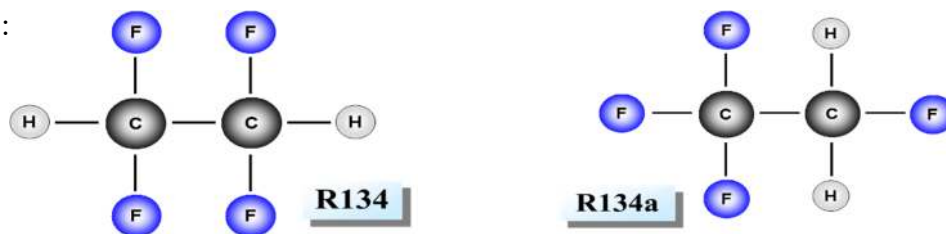
(*) Pour les réfrigérants à base de méthane, on peut utiliser la règle du 90 (exemple du R32, ajoutez 90 au nombre 32 devient 122 ; le premier chiffre donne le nombre d'atomes de C, le dernier donne le nombre de F et le chiffre du milieu donne le nombre de H.

Application à quelques réfrigérants (nomenclature & composition chimique) :

- WX=00 : Réfrigérant à base de méthane, tel que le R22 / CHClF_2 .
- WX=01 : Réfrigérant à base d'éthane, tel que le R134a / $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$.
- WX=02 : Réfrigérant à base de propane, tel que le R290 (propane) / C_3H_8 .
- WX=03 : Composé organique cyclique, tel que le RC318 / C_4F_8 .
- WX=1 : Composé organique insaturé, tels que R1270 (Propylène) / C_3H_6 ou encore le HFO R1234yf / $\text{CH}_2=\text{CFCF}_3$

Parmi ces exemples, on note l'addition des suffixes « yf » ou « a ». Ces lettres représentent les isomères du fluide réfrigérant (molécules de même formule chimique, mais avec une structure chimique différente), qui ont des propriétés chimiques et physiques différentes.

Par exemple :



Le suffixe « a » comme dans R134a indique que la molécule est moins symétrique, avec le même nombre d'atomes de carbone, d'hydrogène et de fluor.

❖ Remarques :

- Pour les frigorigènes contenant du brome (Br), on ajoute la lettre B suivie du nombre d'atomes de Br présents après le numéro d'identification du réfrigérant, un exemple très populaire ici serait le **R12B1** : Bromochlorodifluorométhane (CBrClF_2), se lit R12 avec un brome.
- Pour les composés cycliques, la lettre C est utilisée devant le numéro d'identification du fluide frigorigène, un exemple ici serait le **RC318** : Octafluorocyclobutane (C_4F_8), le C indique la présence d'un cycle carboné.
- Le nombre d'atomes de chlore pour les composés organiques insaturés : $(n^\circ \text{Cl}) = (2 * n^\circ \text{C}) - (n^\circ \text{H} + n^\circ \text{F})$.

❖ Les Isomères :

La formule brute nous renseigne sur la nature et le nombre d'atomes tandis que la formule développée nous montre l'arrangement de ces atomes [29-49]. Les composés qui ont la même formule brute (moléculaire) mais une structure différente sont appelés isomères.

2.7.1.1 Réfrigérants à base d'éthane : (chaîne de 2 carbones)

Le plus symétrique des isomères de la série d'éthane est indiqué par le numéro seul. Au fur et à mesure que les isomères deviennent de plus en plus dissymétriques, leur dissymétrie est repérée suivant son importance par l'ajout des suffixes constitués par des lettres minuscules (a, b, c, ...).

La symétrie est déterminée en additionnant d'abord les masses des atomes de Br, Cl, F ou H attachés à chacun des deux atomes de carbone. Ensuite, les deux valeurs obtenues sont retranchées l'une de l'autre. Plus la valeur absolue de cette différence est petite, plus l'isomère est symétrique. L'exemple des isomères R134a et R134 est donné ci-après : (Figure 2.9.)

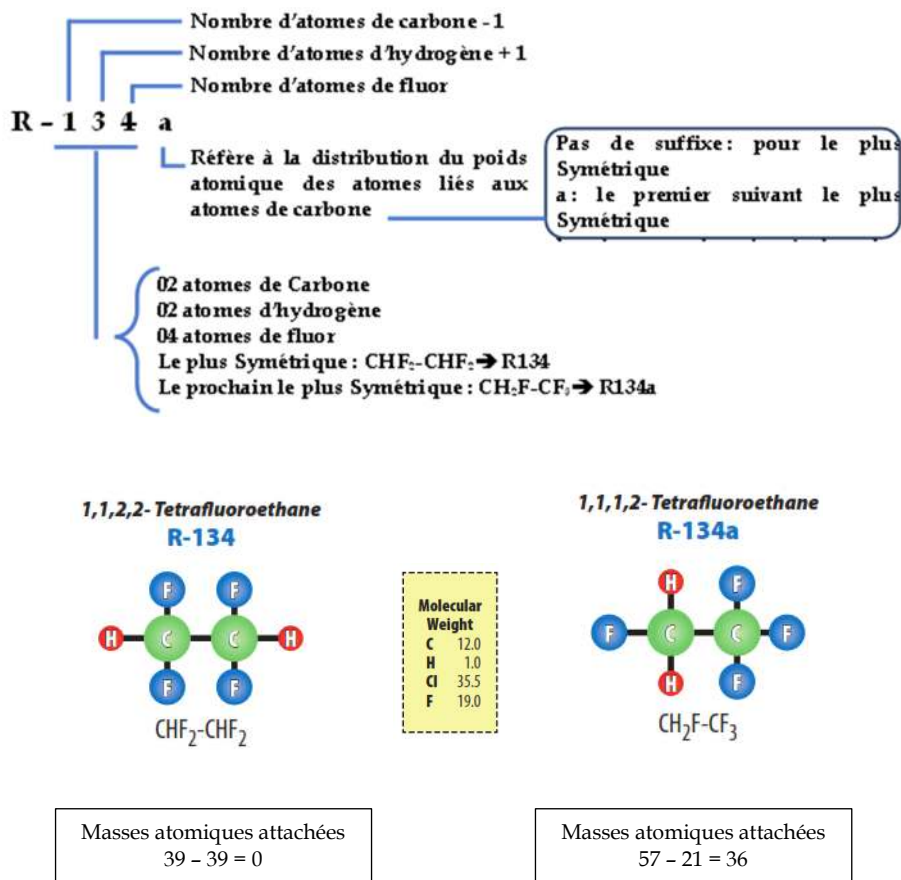


Figure 2.9: Exemple des isomères R134a et R134

2.7.1.2 Réfrigérants à base de propane : (chaîne de 3 carbones)

Les isomères des réfrigérants à base de propane auront le même numéro, l'isomère étant différencié par deux lettres minuscules ajoutées en suffixe. La première lettre caractérise les groupements d'atomes sur le carbone central.

Dans ce cas, chacune des lettres de l'alphabet : a, b, c, d, e, f représente un isomère de position des dérivés du propane, voir tableau 2.4.

Lettre	Représente
a	-CCl ₂
b	-CClF
c	-CF ₂
d	-CClH
e	-CFH
f	-CH ₂

Tableau 2.4: L'alphabet des isomères de position des dérivés du propane

La seconde lettre caractérise la symétrie du composé. Elle est déterminée par la différence des sommes des masses des atomes attachés aux premiers et derniers atomes de carbone. Lorsque cette différence est très faible voire nulle, le composé est considéré comme symétrique et la lettre a lui est attribuée. Aux composés de dissymétrie croissante, les lettres b, c, etc. sont respectivement attribuées. L'exemple des isomères R245ca et R245fa est donné ci-dessous : (Figure 2.10.)

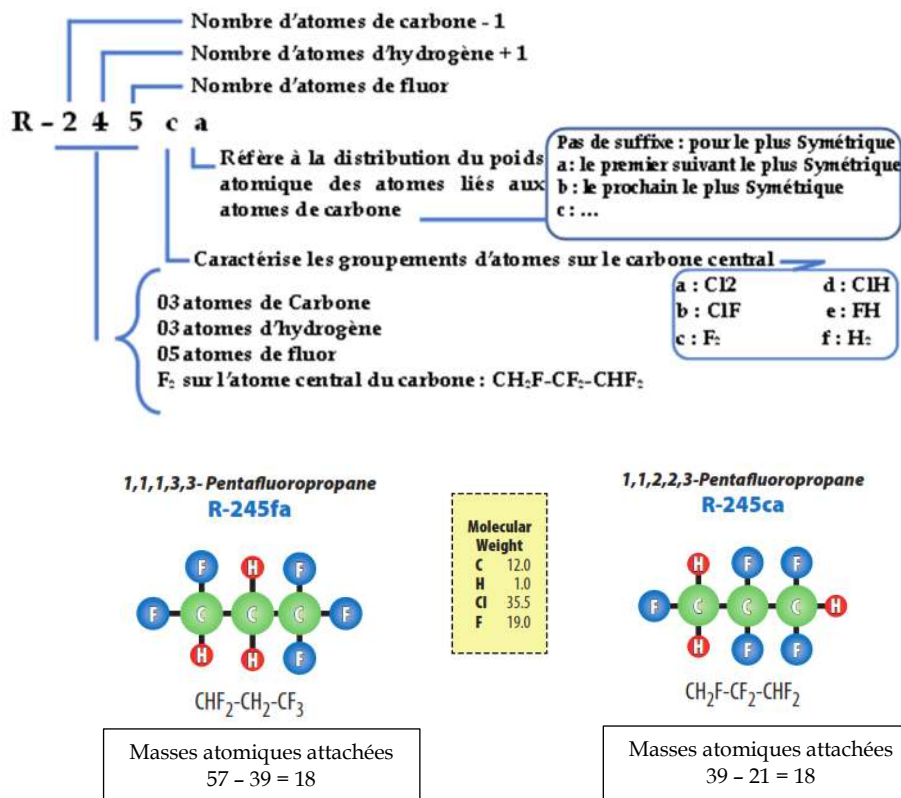
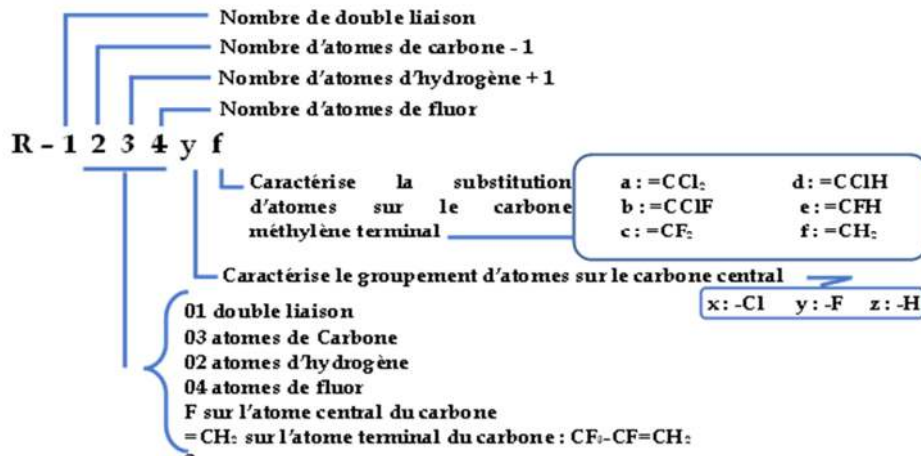


Figure 2.10: Exemple des isomères R245ca et R245fa

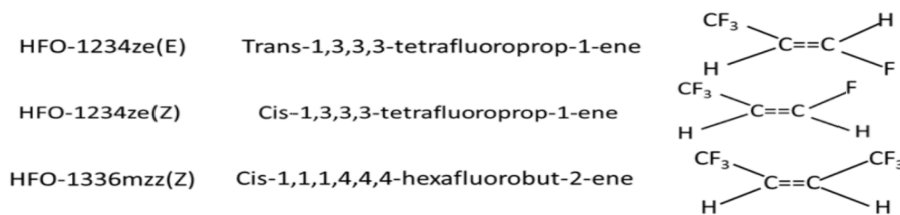
La masse atomique attachée dans les deux cas est identique, donc la distribution du poids atomique des atomes liés aux atomes de carbone est moins symétrique pour les deux réfrigérants ; ceci implique que ces deux réfrigérants prennent le suffixe « a » à la fin.

2.7.1.3 Hydro-fluoro-oléfines, isomères et stéréo-isomères (*)

Les hydrofluoro-oléfines (HFO) ont une double liaison (C=C) (la liaison carbone insaturée donne le terme oléfine) et cela introduit des possibilités de structures supplémentaires, résultant en des désignations telles que HFO-1234ze(E) et HFO-1336mzz(Z). Un exemple simple est celui du HFO-1234yf (ou R1234yf). La convention suivante a été adoptée pour la nomenclature des isomères des hydrofluorooléfines :



Pour les doubles liaisons "carbone-carbone (C=C)", il peut être nécessaire d'indiquer les configurations "Cis" (substitués du même côté de la double liaison) et "Trans" (substitués des deux côtés opposés de la double liaison) en fonction des atomes ou des groupes d'atomes attachés à la double liaison. Dans le cas de la configuration "Trans", le suffixe E (Entgegen) est ajouté alors que pour la configuration "cis", le suffixe Z (Zusammen) est ajouté, voir l'exemple ci-dessous [42].



Le tableau 2.5 liste les dix-neuf isomères possibles de propène fluorés issus des composés de base : R1225, R1234 et R1243 [49].

Base	Isomères fluorés possibles
R1243	R1243zf, R1243ze(Z), R1243ze(E), R1243zc, R1243yf, R1243yc, R1243ye(Z), R1243ye(E)
R1234	R1234ze(Z), R1234ze(E), R1234zc, R1234yf, R1234ye(Z), R1234ye(E), R1234yc
R1225	R1225zc, R1225yc, R1225ye(Z), R1225ye(E)

Tableau 2.5: Isomères fluorés possibles avec les bases R1225, R1234 et R1243

(*) Les stéréo-isomères sont des composés de même formule moléculaire et de même connectivité (contrairement aux isomères de constitution), mais ils diffèrent par l'arrangement spatial de leurs atomes ou groupes.

2.7.2 Mélanges des fluides (Séries 400 et 500) :

Les normes ANSI/ASHRAE 34 et ISO 817 classent les mélanges de réfrigérants en deux catégories : les zéotropes et les azéotropes.

Ils sont désignés par la lettre R suivie par le numéro de série (400 pour les zéotropes et 500 pour les azéotropes). Les deux derniers chiffres indiquent le numéro d'ordre d'enregistrement des mélanges (apparition sur le marché). Les mélanges ayant les mêmes composants ont le même numéro, seule une lettre majuscule en suffixe caractérise la répartition massique des constituants du mélange, par exemple :

Le R454A est un mélange constitué de 35,0% de R32 et de 65,0% de R1234yf.

Le R454B est un mélange constitué de 68.9% de R32 et de 31.1% de R1234yf.

Le R454C est un mélange constitué de 21.5% de R32 et de 78.5% de R1234yf.

Le R513A est un mélange constitué de 44.0% de R134a et de 56.0% de R1234yf.

Le R513B est un mélange constitué de 41.5% de R134a et de 58.5% de R1234yf.

2.7.3 Composés organique (Séries 600) :

$w = 0$ et $x = 6$ signifie que la composition est organique, par exemple le butane qui est désigné par R600, mais il a aussi isomère connu appelé isobutane qui est désigné par R600a. Ce groupe comprend plusieurs sous-groupes : les hydrocarbures, les composés oxygénés, les composés sulfuriques et les composés azotés, par exemple :

Le R600 (Butane), le R600a (Isobutane), le R601 (Pentane), le R601a (2-Méthylbutane), le R610 (Ether diéthylique) et le R611 (Formiate de méthyle).

2.7.4 Composés non organiques (Séries 700) :

La série des 700 est attribuée aux fluides inorganiques. La règle de nomenclature consiste à rajouter la masse molaire du fluide au numéro de la série 700, par exemple :

R717 désigne l'ammoniac NH_3 (la masse molaire de NH_3 est 17g/mol)

R718 désigne l'eau H_2O (la masse molaire de H_2O est 18g/mol)

R744 désigne le dioxyde de carbone CO_2 (la masse molaire du CO_2 est 44g/mol)

2.8 Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité

Les fluides frigorigènes sont aussi classés dans des groupes de sécurité suivant leur toxicité et leur inflammabilité. La classification de sécurité des fluides frigorigènes est définie selon la norme internationale ISO 817 et reprise par la norme américaine ASHRAE 34 et la norme européenne EN 378 en fonction de leur toxicité et de leur inflammabilité [48].

Selon ces normes, le fluide est présenté par 02 caractères alphanumériques. Une lettre majuscule correspondant à sa toxicité avec un chiffre qui correspond à son inflammabilité.

Classement de la toxicité

Deux classes A et B se distinguent:

- **Classe A** pour laquelle il n'existe aucune preuve de toxicité du frigorigène à des concentrations supérieures ou égales à 400 ppm (parties par million en masse).
- **Classe B** pour laquelle il existe des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures à 400 ppm basées sur les données utilisées pour déterminer les valeurs-limites d'exposition TLV^(*) selon la moyenne pondérée dans le temps TWA^(**) pour une journée de travail classique de 8 heures.

Classement de l'inflammabilité

Trois classes 1, 2 et 3 et une sous-classe 2L se distinguent:

- **Classe 01** : le frigorigène lorsqu'il est testé à 60 °C et 101 kPa ne permet pas une propagation de la flamme dans l'air.
- **Classe 02** : le frigorigène a une limite inférieure d'inflammabilité (LFL)^(***) supérieure à 0,10 kg/m³ à 60 °C et 101 kPa avec une chaleur de combustion inférieure à 19000 kJ/kg.
- **Classe 03** : le frigorigène est hautement inflammable avec une LFL inférieure ou égale à 0,10kg/m³ à 60 °C et 101 kPa avec une chaleur de combustion supérieure ou égale à 19000 kJ/kg.

Une nouvelle sous-classe d'inflammabilité 2L a été incluse dans la matrice de classification de sécurité ANSI/ASHRAE 34 depuis la mise à jour de 2013. En fait, les réfrigérants sont classés dans la sous-classe 2L s'ils ont une vitesse de combustion maximale mbv^(****) inférieure ou égale à 10 cm/s, lorsqu'ils sont testés à 73,4 °F (23,0 °C) et 14,7 psia (101,3 kPa), donc 2L indique une vitesse de flamme réduite et une inflammabilité très faible. Cela signifie effectivement qu'un réfrigérant de classe 2L n'est pas explosif s'il est allumé, car la flamme ne se propage que vers le haut à partir du point d'allumage et pas rapidement vers l'extérieur dans toutes les directions (mbv inférieure ou égale à 10 cm/s). Le but de la sous-classe 2L est de refléter les propriétés de faible inflammabilité des nouveaux réfrigérants à faible GWP, tels que les hydro-fluoro-oléfines (HFO) ; comme le R1234yf et le R1234ze.

(*) TLV : Terminologie américaine qui définit des valeurs maximales (proposées par la société ACGIH) pour la concentration de certains polluants dans l'air en milieu professionnel. Les TLV, comme leur équivalent français VME et VLE, concernent des unités de temps d'exposition dits long (typiquement, une journée de 8 heures) ou courts (5 à 10 minutes).

(**) TWA : concentration de l'exposition selon la moyenne pondérée dans le temps pour une journée de travail classique de 8H

(***) (LFL) : Limite inférieure d'inflammabilité signifie la concentration minimale d'un réfrigérant capable de propager une flamme.

(****) mbv : signifie « maximum burning velocity », soit en cas d'allumage d'un mélange fluide frigorigène-air, la vitesse de propagation maximale de la flamme.

Donc la classification de sécurité d'un fluide frigorigène est la combinaison de son inflammabilité et sa toxicité. Le classement des différents groupes de sécurité sont donnés par le tableau 2.6 selon la norme ANSI / ASHRAE 34:

Groupes de Sécurité	Faiblement Toxique	Fortement Toxique
Hautement Inflammable	A3	B3
Faiblement Inflammable	A2	B2
Légerement Inflammable	A2L	B2L
Non Inflammable	A1	B1




Tableau 2.6: Classification des fluides frigorigènes en groupes de sécurité

Cette classification définit les conditions de mise en service en toute sécurité des fluides frigorigènes, qu'ils soient toxiques ou non, et inflammables ou non. Elle permet de définir la charge maximale admissible en fonction de l'occupation des locaux et de la zone d'implantation des équipements contenant du fluide frigorigène.

Par exemple, dans le cas de l'ammoniac, qui est à la fois toxique et inflammable à certaines concentrations [50], la concentration autorisée dans un espace où se trouve une installation frigorifique chargée d'ammoniac est de 320 ppm selon la norme ASHRAE 34. En revanche, elle est de 16 000 ppm dans le cas du R1234yf, car il a une faible toxicité, cependant, il est légèrement inflammable.

En effet, on peut noter que les hydro-fluoro-oléfines (HFO), qui présentent un potentiel de réchauffement planétaire très faible, sont légèrement inflammables et sont classés dans la catégorie A2L. Cela signifie qu'ils ont une faible vitesse de combustion (propagation de la flamme) et une faible toxicité. Les tableaux 2.7 et 2.8 donnent des informations et propriétés et groupe de sécurité pour les principaux fluides frigorigènes.

Fluide frigorigène	Classification de sécurité	LFL kg/m ³	Température d'auto-inflammation °C
R744	A1	Pas applicable	Pas applicable
R717	B2L	0,116	630
R1234ze	A2L	0,303	368
R1234yf	A2L	0,289	405
R600a	A3	0,043	460
R134a	A1	Pas applicable	Pas applicable
R290	A3	0,038	470
R1270	A3	0,047	455

Tableau 2.7: Informations de sécurité pour les fluides frigorigènes naturels et les HFO les plus couramment utilisés [47].

Fluide	Nom Chimique	Famille	Formule Chimique	P Critique MPa	T° Critique K	GWP (à 100 ans)	ODP	ASHRAE groupe de Sécurité
R11	Tri-chloro-fluoro-méthane	CFC	CCl ₃ F	4,41	471,2	4750	1	A1
R12	Dichloro-difluoro-méthane		CCl ₂ F ₂	4,136	385,12	10900	1	A1
R113	1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroéthane		C ₂ F ₃ Cl ₃	3,39	487,15	6130	0,8	A1
R115	Chloro-pentafluoro-éthane		C ₂ F ₅ Cl	3,23	353,2	7 370	0,4	A1
R502	R-22/R-115 (48,8%/51,2%)		Mélange AZ	4,07	355,25	4 657	0,283	A1
R22	Chloro-di-fluoro-méthane	HCFC	CHClF ₂	4,99	369,3	1810	0,055	A1
R123	1,1 Dichloro 2,2,2, Trifluoroéthane		CHCl ₂ -CF ₃	3,662	456,83	77	0,02	B1
R124	2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroéthane		CHClFCF ₃	3,624	395,43	609	0,022	A1
R402B	R-125/R-290/R-22 (38/2/60)		Mélange Z	4,525	356,18	2416,08	0,024	A1
R408A	R-125/R-143a/R-22 (7%/46%/47%)		Mélange Z	4,295	356,29	3432	0	A1
R32	difluorométhane (methylene fluoride)	HFC	CH ₂ F ₂	5,816	351,5	675	0	A2L
R134a	1,1,1,2-tetra-fluoro-éthane		CH ₂ FCF ₃	4,059	374,21	1430	0	A1
R245fa	1,1,1,3,3 penta-fluoro-propane		CHF ₂ CH ₂ CF ₃	3,651	427,01	1030	0	B1
R404A	R-125/R-143a/R-134a (44.0%/52.0%/4.0%)		Mélange Z	3,732	345,22	3900	0	A1
R410A	R-32/125 (50.0%/50.0%)		Mélange Z	4,901	344,494	2088	0	A1
R1224yd(Z)	(Z) 1-Chloro-2,3,3,3-Tetra-fluoro-propane	HFO	(Z)CF ₃ -CF=CHCl	3,34	429,15	< 1	0,00012	A1
R1233zd(E)	Trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropène		(E) CF ₃ -CH=CClH	3,57	438,65	1	0	A1
R1234yf	2,3,3,3-tetra-fluoro1propène		CF ₃ CF=C H ₂	3,382	367,85	< 1	0	A2L
R1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-tetra-fluoro-1propène		CF ₃ CH=CHF	3,636	382,52	< 1	0	A2L
R450A	R- 1234ze(E) /R-134a (58.0%/42.0%)	HFO/HFC	Mélange Z	3,82	377,55	604	0	A1
R513A	R- 1234yf /R-134a (56.0%/44.0%)		Mélange AZ	3,767	369,65	631	0	A1
R513B	R- 1234yf /R-134a (58.5%/41.5%)		Mélange AZ	3,66	368,65	596	0	A1
R170	Ethane	Hydrocarbures	C ₂ H ₆	4,87	305,35	6	0	A3
R290	Propane		C ₃ H ₈	4,248	369,85	3	0	A3
R600	Butane		C ₄ H ₁₀	3,796	425,16	< 10	0	A3
R600a	Isobutane		CH(CH ₃) ₃	3,645	408,15	3	0	A3
R1270	Propylène		C ₃ H ₆	4,555	365,55	20	0	A3
R744	Dioxyde de Carbone		Composés Inorganiques	CO ₂	7,377	304,128	100	1
R717	Ammoniac	NH ₃		11,333	405,4	0	0	B2
R718	Eau	H ₂ O		22,064	647,096	0	0	A1

Tableau 2.8: Propriétés et groupe de sécurité des principaux frigorigènes selon la norme ASHRAE 34 [48].

2.9 Conclusion

L'industrie de la réfrigération a connu l'utilisation et l'abandon d'un grand nombre de frigorigènes au cours des 150 dernières années. Les CFC sont ceux qui ont probablement survécu le plus longtemps jusqu'à ce qu'il soit prouvé qu'ils étaient la principale cause de l'appauvrissement de la couche d'ozone due au chlore. La prise de conscience environnementale a conduit à la recherche de fluides frigorigènes ayant le moins d'impact possible sur l'environnement. Des fluides moins chlorés (les HCFC) ont alors été majoritairement employés. Cependant, la prise de conscience environnementale étant de plus en plus répandue, les HCFC ont à leur tour été supprimés. Des fluides non chlorés (les HFC) ont remplacé les CFC/HCFC au cours de la dernière décennie. Parmi ces HFC, certains ont un impact très négatif sur le réchauffement climatique. En conséquence, les HFC présentant de forts GWP sont actuellement de moins en moins utilisés et sont remplacés par des fluides à faible GWP. Les frigorigènes naturels respectueux de l'environnement tels que l'ammoniac, le dioxyde de carbone et les hydrocarbures présentent des déficiences pratiques spécifiques qui limitent leur utilisation universelle (l'ammoniac est toxique en cas de fuite, mais n'a pas d'impact sur l'effet de serre et il est économique ; le dioxyde de carbone (CO₂) possède un GWP 1.000 à 2.000 fois plus faible que les HFC, mais il fonctionne à des pressions très élevées, ce qui pose un problème de fiabilité du matériel et les hydrocarbures ont un effet frigorifique spécifique élevé, mais sont hautement inflammables). Les HFO récemment suggérés ont un faible GWP par rapport aux frigorigènes HFC, mais sont inflammables. Ainsi, il n'y a pas de frigorigènes à l'horizon qui répondent complètement à la sécurité, la stabilité, l'efficacité énergétique et le respect de l'environnement.

Il n'y a pas de fluide frigorifique parfait satisfaisant sur tous les plans, donc des compromis doivent être établis entre le GWP, l'ODP, la toxicité, l'inflammabilité, la stabilité, l'efficacité énergétique, la complexité du système, le prix du frigorigène et les perspectives de disponibilité à long terme.

Chapitre 3 :

Étude Bibliographique

"Etat de l'art"

Les circonstances énergétiques et environnementales de la fin du XX^e siècle et du début du XXI^e siècle sont marquées par : (a) une surconsommation d'énergie avec un épuisement progressif des ressources fossiles en un court laps de temps; (b) l'impact des *GES* sur l'avenir du climat (accélération du changement climatique), bien connu dans son mécanisme, mais incertain en ce qui concerne sa nature, l'échéance et la gravité de ces conséquences. Donc la réduction des émissions des GES ainsi que l'amélioration de l'efficacité énergétique sont plus que jamais la priorité des chercheurs, des industriels et des gouvernants.

La réalisation d'une étude bibliographique permet d'acquérir d'importantes connaissances sur le contexte technique et scientifique du thème de recherche pour cette thèse. Cette étude s'est axée sur trois aspects différents : augmenter la puissance frigorifique, réduire les pertes énergétiques dues au processus d'étranglement dans le détendeur et/ou diminuer la puissance mécanique consommée afin d'améliorer les performances du cycle frigorifique à un niveau ou deux niveaux de température de refroidissement et sur le plan environnemental, utiliser des frigorigènes naturels ou synthétiques à faible impact écologiques.

3.1 Contexte

Kornhauser [11] a répertorié les pertes thermodynamiques majeures dans un cycle d'un système frigorifique à compression mécanique de vapeur (VCRS) ; qui réduisent son COP en dessous de celui d'un cycle de Carnot :

1. Échange de chaleur à travers une différence de températures dans l'évaporateur.
2. Échange de chaleur à travers une différence de températures dans le condenseur.
3. Inefficacité du compresseur/Carnot.
4. Échange de chaleur de la vapeur surchauffée au refoulement du compresseur.
5. Pertes énergétiques liées au processus d'étranglement dans le détendeur.

Les trois premières de ces pertes sont fonction de l'équipement utilisé pour mettre en œuvre le cycle. Les deux derniers, cependant, sont les pertes intrinsèques du cycle. Un cycle idéal de compression mécanique de vapeur, dans lequel les trois premières pertes sont éliminées, a toujours les deux dernières pertes réduisant ainsi son COP. La valeur de ces deux pertes varie d'un fluide frigorigène à l'autre.

Dans les VCRS, les appareils de détente notamment les détendeurs thermostatiques ou les tubes capillaires sont employés en tant que solutions fiables et robustes pour une détente du fluide frigorifique de la haute pression de condensation à la basse pression d'évaporation. Au

cours de cette transformation de détente, le processus physique est isenthalpique et irréversible; ce qui engendre deux inconvénients au système sous la forme d'une diminution de l'effet frigorifique ainsi qu'une augmentation du travail de compression nécessaire. Par conséquent, le COP du VCRS réel est plus faible par rapport au cycle Carnot.

Le cycle frigorifique à compression de vapeur conventionnel peut être modifié afin de réduire les pertes thermodynamiques et d'améliorer ses performances et par conséquent se rapprocher du COP de Carnot. Les améliorations du cycle peuvent être obtenues par une méthode ou une combinaison des méthodes suivantes : la compression à plusieurs étages avec refroidissement intermédiaire, la détente isenthalpique à plusieurs étages, l'utilisation d'un IHX et/ou la récupération du travail de détente, comme l'explique Bullard [55]. Les cycles améliorés les plus courants sont illustrés dans les Figures 3.1 à 3.8 et certains d'entre eux seront abordés ci-dessous.

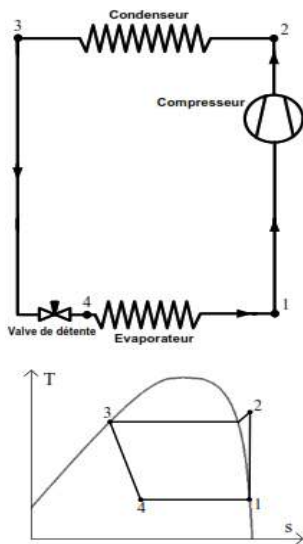


Figure 3.1: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel

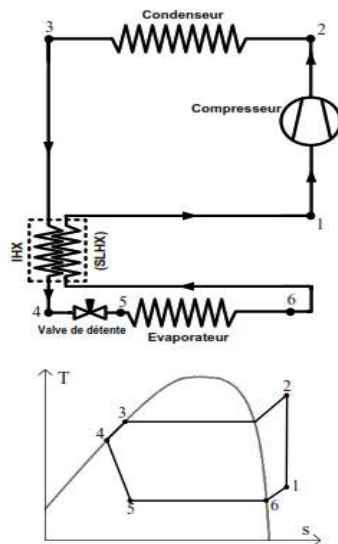


Figure 3.2: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel avec IHX

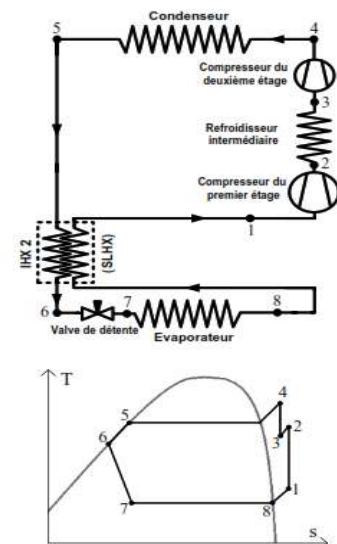


Figure 3.3: Cas de la compression à deux étages avec IHX et refroidissement intermédiaire

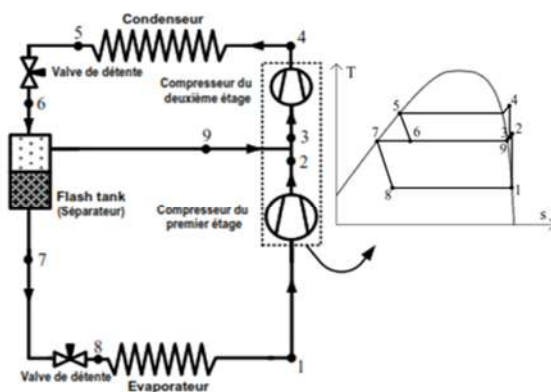


Figure 3.4: Cas de la compression à deux étages avec réservoir de détente

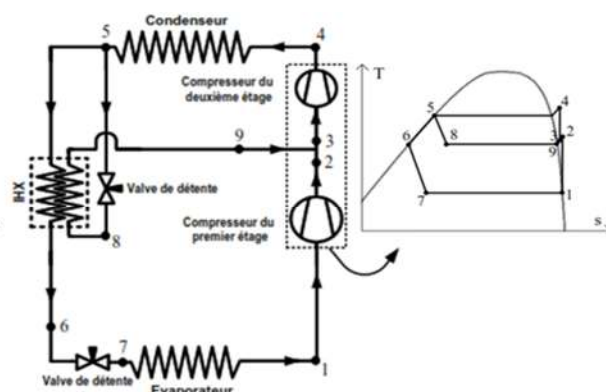


Figure 3.5: Cas de la compression à deux étages avec IHX

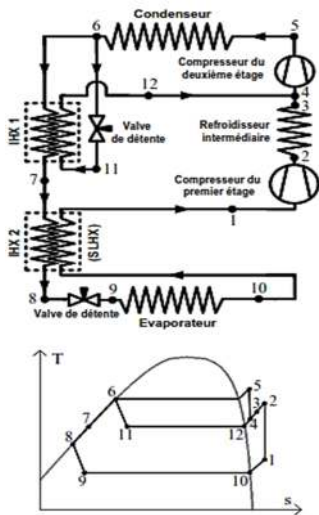


Figure 3.6: Cas de la compression à deux étages avec sous-refroidissement mécanique

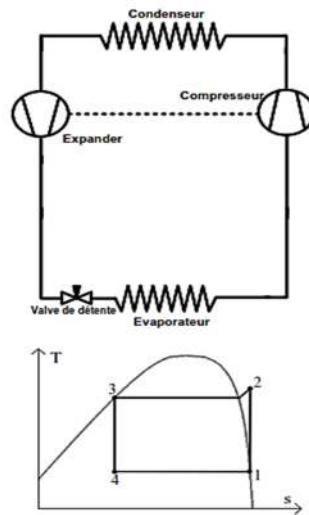


Figure 3.7: Cas du cycle avec récupération de travail à l'aide d'un expander

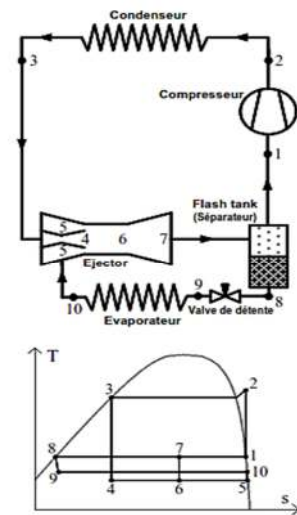


Figure 3.8: Schéma et cycle du système frigorifique conventionnel à éjecteur

L'échangeur de chaleur interne (IHX) est probablement la méthode d'amélioration du cycle la plus simple et la plus courante, ayant été commercialisée dans de nombreuses applications. Quant aux cycles à deux étages, ils sont utilisés avec succès depuis des années dans les grandes applications frigorifiques et deviennent de plus en plus attrayants pour les petits systèmes frigorifiques. En effet, les compresseurs à deux étages, composants essentiels de ces systèmes, sont déjà disponibles sur le marché, même pour les petits systèmes frigorifiques : en spirale, rotatifs, à piston libre et autres designs. Cependant, les dispositifs de récupération du travail n'ont commencé à être commercialisés dans très peu de systèmes frigorifiques que récemment et semblent être pour la plupart d'entre eux à un stade technologique immature.

3.1.1 Cycles avec échangeur de chaleur interne

L'utilisation d'un échangeur de chaleur interne IHX, en augmentant le sous-refroidissement à l'entrée du dispositif de détente est l'une des méthodes les plus simples et les plus courantes pour obtenir une augmentation de l'effet frigorifique et par conséquent la performance énergétique du cycle frigorifique de base. Il amène le fluide à la sortie du condenseur dans un échange thermique avec la vapeur en sortie de l'évaporateur.

Il est à penser à première vue que l'ajout d'un IHX dans un cycle de base va diminuer les irréversibilités du système au niveau de la vanne de détente et par conséquent peut assurer le bon fonctionnement de l'installation et améliorer ses performances. L'analyse thermodynamique et les systèmes frigorifiques actuels ont prouvé qu'il peut être bénéfique pour le cycle frigorifique de certains fluides frigorigènes [56].

En effet, son inclusion favorise ; un sous-refroidissement du liquide venant du condenseur, ce qui évite la présence de pré-détente (flash gaz) à l'entrée du détendeur ; et la surchauffe du frigorigène à la sortie de l'évaporateur, ce qui évite la possibilité de présence de gouttelettes de frigorigène liquide à l'entrée du compresseur. La littérature présente une grande variété de travaux qui soutiennent l'utilisation d'un IHX, dans les systèmes frigorifiques à compression de vapeur [56-59]. À titre d'exemple Domanski et al. [60] ont indiqué que parmi de nombreuses variantes possibles du VCRS de base (Evans-Perkins ou Rankine inversé), le cycle équipé d'un échangeur de chaleur interne SLHX (Suction Line Heat exchanger) est probablement le plus répandu, Figure 3.2. L'échangeur de chaleur interne produit simultanément une augmentation de l'effet frigorifique due à une réduction d'enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur et une augmentation du travail de compression spécifique en raison du volume spécifique plus élevé de la vapeur surchauffée à l'entrée du compresseur.

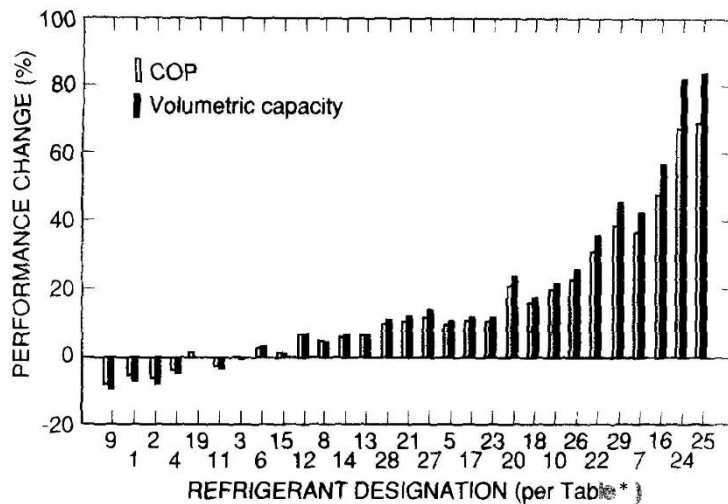


Figure 3.9: L'amélioration du COP et VCC par l'ajout d'un IHX [60]

Une analyse thermodynamique détaillée du cycle de l'IHX est donnée par Domanski et al. [60]. Cette analyse montre que le compromis qui en résulte améliore le COP pour certains réfrigérants (R134a, R600a, RC318, par exemple) alors qu'il est préjudiciable pour d'autres (R32, par exemple), Figure 3.9.

Apréa et al. [61] ont développé un critère pour adopter l'inclusion d'un IHX entre l'aspiration du compresseur et la sortie du condenseur pour un cycle simple et ont conclu que l'intégration de l'IHX s'avère avantageuse lorsque, le produit de chaleur spécifique C_p multiplié par la température d'évaporation est supérieur à l'effet frigorifique de l'évaporateur, Figure 3.10.

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Fluide	R14	R23	R13	R170	R125	R13B1	R218	R143a	R32	R115	R22	R290	R134a	R12	
N°	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Fluide	R152a	RC318	R134	R124	RC270	R600a	R142b	R114	E134	R216a	R216b	R123	R11	R141b	R113

(*)

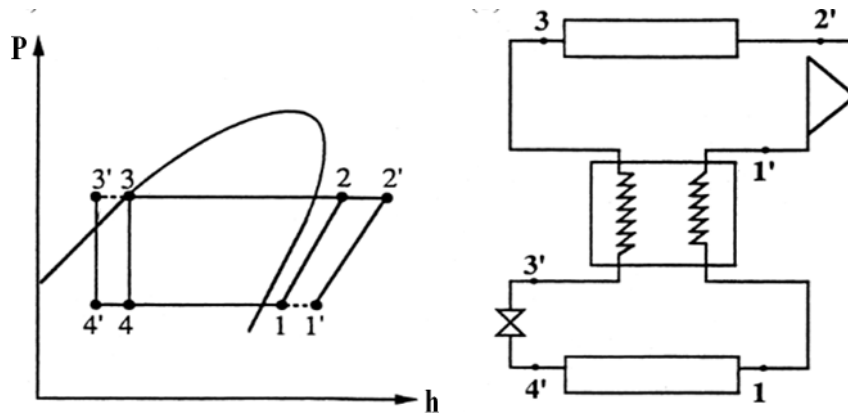


Figure 3.10: Schéma et cycle (P,h) du système frigorifique étudié par Aprea et al. [61]

Nelson et Hrnjak [62] ont présenté des résultats expérimentaux pour des systèmes de climatisation mobiles avec et sans IHX utilisant le frigorigène R134a. L'analyse de ces derniers a montré jusqu'à 13 % d'augmentation de la puissance frigorifique et 12 % du COP. D'autres chercheurs comme Dai Riva et al. [63] ont effectué des travaux expérimentaux sur des systèmes frigorifiques à compression de vapeur fonctionnant dans un milieu à température ambiante élevée et dans lequel le R290 a été utilisé comme fluide de travail. Les résultats ont montré que l'efficacité énergétique globale du système avec IHX variait entre 69 % et 71 %, alors que, sans IHX, elle atteint à peine 67 %. Pareillement, Desai et al. [64] concluent dans leurs travaux expérimentaux que l'utilisation d'un IHX permet d'augmenter la puissance frigorifique de 8 % et du COP de 11 %, le R134a étant le fluide de travail.

Afin de valider l'influence de l'IHX, Navarro-Esbrí et al. [65] ont réalisé un travail expérimental effectué sur un banc d'essai en utilisant le R1234yf et le R134a, l'efficacité de l'IHX considéré est de 25 %. Les résultats ont montré des réductions de la puissance frigorifique et du COP entre 6 et 13 % lorsque le R134a est remplacé par le R1234yf. Cependant, la présence d'un IHX peut atténuer ces réductions de 2 et 6 %, Figure 3. 11.

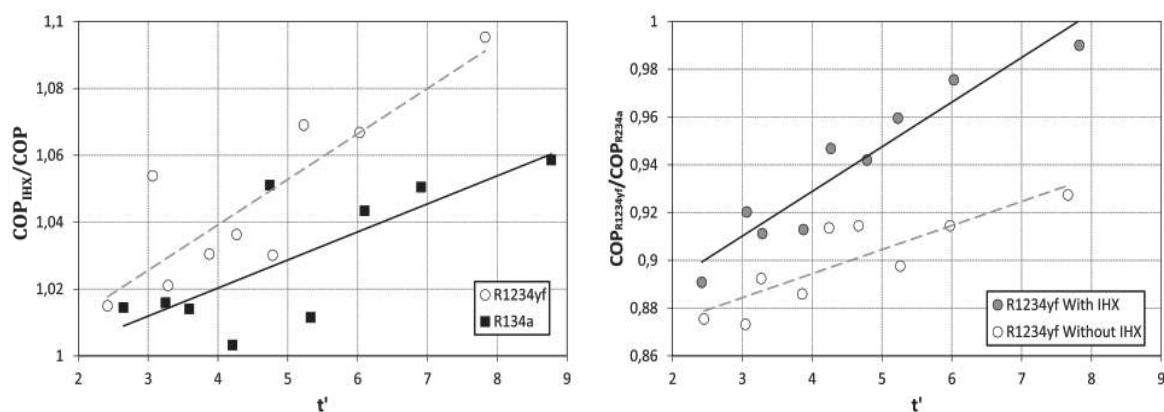


Figure 3.11: L'effet de l'insertion d'un IHX sur le COP du système étudié par Navarro-Esbrí et al. [65]

Chen-Yu [66] a rapporté qu'après l'intégration d'un IHX dans un prototype expérimental de climatisation mobile, des augmentations de la puissance frigorifique de 13,7 et de 19,5 % et du COP de 3,2 et de 7,3 % ont été obtenues respectivement pour le R134a et le R1234yf. Mota-Babiloni et al. [67] ont évalué expérimentalement l'influence d'un IHX sur les performances d'un système frigorifique conventionnel utilisant les fluides frigorigènes R134a, R1234ze(E) et R450A (mélange de R134a et de R1234ze). Ils ont obtenu une augmentation du COP pour les trois fluides. De plus, il a été rapporté que les performances du R1234ze surpassent celles du R134a dans les mêmes conditions de fonctionnement en utilisant un IHX, Figure 3.12.

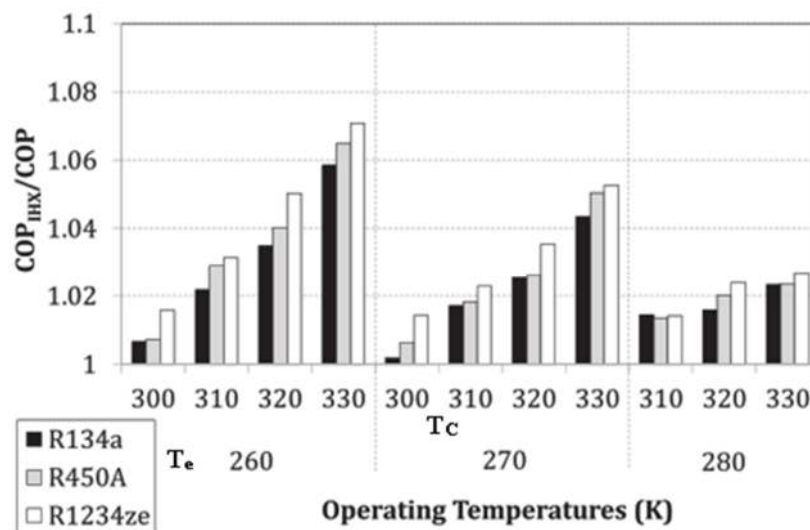


Figure 3.12: Effet de l'insertion d'un IHX sur le COP, Mota-Babiloni et al. [67]

Les mêmes chercheurs Mota-Babiloni et al. [68] ont évalué l'influence expérimentale d'un IHX à haute efficacité thermique (~ 80 %) utilisant le R134a et le mélange à faible GWP R513A (mélange de R134a et de R1234yf) dans différentes conditions d'évaporation et de condensation. Ils ont obtenu une augmentation de la puissance frigorifique du système allant jusqu'à 5,6 % pour le R513A et environ 3 % pour le R134a. De plus, en raison de la diminution de la consommation d'énergie du compresseur, des augmentations du COP allant jusqu'à 8 % pour le R513A et 4 % pour le R134a ont également été observées.

3.1.2 Cycles avec plusieurs étages de compression et/ou de détente

Le COP d'un VCRS conventionnel peut également être amélioré en utilisant une compression et/ou une détente à plusieurs étages avec ou sans refroidissement intermédiaire, Figures 3.3, 3.4 et 3.5. En effet, les rejets thermiques et les pertes de détente peuvent potentiellement être réduits en mettant en œuvre un cycle multi-étages. Ce dernier, est utilisé le plus souvent pour des applications à basse température, pour obtenir plusieurs niveaux de température dans les grandes installations, les applications axées sur l'augmentation de

l'efficacité énergétique, dans les systèmes qui nécessitent des taux de compression supérieurs où les hautes températures de refoulement et le faible COP du cycle à un étage sont prohibitifs. Cependant, le développement technologique récent dans les étages de compression compacts et les politiques d'efficacité énergétique strictes ont transformé les cycles à plusieurs étages en une alternative intéressante pour l'amélioration du COP et l'augmentation de la capacité frigorifique, même dans les applications plus petites et moins exigeantes. Les cycles à plusieurs étages, principalement ceux à deux étages, ont été largement étudiés dans le passé, numériquement et expérimentalement. Selon Cabello et al. [69], les efforts de recherche récents sur les cycles à deux étages se sont concentrés sur les applications de climatisation fonctionnant avec le R744 et le R410A, la réfrigération commerciale avec les HFC et les pompes à chaleur à haut rendement avec les HFC et le R744.

Dans un cycle de compression à deux étages avec refroidissement intermédiaire, le frigorigène refoulé du premier étage est refroidi dans un échangeur thermique intermédiaire qui réduit sa température à l'entrée du deuxième étage, réduisant ainsi le travail de compression global en raison de la réduction des rejets de chaleur. Bien qu'il n'y ait pas de détente multi-étagée dans ce cycle, Bullard [55] a souligné que les pertes de détente peuvent également être réduites avec ce genre de cycle dans le cas des systèmes transcritiques au dioxyde de carbone en raison des variations de la pression haute et intermédiaire. A cet effet, Groll et Kim [70] ont rapporté les travaux de nombreux chercheurs qui ont abordé la question du cycle transcritique au CO₂ à deux étages de compression.

Plusieurs cycles transcritiques au dioxyde de carbone biétagés ont également été analysés thermodynamiquement par Cecchinato et al. [71], leurs résultats montrent que le COP d'un système de conditionnement d'air fonctionnant selon le cycle transcritique au CO₂ avec deux étages de compression et un refroidissement intermédiaire, comparé au cycle de base, augmente de 9 %. Par ailleurs, des études supplémentaires sur les systèmes de sous-refroidissement mécanique pour le R744, Figure 3.6, ont été passées en revue par Kim et al. [72]. Ils ont tous révélé un potentiel significatif d'amélioration du COP en raison des pertes thermodynamiques importantes du cycle conventionnel.

Le cycle de compression à deux étages avec refroidissement intermédiaire peut-être combiné avec un échangeur de chaleur interne (IHX) permet une réduction supplémentaire des pertes de détente tandis que les rejets de chaleur potentiellement plus élevés seraient partiellement supprimés par le refroidissement intermédiaire, Figure 3.3. Dans ce cycle, l'échange de chaleur interne dans l'IHX peut être thermodynamiquement avantageux même pour les frigorigènes où l'IHX n'est pas bénéfique pour le cycle à un étage. Bullard [55] a étudié

l'interaction thermodynamique entre l'échange de chaleur interne dans l'IHX et la compression en deux étages dans un cycle transcritique au dioxyde de carbone. Il a rapporté que des améliorations de 9 % à 23 % à des températures ambiantes de 35 à 50 °C et à une température d'évaporation de 12 °C, ont été enregistrées par rapport au cycle mono-étagé. Cavallini et al. [73] ont réalisé des études théorique et expérimentale dans le but de déterminer le potentiel d'amélioration de l'efficacité du cycle transcritique à deux étages de compression avec refroidissement intermédiaire pour les applications typiques de conditionnement d'air. Ils ont montré une amélioration possible du COP de 8 à 10 % en ajoutant un IHX.

De même que pour le CO₂, la combinaison de la compression multi-étagée avec la détente multi-étagée dans le cas d'un fluide de basse pression génère plusieurs cycles possibles à plusieurs étages avec des rejets de chaleur et des pertes de détente réduits par rapport au cycle conventionnel à un étage [74]. Une configuration de ces cycles a été proposée par Nickl et al. [75]. Leur appareil comporte une détente à trois étages avec une compression à un étage. L'augmentation du COP du cycle de compression/détendeur à deux étages par rapport à celui du détendeur conventionnel a été estimée à plus de 40 %. Selon Elbel [76], l'un des avantages de cette configuration est le fait que le rapport entre les volumes de compression et de détente n'est pas fixe, tandis que l'inconvénient potentiel pourrait être les coûts trop élevés des équipements auxiliaires nécessaires pour réaliser un tel cycle.

Par ailleurs, dans le cycle à deux étages avec un séparateur liquide-vapeur, Figure 3.4, la vapeur est séparée du liquide après la détente du premier étage ; puis la vapeur rejoint le compresseur du deuxième étage et le liquide subit une détente supplémentaire avant d'entrer dans l'évaporateur. Étant donné que le gaz flash (pré-détendu) sortant à la pression intermédiaire ne se détend pas jusqu'à la pression de l'évaporateur, le travail de compression pour cette partie du débit massique de réfrigérant est économisé, ce qui entraîne une amélioration du COP par rapport au cycle conventionnel à un étage [77]. Le multi-étagé est également possible avec les systèmes en cascade dans les applications à très basses températures.

3.1.3 Cycles avec récupération de travail

Les pertes de détente peuvent être réduites grâce à des méthodes de récupération de travail de détente. L'idée derrière la récupération de travail est de convertir l'énergie cinétique libérée lors de la détente en travail utile au lieu de la dissiper par frottements. Ainsi, dans une détente isentropique idéale, le travail est entièrement récupéré alors que dans un processus isenthalpique classique, le travail de détente est entièrement perdu. La récupération du travail a un double effet sur le COP : augmentation de l'effet frigorifique et réduction du travail net de

compression. La récupération du travail de détente est aujourd'hui l'une des méthodes privilégiées pour améliorer les performances du VCRS. Au cours des 20 dernières années, d'énormes recherches ont été menées sur plusieurs modifications du cycle frigorifique à compression de vapeur telles que l'insertion d'une turbine d'expansion, d'un éjecteur à simple ou à plusieurs étages, d'un tube vortex de Ranque-Hilsch, etc. Selon l'analyse bibliographique, la récupération du travail de détente est répartie en deux dispositifs principaux : les expanders et les éjecteurs.

3.1.3.1 Récupération du travail de détente à l'aide des expanders

En raison des pertes au niveau des vannes de détente qui sont beaucoup plus importantes que celles dans les systèmes frigorifiques subcritiques à compression de vapeur, les cycles transcritiques au CO₂ sont ceux dont les COPs sont les plus susceptibles d'être améliorés grâce à une réduction des pertes associées au processus de détente isenthalpique [78]. Il est alors plus judicieux de remplacer la vanne par une machine de détente à récupération de travail. Le travail de détente produit pourra être utilisé pour réduire le travail de compression. Ceci permettra une amélioration des performances du système.

La récupération des pertes de détente par l'utilisation de la technologie des expanders a été proposée pour la première fois par Horst [79] et Plank [80]. Après environ cent ans de silence dû à l'échec des premiers travaux, la recherche sur les expanders a connu une réapparition au début du XXI^e siècle dans un contexte caractérisé par d'importantes pertes de détente du cycle transcritique au R744 qui ont attiré l'attention des scientifiques [81]. En effet, l'analyse bibliographique a montré que la majorité des publications sur les expanders sont focalisées sur le R744. Une des premières études sur la comparaison des efficacités énergétiques des cycles transcritiques au CO₂ avec et sans récupération du travail de détente a été présentée par Robinson et Groll [82].

La Figure 3.13 donne l'évolution du COP d'un système frigorifique avec et sans détente motrice en fonction de la température d'évaporation. Pour une pression de refoulement optimale et une température de sortie du fluide surcritique de l'échangeur haute pression égale à 40 °C, le cycle muni d'un organe de récupération du travail de détente donne des meilleures performances avec 33 % d'amélioration du COP [83].

Certains chercheurs ont essayé de transformer des pompes et des compresseurs existants en expanders, tandis que d'autres ont conçu des dispositifs entièrement nouveaux. Plusieurs types de machine de détente ont été étudiés : à piston-cylindre [84-85], à piston libre [86], à spirale [78, 87], à palettes rotatives [88-90], à piston rotatif [91-92].

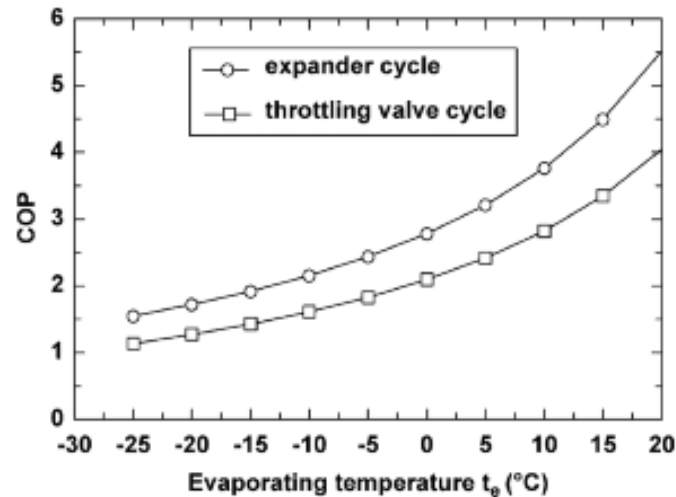


Figure 3.13: Performances d'un système frigorifique avec et sans détente motrice [83].

L'utilisation d'un turbo-détendeur (turbine de détente) ayant un rendement isentropique de 60 % à la place d'une valve de détente dans un cycle frigorifique transcritique au CO₂, contribue à la réduction des irréversibilités totales du cycle de 35 % et augmente les performances autour de 25 % [82]. Baek et al. [84] ont développé et testé une machine de détente de type piston-cylindre dans un cycle frigorifique transcritique au CO₂. Ils ont rapporté une augmentation des performances du système de 10 %.

Récemment une diminution apparente de l'intérêt pour le R744 au profit de nouveaux frigorigènes à faible GWP, la technologie de détente développée jusqu'à présent pour le R744 a été transférée à des systèmes frigorifiques utilisant des fluides de travail à basse pression.

3.1.3.2 Récupération du travail de détente à l'aide d'un éjecteur

À cause des inconvénients liés aux machines mobiles de détente (coût, fiabilité, maintenance, etc.) et la volonté des ingénieurs et chercheurs de concevoir et d'employer des appareils moins complexes qui peuvent atteindre le même objectif, les éjecteurs attirent plus d'attention. Les éjecteurs ont d'abord été appliqués à l'eau, l'air, la vapeur d'H₂O ou d'autres gaz avant les frigorigènes conventionnels. Plusieurs scénarios pour installer l'éjecteur dans un système frigorifique.

Malgré leur efficacité relativement faible, l'accent est mis sur les éjecteurs car ils présentent l'avantage de ne comporter aucune pièce mobile et disposent donc d'une technologie simple et fiable, comparés aux autres dispositifs de récupération du travail de détente. En raison de leur grande robustesse, leur fiabilité et leur faible coût, les éjecteurs sont les plus appropriés pour des applications réelles.

L'éjecteur réduit également le travail du compresseur en augmentant la pression d'aspiration à un niveau supérieur à celui de l'évaporateur, ce qui améliore le COP. L'utilisation d'un éjecteur offrira deux avantages : la récupération du travail de détente et la réduction du travail de compression (amélioration du COP) et la dérivation du flash gas (réduction de la taille de l'évaporateur).

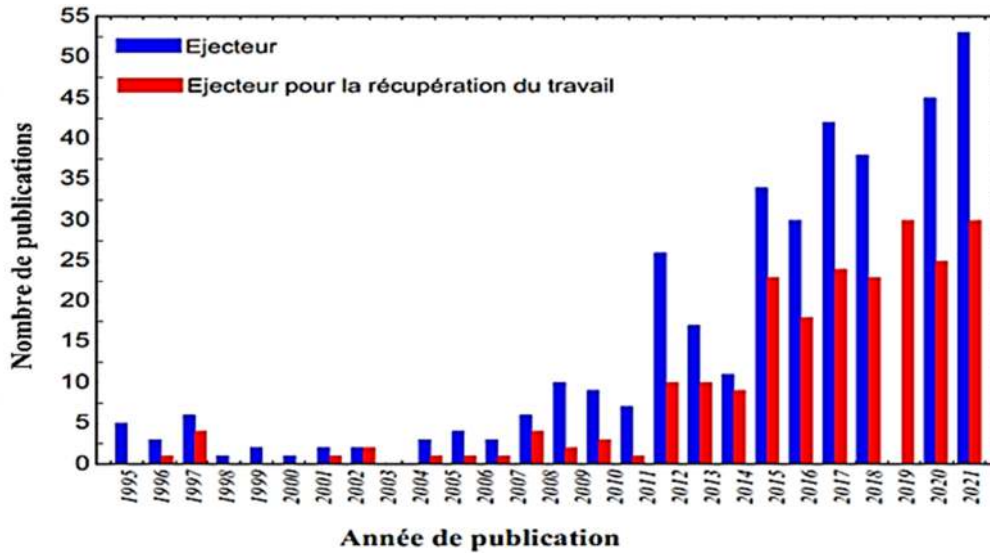


Figure 3.14: Nombre de publications annuelles dans " International Journal of Réfrigération" depuis 1995 contenant le mot-clé "éjecteur"

La Figure 3.14 présente l'évolution exponentielle de l'intérêt pour la technologie des éjecteurs révélée par le nombre de publications annuelles contenant le mot-clé "éjecteur" dans "International Journal of Refrigeration" depuis 1995 .

Il est à noter que le nombre de publication intéressées par l'usage des éjecteurs en 2021 a été estimé à partir des données disponibles pour le mois d'octobre. Ce qui est intéressant, c'est que seulement 23 publications sur les éjecteurs ont été publiées dans la même revue avant 1995. En raison de cette tendance, ce journal se concentre sur les développements les plus récents dans la technologie de pointe de l'éjecteur. Cette figure indique aussi le nombre de publications concernant l'utilisation des éjecteurs pour la récupération du travail.

Il est évident que la plupart des articles se concentrent sur les éjecteurs destinés aux applications frigorifiques en général plutôt que sur la récupération de travail de détente, même si les publications concernant les éjecteurs destinés à récupérer le travail de détente semblent avoir considérablement augmenté depuis 2012. Il faut noter que les publications sur les éjecteurs servant à la récupération du travail de détente dans ce journal ne sont apparues que depuis 20 ans environ et ces systèmes sont toujours au stade du développement technologique. Par ailleurs, l'expression "éjecteur diphasique" est communément employée afin de désigner

l'éjecteur utilisé pour la récupération du travail de détente dans les VCRS. L'emploi de l'éjecteur à jet de vapeur ou monophasique a également fait l'objet de nombreuses et importantes recherches, qui est généralement utilisé dans des systèmes frigorifiques destinés à la récupération de la chaleur [93]. Vu l'importance de l'éjecteur qui constitue en partie l'objet du thème de cette recherche, de plus amples détails sur cet organe seront donnés ci-après.

3.1.3.3 La combinaison IHX + éjecteur

Plusieurs études ont démontré que l'association d'un éjecteur et d'un IHX permet d'obtenir des forts COP, même si les deux dispositifs rivalisent pour réduire les pertes énergétiques liées au processus de détente isenthalpique dans le détendeur. Par exemple, Garcia et Berana [94] ont théoriquement évalué la combinaison IHX + éjecteur en installant l'IHX entre le condenseur et le séparateur liquide-vapeur placé à l'aval de l'éjecteur. Les fluides frigorigènes utilisés sont R717, R22, R134a et R290, leur conclusion est que placer l'IHX dans cette position n'augmente pas nécessairement le COP du cycle ; néanmoins, l'IHX permet d'assurer que le fluide entrant dans le compresseur soit sous forme de vapeur. Sarkar [95] a également évalué cette configuration pour les fluides R717, R600a et R290. Ses résultats montrent que l'amélioration du COP par rapport au cycle conventionnel de base apportée par l'adoption d'un éjecteur diminue pour certains fluides suite à l'insertion d'un IHX. Ainsi, pour le R717, le COP a diminué de 3,05 % tandis que pour R600a et R290, c'était à peine une augmentation du COP de 5 % et 5,5 % respectivement et ce par rapport au cycle de base ; tout cela pour des températures d'évaporation et de condensation de l'ordre de 5 °C et 40°C respectivement et 80 % d'efficacité de l'IHX. Molés et al. [96] ont réalisé une étude théorique pour la combinaison IHX + éjecteur en plaçant l'IHX dans la même position que Sarkar [95] ; les auteurs ont conclu que l'IHX associé à un éjecteur dans cette position, malgré une augmentation de la capacité de refroidissement, pouvait détériorer le COP, en fonction des températures de travail, de l'efficacité de l'IHX et du rendement des éjecteurs ; cela a été conclu en utilisant R1234yf, R1234ze et R134a. Il est clair que l'IHX n'a pas d'emplacement fixe dans le cycle frigorifique à éjecteur. Cependant, les études réalisées insistent sur l'hypothèse que la combinaison de l'IHX et de l'éjecteur n'augmente pas forcément le COP.

3.2 Etude de l'éjecteur

L'éjecteur est un dispositif de compression thermique qui convertit l'énergie de pression d'un premier fluide (fluide primaire) en énergie cinétique et crée une zone de basse pression dans ce fluide qui aspire et entraîne un second fluide (fluide secondaire). Après leur passage

(mélangeage) à travers l'éjecteur, la vitesse de ce mélange diminue et sa pression augmente, ce qui entraîne la conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression. Kornhauser a divisé l'éjecteur en quatre parties : tuyère d'entraînement (primaire), tuyère d'aspiration (secondaire), section de mélange et diffuseur.

L'éjecteur est plus avantageux que les autres dispositifs conventionnels de compression du point de vue de certaines caractéristiques, notamment, l'absence de composants mobiles, simple, faible coût de maintenance, aucune alimentation externe nécessaire, compact et facile à installer. Il peut être classé par (i) la position de la tuyère motrice, (ii) la conception de la tuyère motrice et (iii) le nombre de phases, comme indiqué dans le Tableau 3.1.

Paramètre	Conditions			Classification	Remarques
Position de la sortie de la tuyère motrice	À l'intérieur de la section à aire constante			Éjecteur CAM	
	À l'intérieur de la chambre d'aspiration			Éjecteur CPM	Meilleures performances par rapport à l'éjecteur CAM
Conception de la tuyère motrice	Convergent			Éjecteur subsonique	
	Convergent-divergent			Éjecteur supersonique	
Nombre de phases	Flux primaire	Flux secondaire	Flux de sortie		
	Vapeur	Vapeur	Vapeur	Éjecteur à jet de vapeur	Flux diphasique possible
					Ondes de choc possibles
	Liquide	Liquide	Liquide	Éjecteur à jet liquide	Pas d'ondes de choc
					flux monophasé uniquement
	Vapeur	Liquide	Liquide	Éjecteur de condensation	Flux diphasique avec condensation du flux primaire
			Des fortes ondes de choc		
Liquide	Vapeur	Diphasique	Ejecteur diphasique	Écoulement diphasique	
				Ondes de choc possibles	

Tableau 3.1: Classification de l'éjecteur [97].

3.2.1 Historique

Depuis que Giovanni Battista Venturi a proposé que les augmentations de vitesse entraînent des baisses de pression, l'humanité a recherché des appareils capables de fonctionner comme des pompes ou des compresseurs sans utiliser de composants mécaniques mobiles. De nos jours, il existe plusieurs instruments basés sur ce principe, comme les carburateurs et les pistolets de pulvérisation de peinture à haute pression. À côté de ces composants inventés à la fin du 19^{ème} siècle, il y a l'éjecteur, résultat de nombreux progrès des scientifiques et ingénieurs, appliqués aux appareils à vapeur.

Les premières formes d'éjecteurs ont été conçues pour utiliser la vapeur comme fluide "primaire", car cela pouvait être facilement obtenu à des pressions élevées, c'est en 1838 que le Français Pelletan prit un brevet pour comprimer avec un éjecteur de la vapeur d'eau au moyen

d'un jet de vapeur vive [98]. Puis, l'inventeur Henri Giffard (ingénieur français des locomotives) a inventé l'éjecteur à condensation en 1858, Figure 3.15, le fond de son invention était de trouver une solution au problème de l'alimentation en eau liquide pour réapprovisionner les réservoirs des chaudières des machines à vapeur. Il a donc utilisé l'éjecteur comme un remplaçant de la pompe mécanique à liquide. Giffard et d'autres premiers concepteurs d'éjecteurs utilisaient des tuyères motrices convergentes. La tuyère motrice convergente-divergente n'a été introduite qu'en 1869 par un ingénieur nommé Schau. Il est intéressant de noter que cela semble être encore plus tôt que les travaux de Gustaf de Laval, qui a réalisé ses premières expériences de tuyère à vapeur supersonique en 1890.

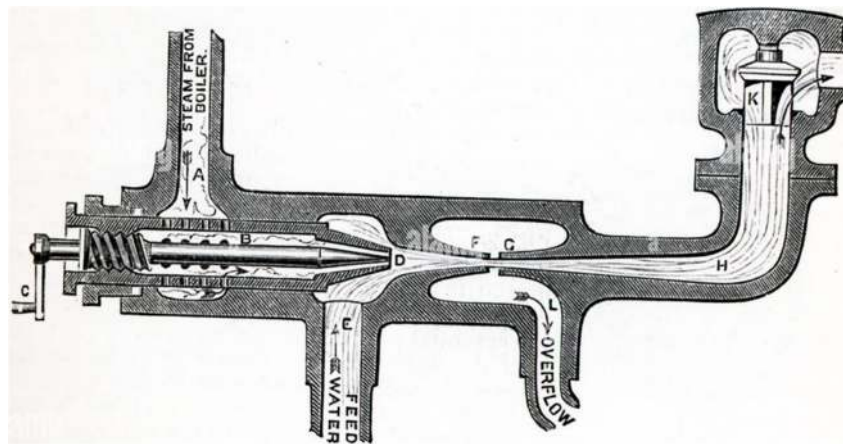


Figure 3.15: Section de l'éjecteur de Giffard

L'idée d'un cycle frigorifique utilisant un éjecteur comme compresseur et de l'eau comme frigorigène a été brevetée au début du XX^e siècle par l'anglais Charles Parsons (inventeur de la turbine à vapeur) qui a étudié la possibilité d'abaisser la pression par effet d'entraînement d'un jet de vapeur.

Cependant, le mérite de la construction du système frigorifique à jet de vapeur revient à l'ingénieur français Maurice Leblanc qui a inventé indépendamment son système frigorifique à éjecteur en 1905, en utilisant un cycle ouvert de thermocompression. À Paris, avec l'aide de Westinghouse, il a construit le premier système commercial avec succès vers 1907-1908 et en 1911 il a obtenu le brevet "Steam-jet (Ejector) Refrigeration Machine" US Patent 1005851 et en 1919 le brevet "Steam Ejector Aparatus" US Patent 1422582 [99], Figure 3.16. Même si l'efficacité du système frigorifique à jet de vapeur était faible, il était toujours attrayant, car l'eau est inoffensive et le système peut fonctionner à l'aide de la vapeur d'échappement d'une machine à vapeur.

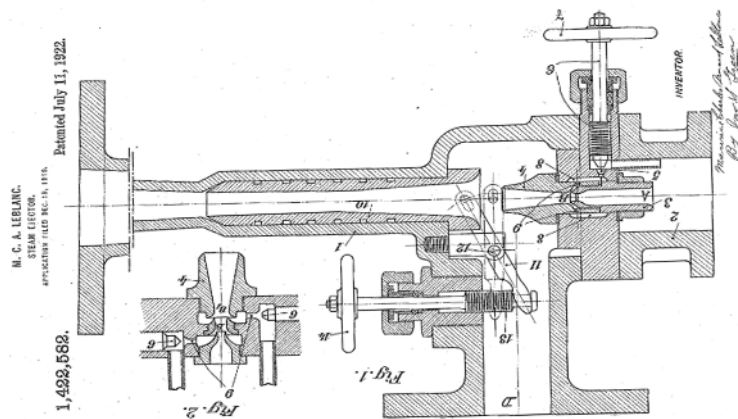


Figure 3.16: L'éjecteur de M. Leblanc

Plus tôt en 1929, Emile Guarini a déposé un brevet pour un nouveau cycle frigorifique tritherme fermé à évaporation utilisant un éjecteur comme aspirateur du fluide de la boucle secondaire. Cependant, l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène produisait des faibles performances et on ne pouvait pas atteindre des températures en dessous de 0 °C. L'intérêt se porte alors sur l'utilisation d'autres composés comme le chlorure de méthyle, l'ammoniac ou même le mercure [100]. Mais les résultats ne permettent pas de conclure sur une optimisation du cycle du point de vue thermodynamique. Quelques années plus tard, Kalustian [101] propose l'utilisation de "substances très bouillantes" du type hydrocarbures halogènes. Les premières applications techniques de ces fluides ont été faites par Boester [102] et Jordan [103] qui utilisèrent le R113.

Une autre application attrayante de l'éjecteur a été brevetée en 1931 par Gay, US Patent 1836318, qui décrit comment un éjecteur diphasique peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système frigorifique à compression de vapeur en réduisant les pertes de détente isenthalpique [9], quoique l'idée de cette configuration ait été proposé en 1901 par Kornhauser [11] et ces résultats donnent un COP théorique amélioré de 21 % par rapport à un cycle conventionnel. Cette configuration a été plus couramment considéré dans les systèmes frigorifiques transcritiques au CO₂.

À l'arrivée de l'introduction des CFC (gaz chlorofluorocarbones), et en raison de leur efficacité énergétique plus élevée, l'éjecteur a été presque abandonné dans le champ de réfrigération. Malgré cela, il a continué à être utilisé dans d'autres secteurs tels que la pétrochimie, l'industrie papetière (ventouses), les condenseurs de vapeur et d'autres applications où le vide est requis. Dès la fin des années 80, et motivé par les crises énergétiques et la prise de conscience croissante de l'environnement (protocoles de Montréal et de Kyôto), l'intérêt pour

l'amélioration des cycles thermodynamiques s'est accru et l'utilisation des fluides frigorigènes respectueux de l'environnement, généralement appelés « fluides frigorigènes naturels » pour leurs caractéristiques et leurs origines, est privilégié. En conséquence, les CFC ont été remplacés en peu de temps et cela provoque un regain d'intérêt pour l'utilisation des éjecteurs dans les systèmes frigorifiques afin d'améliorer l'efficacité énergétique surtout avec la renaissance des systèmes frigorifiques transcritiques au R744 à la fin des années 1980.

3.2.2 Application de l'éjecteur

Les éjecteurs offrent différents avantages, le plus important étant qu'ils n'ont pas de pièces mobiles. L'absence d'un élément tournant ou d'un piston permet d'obtenir un système très fiable qui requiert peu ou pas d'entretien particulier [104]. L'application de l'éjecteur est très variée du fait de son implantation facile dans divers domaines industriels. De façon non exhaustive, on peut citer :

- La mise sous vide comme dans le procédé de désodorisation des huiles comestibles par exemple [105].
- Le transport des matières solides telles que les poudres ou granulés [106].
- Le dessalement de l'eau de mer [107].
- Le filtrage et la séparation de matières [108].
- Le mélangeage des fluides tel que le mélange de fluides réactifs [109] et le mélange air-carburant dans les chambres de combustion [110-111].
- La production du froid soit pour des systèmes frigorifiques dithermes ou trithermes [112-115], dont ces derniers ont pour avantage de pouvoir bénéficier d'une source de chaleur gratuite [116,117] ou de récupérer de la chaleur des rejets thermiques [118].
- L'applications en aéronautique soit pour simuler le fonctionnement des propulseurs [119], soit pour utiliser des éjecteurs supersoniques dans les engins à décollage vertical [120-121] ou-bien pour atténuer les nuisances sonores produits [122] ou la signature infrarouge d'un conduit d'échappement ou d'un propulseur [123].
- Les pile à combustible où l'éjecteur est intégré sur le circuit d'alimentation en hydrogène ce qui permet de réduire la consommation d'électricité [124].
- Le boosting ou l'acheminement des gaz dans les pipelines [125].
- Le chauffage, à l'exemple de l'application de la pompe à jet d'eau [126].

3.2.3 Principe de fonctionnement de l'éjecteur

L'éjecteur est un appareil de conception simple généralement constitué de deux tuyères coaxiales liées entre elles par un collecteur d'aspiration. Le fluide primaire, à haute pression, entre dans l'éjecteur à travers la tuyère relativement petite le long de l'axe central. Le fluide secondaire, à une pression inférieure à celle du fluide primaire, entre dans une région annulaire entourant la petite tuyère communément appelée chambre d'aspiration. À la sortie le fluide primaire de la tuyère crée une région à basse pression, induisant le fluide secondaire à entrer et à accélérer vers la partie centrale du corps de l'éjecteur. Au moment où les deux fluides ont atteint la sortie de l'éjecteur, ils sont devenus un seul mélange homogène, à une pression intermédiaire entre celle de la pression d'entrée primaire et celle du secondaire.

Une vue schématique d'un éjecteur à vapeur typique est représentée sur la Figure 3.17. En se référant à cette figure, quand la vapeur à haute pression (P), dite "fluide primaire", se détend et accélère à travers la tuyère primaire (i), il atteint finalement une vitesse supersonique permettant de créer une région à très faible pression au niveau de la sortie de la tuyère au plan (ii) et donc à l'entrée de la chambre de mélange. De la vapeur à une pression plus élevée que celle d'entrée du mélangeur, qui est appelé le « fluide secondaire » (S), est entraînée dans la chambre de mélange.

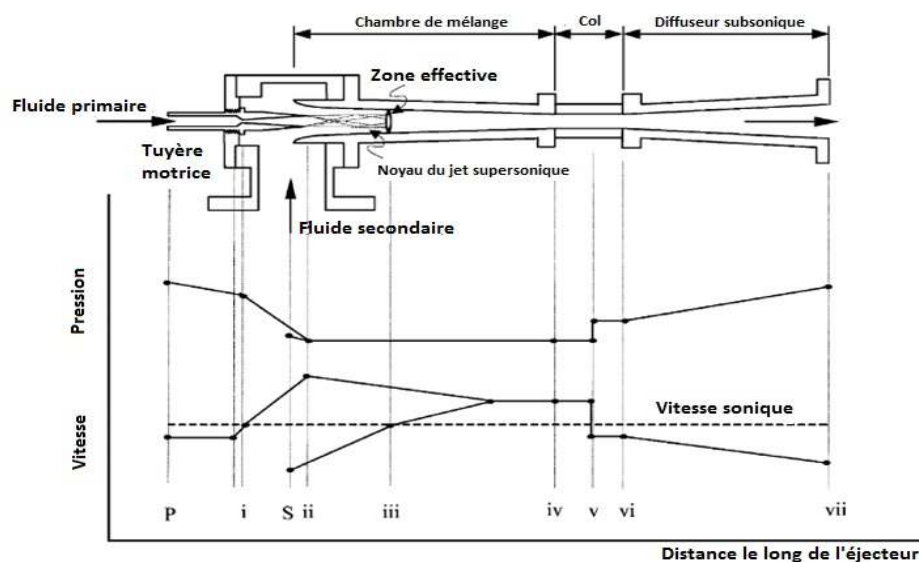


Figure 3.17: Vue schématique d'un éjecteur et évolutions de la pression et de la vitesse en fonction de la position [113]

Certains auteurs pensent que la détente du fluide primaire se poursuit au début de la zone de mélange et forme un conduit convergent sans se mélanger avec le fluide secondaire. À une certaine distance le long de ce conduit, la vitesse du fluide secondaire augmente et atteint

la valeur sonique (iii) et une onde de choc stationnaire apparaît par la suite. Cette section était définie par Munday et Bagster [127] comme la « zone ou aire effective ».

Les résultats expérimentaux de Huang et Chang, fournis dans [128], indiquent que cette région n'est pas fixe, mais varie avec les conditions de fonctionnement. Munday et Bagster ont également suggéré que le processus de mélange ne commence qu'après le choc du fluide secondaire. Ce mélange provoque un retard du flux primaire et une accélération du fluide secondaire. À la fin de la chambre de mélange, les deux flux sont complètement mélangés et la pression statique est supposée être constante jusqu'à ce qu'elle atteigne le diffuseur au plan (iv). La pression dans la chambre de mélange est une fonction du fluide primaire, du fluide secondaire et de l'effet de compression de l'éjecteur [113]. En raison d'une région à haute pression en amont de la chambre de mélange, un choc très faible épaisseur est induit perpendiculairement (v). Ce choc provoque un effet de compression majeur et une chute soudaine de la vitesse d'écoulement de l'état supersonique à celui subsonique. Il faut noter que cette onde de choc perpendiculaire est valable dans l'hypothèse de l'analyse unidimensionnelle uniquement [113]. Dans des situations réelles, en raison d'une couche limite épaisse, l'onde de choc n'est pas perpendiculaire ni unique, mais se décompose en différentes ondes de choc obliques. Une compression supplémentaire du flux est obtenue à partir du plan (vi) jusqu'au plan (vii) à travers un diffuseur subsonique.

En règle générale, la conception de l'éjecteur peut être classée en deux types en fonction de la position de la tuyère primaire. L'éjecteur, comporte une tuyère dont le plan de sortie est situé à l'intérieur de la chambre d'aspiration en face de la section constante du mélangeur, comme décrit par la théorie de Keenan et al. [10], ce type d'éjecteur est connu comme un "éjecteur avec mélangeur à pression constante" comme le montre la Figure 3.18(a) pour lequel la pression statique est supposée constante dans la chambre de mélange. Pour la tuyère ayant une sortie située à l'intérieur du tube cylindrique de la tuyère secondaire, l'éjecteur est appelé « éjecteur avec mélangeur à section constante » comme le montre la Figure 3.18(b) [113]. Au début, certains auteurs pensaient que l'éjecteur avec mélangeur à section constante pourrait entraîner une plus grande quantité de flux secondaire qu'un éjecteur avec mélangeur à pression constante [129]. Les deux types d'éjecteur ont été largement testés expérimentalement au cours de ces dernières années. Keenan et al. [10], Huang et al. [130], Huang et Chang [128] et Gil et Kaspersky [131] ont rapporté que l'éjecteur à pression constante a une meilleure performance que l'éjecteur à section constante.

Cependant, Yacipi et Ersoy [132] ont conclu plus tard que l'éjecteur à surface constante produit une meilleure amélioration du COP d'un système frigorifique tritherme à éjecteur pour

les mêmes températures de fonctionnement. Pour le modèle thermodynamique 1-D de l'éjecteur, qui est le plus répandu, les chercheurs préfèrent supposer un mélange à pression constante pour la simplicité du calcul.

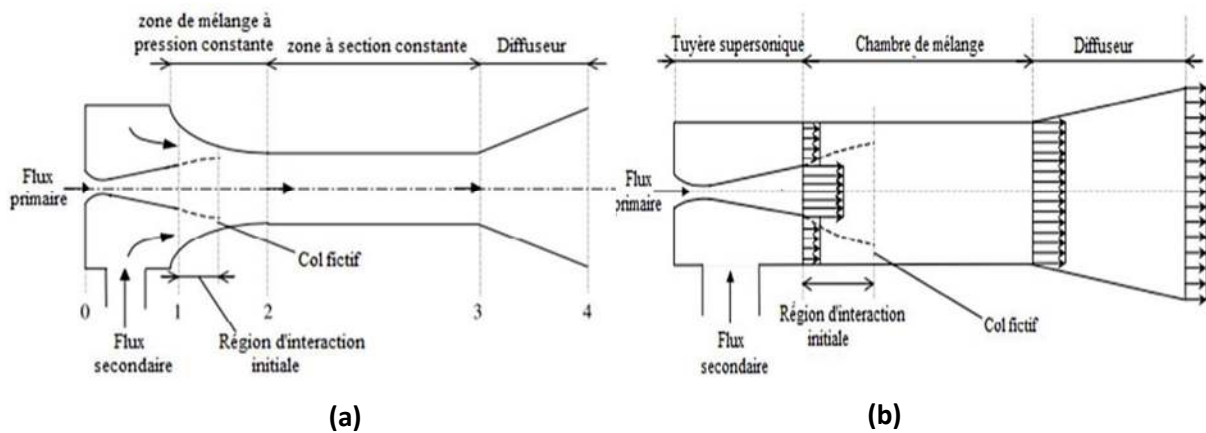


Figure 3.18: Comparaison entre un éjecteur de type mélange à pression constante (a) et un éjecteur de type mélange à section constante (b).

3.2.4 Grandeurs adimensionnelles caractéristiques d'un éjecteur

3.2.4.1 Grandeurs géométriques

Une large variété de configurations géométriques existe pour l'éjecteur, parfois forte différentes. En plus du montage classique où il y a un assemblage coaxial des deux tuyères, il existe des géométries très compliquées et avancées utilisant des tuyères motrices de forme pétales ou lobée. Il existe même des éjecteurs dans lequel le flux du fluide est mis en rotation afin d'avoir une amélioration des performances.

La Figure 3.19 illustre les paramètres caractéristiques de la géométrie d'un éjecteur de type mélange à section constante.

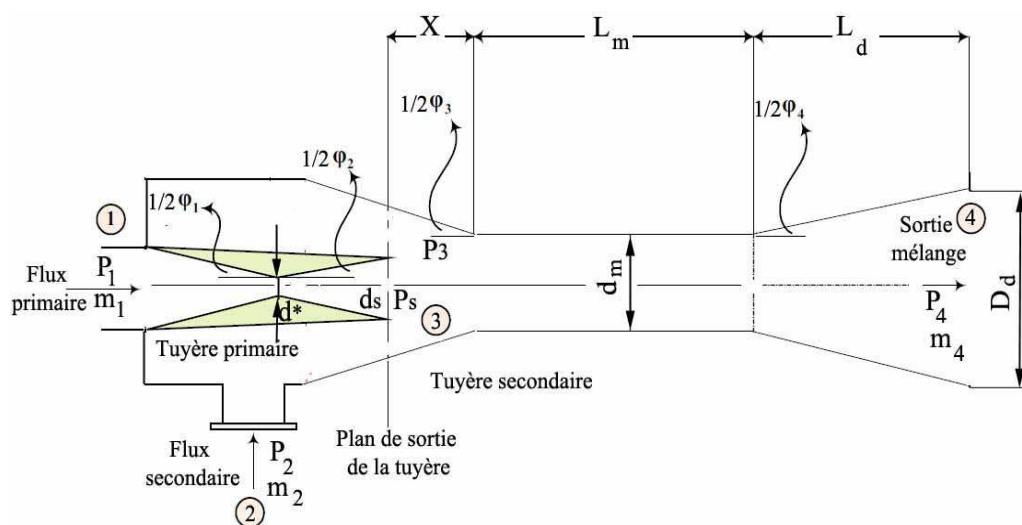


Figure 3.19: Paramètres géométriques de l'éjecteur

La zone correspondant à la longueur X illustré sur la Figure 3.19 est appelée chambre de prémélange. Sur cette figure, les principales grandeurs géométriques caractérisant l'éjecteur sont également indiqués, à savoir :

X : La chambre de prémélange (la distance entre les plans de sortie de la tuyère primaire et d'entrée de la section de mélange) ;

d^* : Le diamètre du col de la tuyère motrice ;

φ_1 : L'angle du convergent de la tuyère motrice ;

d_s : Le diamètre à la sortie de la tuyère motrice ;

φ_2 : L'angle du divergent de la tuyère motrice ;

φ_3 : L'angle du convergent de la tuyère d'aspiration ;

d_m : Le diamètre de la section de mélange ;

L_m : La longueur de la section de mélange ;

L_d : La longueur du diffuseur ;

D_d : Le diamètre à la sortie du diffuseur ;

φ_4 : L'angle du divergent du diffuseur.

À l'aide de ces grandeurs géométriques, on définit les paramètres adimensionnels suivants :

- Le module de l'éjecteur qui est égal à l'aire du mélangeur/ l'aire du col de la tuyère primaire:

$$\Phi = \left(\frac{d_m^2}{d^{*2}}\right) \quad (3.1)$$

- le module de la tuyère motrice :

$$\Psi = \left(\frac{d_s}{d^*}\right)^2 \quad (3.2)$$

- le module du diffuseur :

$$\Lambda = \left(\frac{d_m}{D_d}\right)^2 \quad (3.3)$$

- la position relative de la tuyère motrice par rapport au mélangeur :

$$\frac{X}{d_m} \quad (3.4)$$

- la longueur relative du mélangeur :

$$\frac{L_m}{d_m} \quad (3.5)$$

- la longueur relative du diffuseur par rapport au mélangeur :

$$\frac{L_d}{d_m} \quad (3.6)$$

3.2.4.2 Grandeurs thermodynamiques

Parmi les plus anciennes études traitant des éjecteurs, bon nombre faisaient déjà appel à des paramètres thermodynamiques adimensionnels, afin de faciliter la comparaison des résultats et évaluer les performances d'un éjecteur. Les principaux nombres adimensionnels utilisés pour caractériser le fonctionnement global d'un éjecteur sont définis à l'aide de la Figure 3.19, [133].

Pour les applications de réfrigération, les paramètres thermodynamiques fondamentaux les plus importants de l'éjecteur sont « le taux d'entraînement » et « le rapport de compression », ils sont définis par :

$$\text{Taux d'entraînement, } U = \frac{\text{débit massique secondaire}}{\text{débit massique primaire}} = \frac{m_2}{m_1} \quad (3.7)$$

$$\text{Rapport de compression PLR} = \frac{\text{Pression statique à la sortie du diffuseur}}{\text{Pression statique du flux secondaire à l'entrée de l'éjecteur}} = \frac{P_4}{P_2} \quad (3.8)$$

Ces performances dépendent le plus souvent du mode de fonctionnement de l'éjecteur, des conditions de pression et de température, mais aussi de la géométrie. Par conséquent, pour des conditions de fonctionnement données, il n'y a aucun doute qu'un éjecteur ayant un taux d'entraînement le plus élevé possible ou bien qui permet de maintenir une pression à la sortie du diffuseur la plus élevée possible sera l'éjecteur le plus recherché.

Deux autres paramètres d'une importance secondaire sont :

- le rapport moteur ε qui correspond au rapport de la pression amont du fluide primaire et celle à l'aval de l'éjecteur.

$$\varepsilon = \frac{P_1}{P_4} \quad (3.9)$$

- le rapport des pressions génératrices Γ défini par le rapport des pressions amont primaire et secondaire.

$$\Gamma = \frac{P_1}{P_2} \quad (3.10)$$

3.3 Intégration de l'éjecteur dans les systèmes frigorifiques

L'éjecteur, appelé également appareil à éjection, est un appareil statique destiné à aspirer, entraîner puis comprimer des gaz, des vapeurs, des liquides grâce à la détente d'un fluide primaire (moteur). Celui-ci apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement et la compression du fluide secondaire. Comme il n'y a pas de pièce mobile, il est silencieux et fiable, et a une longue durée de vie et un faible coût initial de fonctionnement.

La Figure 3.20 montre un aperçu des principaux systèmes frigorifiques à éjecteur présentés dans la bibliographie.

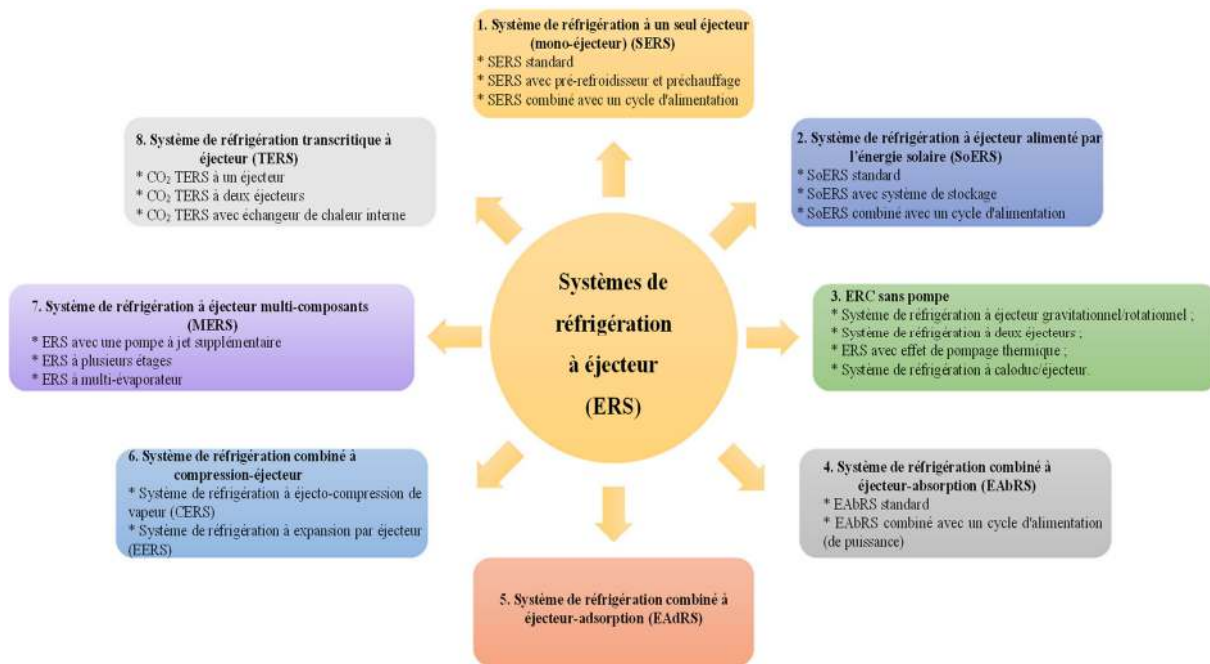


Figure 3.20: Aperçu des différents systèmes frigorifiques à éjecteur [97].

Selon la bibliographie, il existe deux manières principales d'intégrer l'éjecteur. L'un utilise un fluide frigorigène en phase vapeur, qui est généré par une source de chaleur pour pomper le fluide à basse pression. Dans cette application, la chaleur peut être une énergie durable telle que la chaleur des rejets thermiques industriels ou l'énergie solaire. Ainsi, il fournit un moyen fiable d'utilisation de la chaleur de faible qualité pour produire du froid. La Figure 3.21 montre un tel exemple. Dans ce cycle, l'éjecteur remplace complètement le compresseur, de sorte que ce type de cycle est également appelé système frigorifique thermique. Étant donné que tous les flux à l'intérieur de l'éjecteur sont en phase vapeur, cet éjecteur est également appelé « éjecteur monophasique ».

La Figure 3.21 montre aussi, le principe de fonctionnement de l'éjecteur monophasique. Dans l'éjecteur, le flux moteur (vapeur saturée à haute pression, état 0) est d'abord accéléré dans une tuyère convergente-divergente pour générer une pression inférieure à celle du flux à aspirer (vapeur saturée à basse pression, état 7). Avec cette basse pression, le flux secondaire provenant de l'évaporateur est aspiré et entraîné dans la chambre de mélange. Les deux flux se mélangent totalement, puis sont comprimés par le passage d'une onde de choc dans une première phase puis suite à l'écoulement dans le diffuseur dans une seconde phase pour atteindre une pression intermédiaire en sortie de ce dernier. Étant donné que dans un éjecteur monophasique, l'ensemble du processus est plus proche d'un processus isentropique, le frigorigène à la sortie de l'éjecteur (état 4) est de la vapeur surchauffée si le débit d'aspiration (état 7) présente quelques degrés de surchauffe. Le fluide frigorigène déchargé de l'éjecteur (état 4) entre ensuite

dans le condenseur pour échanger de la chaleur avec l'environnement et atteindre un état liquide saturé. Le fluide frigorigène liquide en sortie du condenseur (état 5) est alors séparé en deux parties. L'une est envoyée à la pompe de circulation pour rejoindre le générateur de vapeur chauffé par la source chaude. Ce dernier permet de produire de la vapeur du fluide frigorigène à haute température et pression, ce qui constitue le flux moteur (état 0). Une autre partie du débit du condenseur (état 5) est envoyée au détendeur, où sa pression sera réduite à une pression plus basse (état 6). Ensuite, le fluide diphasique obtenu pénètre dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique. À la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène (état 7) reflue vers l'aspiration de l'éjecteur.

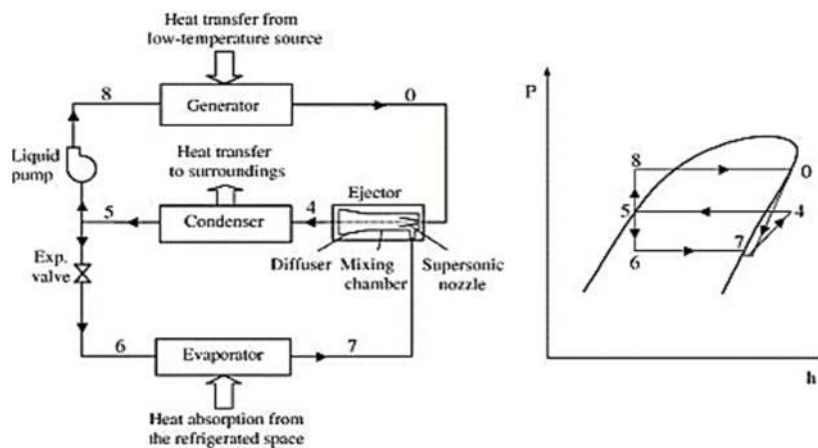


Figure 3.21: Principe de fonctionnement d'un éjecteur monophasique.

Les principaux avantages de ce cycle sont en deux volets : (1) il n'y a aucune pièce mobile dans le système à l'exception de la pompe de circulation et (2) la chaleur de faible qualité peut être utilisée pour entraîner en quasi-totalité l'ensemble du système frigorifique. Les défis pour cette application sont un faible COP et la forte dépendance des performances de l'éjecteur des conditions de fonctionnement, de la géométrie de l'éjecteur et de la nature du fluide de travail.

La deuxième application consiste à utiliser l'éjecteur comme dispositif de détente pour récupérer la perte énergétique liée au processus d'étranglement dans un cycle conventionnel de VCRC. Dans un VCRC typique, un frigorigène liquide à haute pression est détendu en fluide diphasique à basse pression. Bien que le processus de détente idéal soit isentropique et produise du travail, le processus de détente réel est isenthalpique de sorte que la différence énergétique entre ces deux processus est perdue. Cette perte peut être relativement plus importante pour certains réfrigérants tels que le R-502 et le R-744 que pour d'autres. Bien qu'il soit difficile de récupérer toute la perte d'énergie liée à ce processus, l'éjecteur diphasique présente un grand potentiel de récupération du travail de la détente isenthalpique.

Malgré que la première proposition de cette configuration remonte à 1931, avec le brevet de Gay [134] qui décrit comment un éjecteur diphasique peut être utilisé pour améliorer les performances d'un système frigorifique à compression de vapeur en réduisant les pertes de détente isenthalpique [9], cependant, Kornhauser [11] a été l'un des premiers qui a analysé théoriquement les performances d'un système frigorifique utilisant un éjecteur comme détendeur. Les fluides de travail sont : R11, R12, R22, R113, R114, R500, R502 et R717. Les résultats ont montré une augmentation du COP de 21% atteinte avec le R12. Cette augmentation peut être expliquée par une diminution du travail consommé par le compresseur par rapport à celui de la machine de base fonctionnant aux mêmes niveaux de température des sources chaude et froide.

La Figure 3.22 montre la comparaison entre le cycle conventionnel VCRS et le cycle frigorifique muni d'un détendeur à éjecteur (EERC). Dans un EERC, un liquide saturé (état 3) provenant du condenseur fonctionne comme flux moteur pour l'éjecteur. Ce flux moteur est d'abord détendu dans une tuyère primaire jusqu'à une très basse pression entraînant ainsi la vapeur saturée en sortie de l'évaporateur. Ensuite, les deux flux se mélangent dans la chambre de mélange pour ne constituer qu'un seul flux diphasique en sortie de l'éjecteur (état 5). Ce flux diphasique est séparé en phase vapeur et en phase liquide au niveau du séparateur. La vapeur saturée est aspirée au niveau du compresseur, comprimée à haute pression puis rejoint le condenseur où elle échange de la chaleur avec l'environnement. Le liquide saturé sortant du séparateur est dirigé vers le dispositif de détente, où sa pression est réduite à une valeur plus basse. Il pénètre ensuite dans l'évaporateur pour produire l'effet frigorifique escompté.

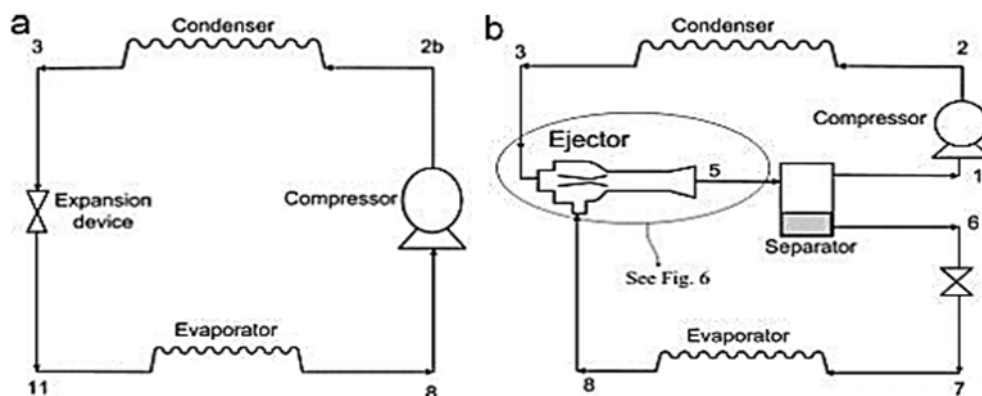


Figure 3.22: schémas de principe des cycles frigorifiques : conventionnel (VCRS) et muni d'un éjecteur-détendeur (EERC)

L'EERC peut être séparé en deux parties : la partie basse pression et la partie haute pression. Ces deux parties sont reliées par l'éjecteur et le séparateur. Dans un EERC, il y a une économie d'énergie du compresseur, car la pression d'aspiration du compresseur (état 1) est supérieure à celle du cycle conventionnel (état 8).

Contrairement au système frigorifique thermique, le COP du système EERC est supérieur à celui du VCRS de base. L'éjecteur peut améliorer le COP du système conventionnel jusqu'à 10-20% en moyenne [135].

3.4 Développement du modèle d'éjecteur

En tant qu'un élément-clé du système frigorifique tritherme, la modélisation de l'éjecteur est le sujet le plus important mais aussi le plus difficile. Cependant, l'éjecteur diphasique utilisé surtout pour la récupération du travail de détente étant relativement plus complexe que celui monophasique utilisé plutôt pour la récupération de la chaleur, de sorte que la plupart des premières études ont été menées sur ce dernier.

Les théories de conception de bases de l'éjecteur ont été fondées dans les années 1860 par Zeumen selon la loi de bilan de la quantité de mouvement, puis ont été développées et améliorées par Zeumen et Runkin, cependant, leurs théories n'ont pas réussi à résoudre certains problèmes concernant la conception de l'éjecteur, tels que la forme appropriée de la section de mélange et la longueur (dimension axiale) de l'éjecteur [136].

En 1942, Keenan et Neumann [137] ont étudié théoriquement et expérimentalement les caractéristiques d'un éjecteur conçu sans diffuseur, avec de l'air utilisé comme fluide de travail. Ils ont développé une série d'équations unidimensionnelles de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie pour prédire les performances de l'éjecteur. Pour cela, les auteurs ont aussi supposé que l'entraînement du fluide secondaire par le fluide primaire s'effectue à pression constante et que le mélangeage des deux flux se fait à section constante. Leurs résultats ont démontré que les courbes de performance déduites par l'analyse théorique s'accordent bien avec celles obtenues expérimentalement. Keenan et al. [10] continuèrent ensuite l'étude sur un éjecteur conçu avec diffuseur. En supposant que la formation de l'onde de choc, responsable d'une augmentation importante de la pression du mélange a lieu avant que le fluide pénètre dans le diffuseur, deux méthodes de calcul pratiques ont été proposées pour évaluer les performances énergétiques de l'éjecteur, à savoir la théorie du mélange à pression constante (CPM) et la théorie du mélange à section constante (CAM). Cependant, ils n'ont pas fourni d'informations sur le phénomène « d'étouffement ou bien du col sonique » dans le fluide secondaire.

Fabri et Siestruck [138] ont adopté différents coefficients de pertes énergétiques au niveau de l'écoulement du fluide, tout en adoptant les mêmes hypothèses que celles du modèle de Keenan et al. [10], à savoir l'application de la loi des gaz parfaits et l'éjecteur adiabatique. Dans leur étude ils ont pu déterminer la présence d'un col sonique au niveau de la chambre

d'aspiration. En ce qui concerne les éjecteurs à vapeur d'eau, Munday et Bagster [127] ont été les premiers à enregistrer de nouvelles pertes hydrodynamiques dans l'écoulement, ces dernières sont liées à la création d'une série d'ondes de choc au cours de la détente de l'écoulement en régime supersonique. Leur théorie est basée sur l'hypothèse selon laquelle les deux flux primaire et secondaire distincts conservent leurs identités dans le conduit avant le processus de mélangeage. Ils ont alors émis l'hypothèse que la vapeur secondaire atteigne la vitesse sonique à une certaine section transversale de l'éjecteur.

Sun et Eames [114] ont modifié le modèle de Keenan et al. [10] et ont introduit des efficacités isentropiques de la tuyère primaire, de la chambre de mélange, et du diffuseur pour tenir en compte des pertes par frottement. Ils ont supposé que le mélange des deux flux se termine avant qu'une onde de choc normale ne puisse se produire à l'extrémité de la chambre de mélange. Les efficacités isentropiques ont été fixées à des valeurs constantes, ce qui était la façon la plus simple de considérer l'irréversibilité. Il a été constaté que l'étouffement du flux d'aspiration dans la chambre de mélange joue un rôle important. Pour considérer l'étouffement du flux d'aspiration, Huang et al. [130] ont réalisé de nombreuses expériences en utilisant le fluide frigorigène R141b en tant que fluide de travail et plusieurs éjecteurs avec des géométries différentes. Dans leur étude, il a été supposé qu'il y eût un col hypothétique responsable de l'étouffement du flux secondaire, se formant par l'effet du flux primaire à l'entrée de la chambre de mélange à section constante, et non dans la chambre de mélange à pression constante, comme le montre la Figure 3.23(a) à la position y-y. Sur cette base un modèle mathématique fondé sur les équations de conservation de l'énergie et de dynamique des gaz a été développé.

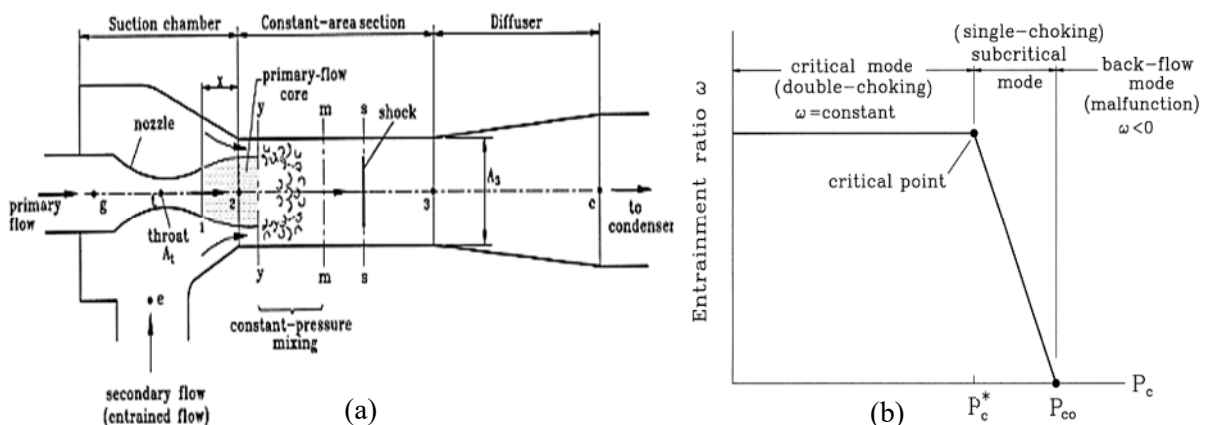


Figure 3.23: Modèle d'éjecteur développé par Huang et al et ces modes de fonctionnement [130]

Leur étude a montré que l'analyse unidimensionnelle utilisant des coefficients empiriques tel que η_p , η_s , ϕ_p et ϕ_m peut prédire la performance des éjecteurs de façon précise.

Ils ont identifié trois modes de fonctionnement de l'éjecteur : le régime critique (double choc), le régime sous critique (simple étouffement) et le régime de refoulement (dysfonctionnement), Figure 3.23(b). Il faut noter que l'éjecteur doit fonctionner de préférence au point critique caractérisé par un double étouffement (double col sonique) et une pression maximale à l'aval de l'éjecteur, car dans ce cas, le rapport d'entraînement est optimal.

Au début, les chercheurs se sont concentrés sur les éjecteurs de type mélange à pression constante à cause de meilleures performances obtenues selon certains auteurs. Cependant, Addy et al. [139] ont proposés une méthode unidimensionnelle pour analyser un éjecteur de type mélange à section constante sans diffuseur. Plus tard, Grazzini et Mariani [140] ont utilisé le modèle de mélange à surface constante dans un éjecteur bi-étagés utilisé comme détendeur pour obtenir une augmentation du taux de compression. En 2005, Yapici et Ersoy [132] ont développé un modèle d'éjecteur à section constante avec une pression et un nombre de Mach différents pour les deux écoulements à l'entrée de la chambre de mélange, la Figure 3.24 montre le volume de contrôle utilisé., et l'ont comparé avec celui à pression constante, le fluide de travail étant le R123. En adoptant l'hypothèse de gaz parfait, ils ont montré que l'éjecteur à section constante a une meilleure performance. Étant donné que la vitesse du flux moteur est supérieure au flux d'aspiration, la vapeur motrice se dilate contre la vapeur d'aspiration, puis le flux moteur se comporte comme une buse pour le flux d'aspiration et provoque le col hypothétique. La vitesse du flux d'aspiration peut atteindre un niveau supersonique à ce col hypothétique.

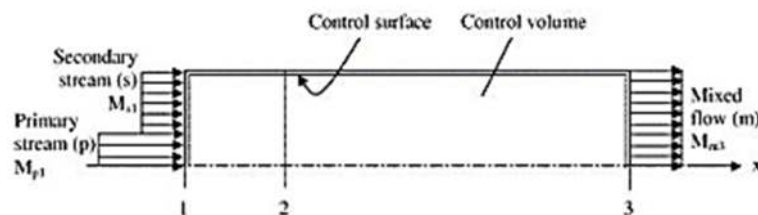


Figure 3.24: Modèle de mélange à section constante développé par Yapici and Ersoy [132]

Bien que l'analyse ait été faite pour l'éjecteur monophasique, ce modèle a également été appliqué à l'éjecteur diphasique. Cependant, ce dernier doit également tenir compte des phénomènes de détente du liquide et de changement de phase, ce qui est beaucoup plus compliqué. Par ailleurs, Yapici et Ersoy ont affirmé qu'il existe une conception optimale en fonction du rapport de surface ($\phi = A_{m3}/A_p^*$) et ce pour des conditions d'exploitation fixées, comme le montre la Figure 3.25. Cette recherche a été effectuée pour le cycle thermique, mais la température de génération pourrait être considérée comme une température de condensation dans l'EERC.

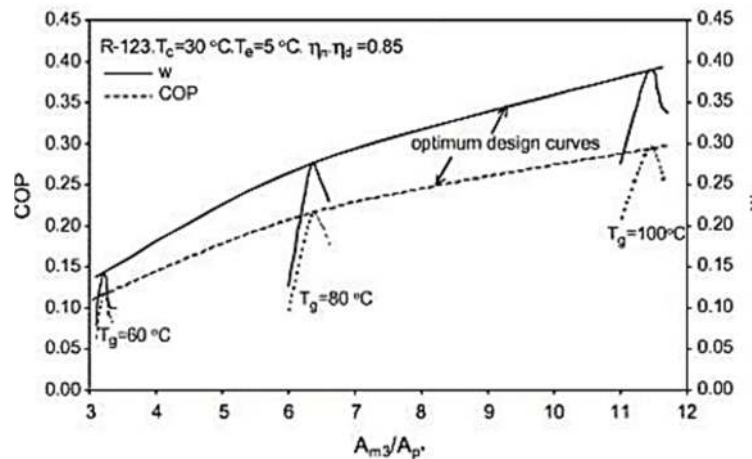


Figure 3.25: Conception optimale pour le R123 dans différentes conditions d'exploitation [132]

Les flux d'entrée de l'éjecteur monophasique sont généralement de la vapeur surchauffée ou saturée. Cependant, même dans un système thermique, si le mélange fluide entrant dans le diffuseur est supersonique, il est plus susceptible de subir un choc de condensation. Cela signifie que même dans un système thermique, l'étude d'un éjecteur à deux phases est nécessaire. Sherif et al. [141] ont dérivé un modèle d'expansion/compression homogène isentropique considérant le changement de phase. Dans le modèle, le flux moteur était un mélange diphasique tandis que le flux d'aspiration était un liquide sous-refroidi ou saturé. Dans la tuyère motrice, Sherif et al. ont divisé la tuyère en partie convergente et partie divergente. En supposant la pression au col et en connaissant le titre du fluide à l'entrée, le titre au col pourrait être calculé de manière itérative en utilisant les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et celle d'état. Le même procédé a été utilisé en section divergente.

En raison de la complexité de la modélisation complète de l'écoulement dans un éjecteur, la plupart des modèles sont de type 1-D, basés sur les équations des bilans de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie en régime permanent. Cependant, des informations détaillées telles que les interactions de choc et le mélange turbulent ne peuvent pas être obtenues de cette manière [142]. Grâce aux derniers développements de la CFD, ces défis ont été partiellement résolus. Dans ce cadre, Sriveerakul et al. [143] ont fait une comparaison détaillée entre les résultats expérimentaux et ceux de la simulation en utilisant le logiciel Fluent. Le modèle turbulent ($k-\varepsilon$) a été utilisé pour obtenir une performance de convergence assez bonne. La comparaison de la pression statique à l'intérieur d'un éjecteur est illustrée à la Figure 3.26. Dans l'ensemble, le modèle CFD donne une assez bonne précision. L'effet des conditions de fonctionnement et celui des géométries ont également été étudiés et comparés aux résultats expérimentaux d'études précédentes. Les résultats CFD correspondent bien aux données expérimentales avec un certain décalage dans la chambre de mélange.

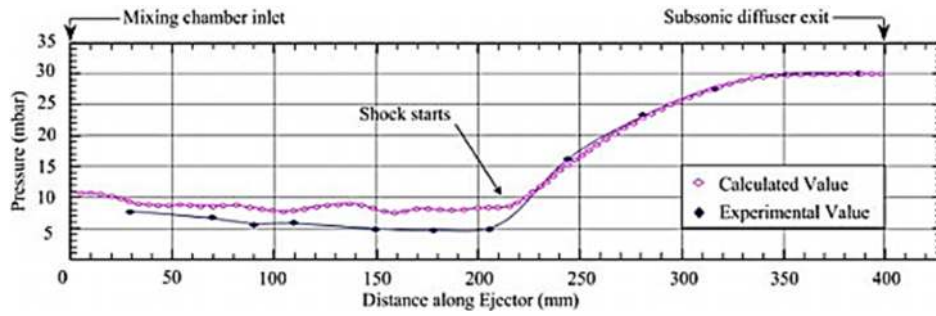


Figure 3.26: Distribution de la pression statique sur les parois d'un éjecteur [143]

Dans une autre étude, Sriveerakul et al. [144] ont mis en évidence la structure de l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur à vapeur d'eau et ont analysé les effets des pressions de fonctionnement et des géométries de l'éjecteur avec des tracés de contour du nombre de Mach à différents endroits. Dans la Figure 3.27, le résultat de la simulation CFD du mode d'écoulement critique est illustré. À partir de la courbe d'évolution du nombre de Mach, on voit que le flux moteur est devenu un flux supersonique après la tuyère convergente-divergente.

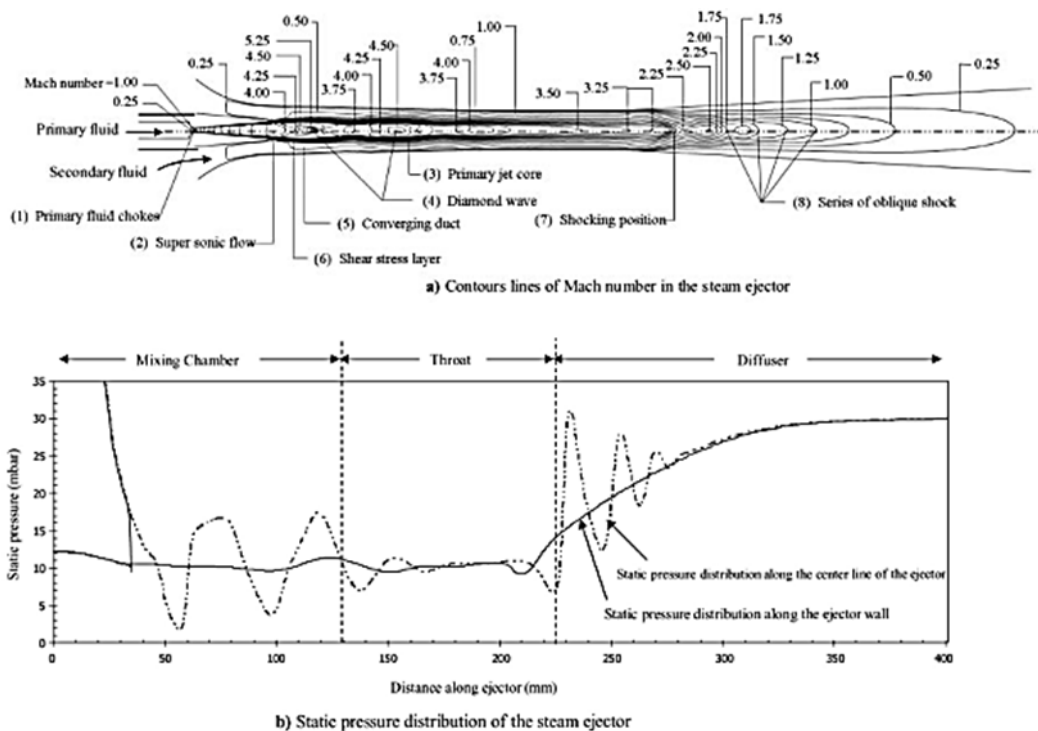


Figure 3.27: Variations du nombre de Mach et de la pression statique dans l'éjecteur à vapeur [144]

En examinant le fluide entourant le noyau du jet, qui est principalement le flux d'aspiration, il a été constaté qu'en raison de la grande différence de vitesses entre les deux flux, l'expansion du flux moteur formait une « buse » pour le flux d'aspiration qui atteint la vitesse sonique au milieu de la chambre de mélange. Après un certain stade de mélange, un choc d'écoulement apparaît. Le résultat de la simulation montre un bon accord avec les résultats issus

du modèle 1-D de Huang et al. [130]. Le point spécial de cette étude était qu'avec l'aide de la simulation CFD, plus de détails sur l'interaction de l'écoulement ont pu être révélés. Avec ces informations, que le modèle thermodynamique 1-D ne peut pas montrer, l'optimisation de la conception de l'éjecteur peut être effectuée.

Le fluide frigorigère R-142b, a été utilisé dans une simulation CFD effectuée par Bartosiewicz et al. [145]. Les auteurs ont conclu que la simulation CFD pouvait fournir des informations utiles et nécessaires pour comprendre la structure et la physique de l'écoulement interne de l'éjecteur. Il est à noter que Bartosiewicz et al. affirment que le choix d'un modèle de turbulence approprié est crucial.

3.5 Performances du système frigorigère utilisant un éjecteur comme détendeur (EERC)

Les premières recherches sur le système frigorigère à éjecteur se concentraient uniquement sur les applications thermiques. En 1990, Kornhauser [11] a fait une étude théorique de l'effet de l'intégration d'un éjecteur utilisé comme détendeur dans un système frigorigère conventionnel VCRS, ce dispositif de détente a pour but de réduire les pertes d'étranglement qui ont lieu dans le VCRS et augmenter la pression d'aspiration de la compression. Pour cela, un modèle thermodynamique 1-D a été développé pour calculer de manière itérative les points d'état à l'intérieur de l'éjecteur. Huit réfrigérants différents ont été utilisés : (R11, R12, R22, R113, R114, R500, R502 et R717), il a été constaté que les réfrigérants avec plus de pertes d'énergie dans le processus d'étranglement dans le système de base ont un potentiel d'amélioration du COP du système EERC plus élevé.

L'amélioration du COP par rapport au cycle conventionnel varie d'un fluide frigorigère à l'autre (12 à 30%), car les sources de perte dans le cycle de compression de vapeur conventionnel varient. Pour certains fluides frigorigères, comme le R717 (COP = 5,33), une grande partie de la perte est due au transfert de chaleur de la vapeur surchauffée ; l'augmentation potentielle du COP en réduisant la perte dans le processus de détente est limitée. Pour d'autres fluides frigorigères, tels que le R502 (COP = 5,67), peu de décharge de surchauffe se produit et presque toute la perte se trouve dans le processus de détente. Pour ces fluides frigorigères, l'augmentation potentielle du COP avec le cycle employant l'éjecteur en tant que détendeur est beaucoup plus importante et, en fait, le R502 présentait la plus forte amélioration du COP par rapport aux autres réfrigérants.

Nehdi et al. [146], Bilir et Ersoy [147] et Sarkar [148] ont aussi évalué l'effet de l'utilisation de l'éjecteur comme dispositif de détente dans un VCRS. En adoptant le modèle de type mélange à section constante. L'influence de plusieurs paramètres sur les performances

énergétiques du système a été examinée. Il a été conclu que l'EERC a une amélioration du COP plus élevée lorsque la température de condensation augmente et que la température d'évaporation diminue. Nehdi et al. ont constaté que la conception géométrique a un effet considérable sur les performances de l'éjecteur. Quant à Bilir et Ersoy, ils ont conclu que dans l'EERC, les performances du système n'étaient pas si sensibles au rapport de surface (ϕ) et le système atteint toujours de meilleures performances dans les conditions hors design.

Par rapport aux travaux de modélisation, il y a moins de travail sur la base expérimentale. En 1995, Harrell et Kornhauser. [12] ont testé un éjecteur diphasique en utilisant le fluide R134a. Ils ont reporté une amélioration du COP comprise entre 3,9 et 7,6%. Ceci est bien en deçà de l'amélioration estimée du COP dans la modélisation. Menegay et Kornhauser [149] ont également testé un système similaire avec le R12 et ont montré une amélioration de 3,8% du COP. La Figure 3.28 montre le schéma du dispositif expérimental utilisé par les auteurs. Pottker et al. [74] ont montré que le système EERC fonctionnant avec le fluide frigorigène R410A présente une amélioration de 8,2 à 14,8 % par rapport au cycle frigorifique conventionnel.

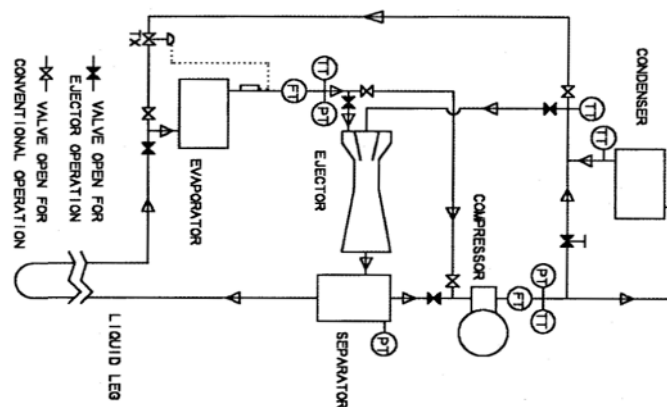


Figure 3.28: Schéma du bon d'essai de Menegay et Kornhauser [149]

D'autres travaux expérimentaux ont été menés pour valider l'utilisation de l'éjecteur comme détendeur dans un système frigorifique VCRS conventionnel. A cet effet, Disawas et Wongwises [150] ont fourni les données de comparaison de l'EERC et du VCRS pour le R134a. Ils ont montré que l'utilisation de l'éjecteur diphasique comme dispositif de détente dans un système sans détendeur permet d'inonder l'évaporateur de fluide frigorigène. Cela conduit à un meilleur transfert de chaleur dans l'évaporateur du EERC que celui du VCRS. En effet, ils ont présenté une amélioration importante du COP à des basses températures de condensation. Ils ont aussi montré que le débit massique primaire dépend plus de la température de condensation que de la température d'évaporation, ce qui a donné un bon point pour le contrôle et la conception des conditions de fonctionnement.

Étant donné que le principal avantage du cycle frigorifique utilisant éjecteur comme détendeur est la récupération de la perte d'étranglement, une amélioration plus importante du COP du système pourrait être réalisée pour les réfrigérants avec de grandes pertes d'étranglement dans le système conventionnel. C'est aussi la raison pour laquelle le cycle EERC du R744 est extrêmement attractif dans ce domaine. Liu et al. [151] ont d'abord évalué le cycle de CO₂ transcritique avec la même configuration que celle des réfrigérants basse pression. Cependant, ce type de système présente des contraintes entre le taux d'entraînement de l'éjecteur (U) et le titre du fluide en sortie de l'éjecteur (x). En effet, en régime établi, le système doit satisfaire la condition de $x=1/(1+U)$. Li et Groll [13] ont proposé une nouvelle disposition comme le montre la Figure 3.29. Ainsi, étant donné que le réfrigérant vapeur du séparateur (point 4) est à l'état de vapeur saturée, une partie de la vapeur saturée est dirigée vers l'évaporateur pour réguler le titre du fluide diphasique fourni à l'évaporateur.

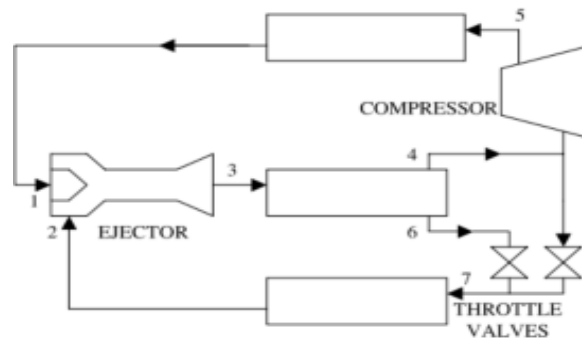


Figure 3.29: Cycle transcritique de CO₂ doté d'un éjecteur, amélioré par Li et Groll [13]

Ils ont constaté une amélioration du COP de plus de 16 % par rapport au cycle de base. Elbel et Hrnjak [152] ont étudié l'effet de l'échangeur de chaleur interne dans le cycle EERC de CO₂. Il y avait une amélioration mais moins que l'amélioration initiale en utilisant l'éjecteur. Ils ont souligné les avantages d'alimenter l'évaporateur uniquement en liquide: la perte de charge est réduite; la distribution de réfrigérant, en particulier dans les échangeurs de chaleur à microcanaux, est améliorée; et pour certains fluides, tels que le CO₂, le coefficient de transfert de chaleur est amélioré.

Il est connu que la condition de mélange affecterait de manière significative les performances de l'éjecteur. Nakagawa et al. [153] ont exploré l'effet de la longueur de mélange sur la pression d'un éjecteur diphasique. La Figure 3.30 montre le profil de pression le long de l'éjecteur, on peut voir qu'une longueur de mélange appropriée entraînerait une récupération de pression en douceur dans le diffuseur, comme indiqué par la ligne rouge. Si la section de mélange est trop courte, il n'y a pas assez de mélange des deux flux. Si la section de mélange est trop longue, elle atteint un certain "point de saturation" de sorte qu'il n'y a aucun sens d'allonger plus la section de mélange.

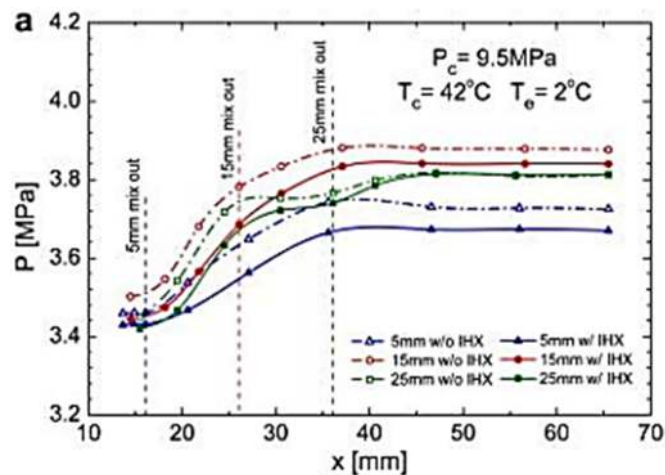


Figure 3.30: Profil de pression de l'éjecteur diphasique avec différentes longueurs de section de mélange

Il y a beaucoup plus de recherches sur le cycle transcritique du CO_2 utilisant l'éjecteur comme détendeur, surtout depuis des dizaines d'années. Sur la base de ce que les chercheurs ont étudié pour l'éjecteur diphasique, y compris des recherches de modélisation et d'expérimentation, il a été constaté que l'amélioration du COP dans l'expérience était bien inférieure à ce qui était attendu dans la modélisation. La raison pourrait être due à la sensibilité des paramètres de la conception de l'éjecteur.

3.6 Application de l'EERC aux systèmes frigorifiques multi-évaporateurs

Dans les applications frigorifiques, il existe des cas où plusieurs évaporateurs sont nécessaires. Les méthodes conventionnelles consistent à créer des boucles de réfrigération parallèles avec des contrôles séparés pour les températures. Il est communément observé qu'en raison des différentes exigences pour divers stockages alimentaires, la température de stockage varie. Prenons l'exemple du réfrigérateur domestique. La majorité des modèles n'utilisent qu'un seul évaporateur localisé dans le congélateur et régulent une ouverture de volet d'air pour ajuster la température de l'armoire à aliments frais. Récemment, certains modèles avec deux évaporateurs séparés ont été introduits pour un meilleur contrôle de la température et de l'humidité. Le système à deux évaporateurs fonctionne à deux niveaux différents de pression d'évaporation. Cette différence de pression peut être un avantage supplémentaire lorsque l'éjecteur est inséré dans le système.

Tomasek et Radermacher [20] ont étudié numériquement comment un éjecteur peut être utilisé pour améliorer les performances d'un réfrigérateur-congélateur domestique à deux évaporateurs fonctionnant à différents niveaux de pression/de température. Dans ce système, le flux sortant de l'évaporateur à haute température est utilisé comme fluide moteur de l'éjecteur pour entraîner le flux provenant de l'évaporateur à basse température, comme illustré sur la

Figure 3.31(a). Leur analyse a abouti à une amélioration du COP allant jusqu'à 12,4 % par rapport au système de réfrigérateur-congérateur conventionnel. En utilisant le R134a comme fluide de travail, Lee et al. [154] ont présenté des résultats expérimentaux comparant le cycle à éjecteur illustré par la Figure 3.31(a) avec celui à éjecteur entraîné par la vapeur surchauffée représenté par la Figure 3.31(b).

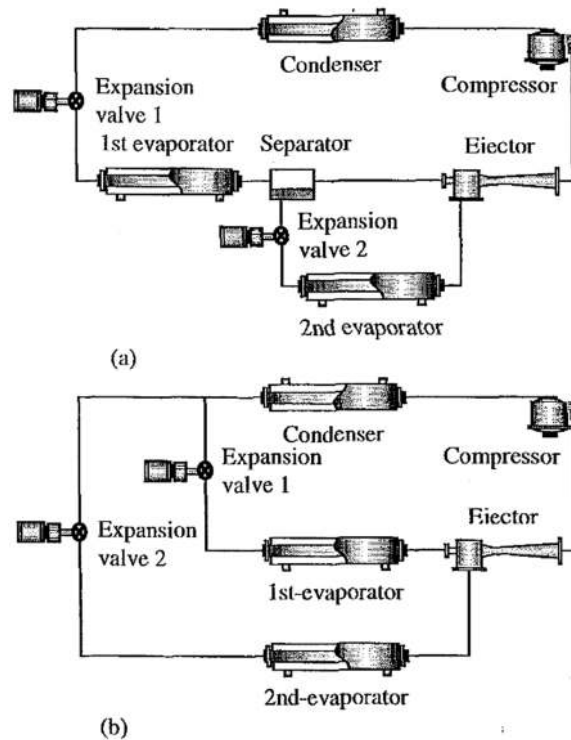


Figure 3.31: Schémas de principe du cycle frigorifique à deux évaporateurs :
 (a) cycle d'éjecteur entraîné par la vapeur saturée et (b) cycle d'éjecteur entraîné par la vapeur surchauffée

Les résultats ont montré qu'à des températures de congélation plus basses, le cycle de l'éjecteur alimenté par de la vapeur saturée a un COP légèrement plus élevé, tandis qu'à des températures plus élevées, le cycle de l'éjecteur alimenté par la vapeur surchauffée a un COP légèrement supérieur. Par ailleurs, les auteurs ont également constaté que le système frigorifique à deux évaporateurs doté d'un éjecteur entraîne une amélioration du COP de 3 à 6% par rapport à un système à un seul évaporateur avec une diminution du travail de compression de l'ordre de 5% et ce aux mêmes conditions de fonctionnement.

Oshitani et al. [155] ont proposé un cycle frigorifique à deux évaporateurs doté d'un éjecteur appelé COS (Condenser Outlet Split), dans lequel le liquide à la sortie du condenseur est divisé en deux flux ; un flux est détendu de manière isentropique à travers un éjecteur et l'autre flux est détendu de manière isenthalpique dans un détendeur conventionnel, puis envoyé à travers l'évaporateur base température vers la chambre d'aspiration de l'éjecteur. Les deux flux sont alors combinés dans la chambre de mélange et le mélange diphasique à la sortie de

l'éjecteur est envoyé à travers l'évaporateur haute température avant d'entrer dans le compresseur. La Figure 3.32 présente le schéma de configuration de ce cycle et le diagramme P-h correspondant. Notons que, puisque le fluide diphasique à la sortie de l'éjecteur est évaporé avant d'entrer dans le compresseur, ce cycle ne nécessite donc pas un séparateur liquide-vapeur.

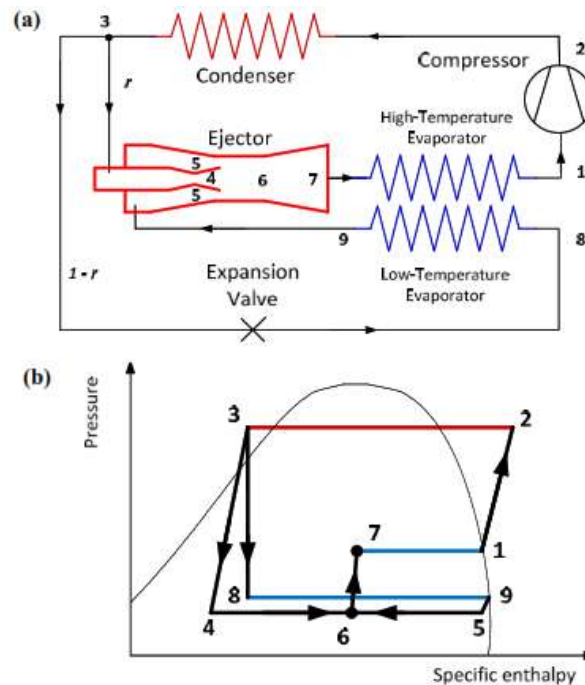


Figure 3.32: Schéma et cycle d'un système frigorifique à éjecteur et à deux évaporateurs proposé par Oshitani et al. [154]

Oshitani et al. [156] et Yamada et al. [157] ont décrit deux commercialisations réussies de deux prototypes basés sur le cycle à éjecteur de type COS. La dernière datant de mai 2009, ce genre de système est destiné à être utilisé dans une voiture particulière afin de fournir du froid à la glacière pour refroidir les boissons et ce en utilisant le cycle frigorifique du système de climatisation du véhicule. Dans ce système, les deux évaporateurs sont utilisés pour refroidir un seul flux d'air, les auteurs ont reporté une amélioration de +15% des performances de la climatisation de la cabine avec une réduction de 20% du temps de refroidissement au niveau de la glacière. En utilisant la même application, Brodie et al. [158] ont observé des améliorations du COP de 10 à 25% sans indiquer le fluide de travail utilisé. Ils ont également décrit comment les deux évaporateurs ainsi que l'éjecteur sont intégrés dans un seul collecteur avec une seule entrée et une seule sortie. Le but était que cet assemblage soit de la même taille et de la même forme que l'évaporateur automobile sans éjecteur. Une illustration de cet assemblage est montrée par la Figure 3.33.

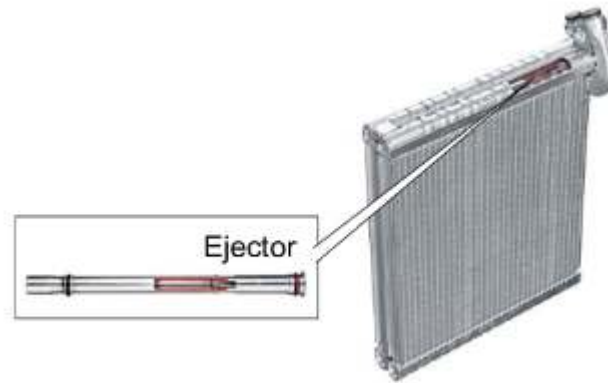


Figure 3.33: Ensemble évaporateur et éjecteur à deux niveaux de température commercialisé pour la climatisation d'une cabine d'automobile [158]

Burk et al. [159] ont proposé une autre configuration du cycle à éjecteurs et à deux niveaux de température, voir Figure 3.34, dans lequel l'écoulement diphasique à la sortie de l'éjecteur est divisé; un flux traverse l'évaporateur haute température avant d'être aspiré par le compresseur, et l'autre flux est détendu isenthalpiquement à une pression et à une température légèrement plus basse, puis envoyé à l'évaporateur basse température avant d'aboutir dans la tuyère d'aspiration de l'éjecteur. Par analogie au cycle COS, ce cycle porte le nom de cycle de DOS (Diffuser Outlet Split). Notons que, tout comme le cycle à éjecteur COS, ce cycle ne nécessite pas un séparateur liquide-vapeur.

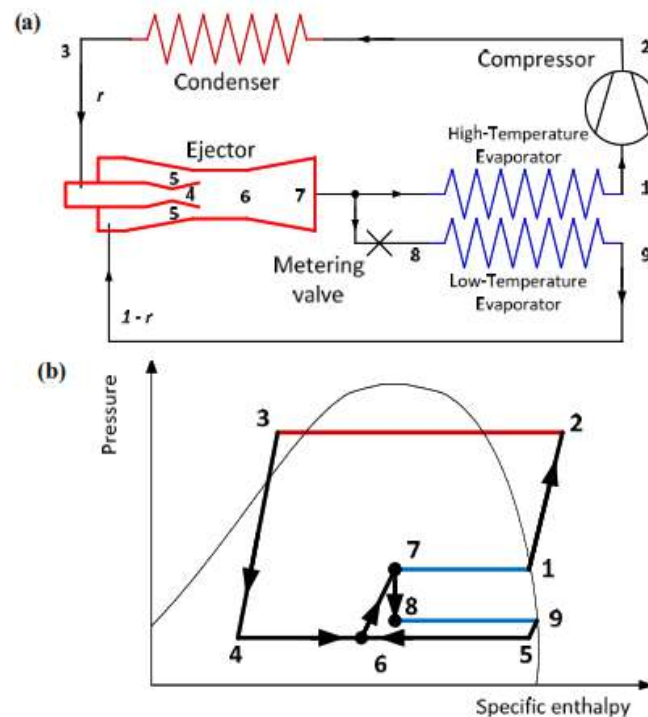


Figure 3.34: Schéma et cycle d'un système frigorifique à éjecteur et à deux évaporateurs proposé par Burk et al. [159]

Kairouani et al. [160] ont proposé un système utilisant deux éjecteurs pour un système à trois évaporateurs comme le montre la Figure 3.35.

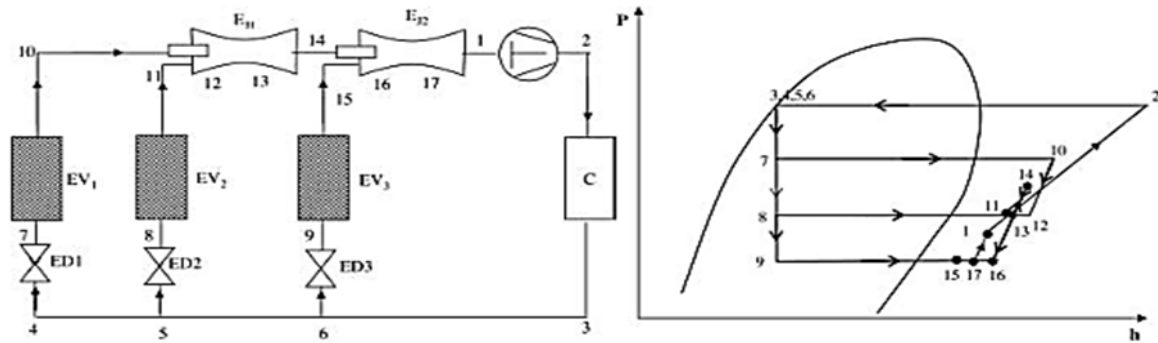


Figure 3.35: Nouveau système multi-évaporateur proposé par Kairouani [160]

Dans ce système, les éjecteurs ont pour but de comprimer la vapeur à basse pression. Ainsi, le compresseur consomme moins de travail. Il est à noter que les deux éjecteurs fonctionnent en zone de vapeur surchauffée, comme dans le cas d'un éjecteur monophasique, ce qui est plus facile à modéliser. Le système proposé a été modélisé et le résultat a montré que le nouveau cycle amélioré a une amélioration de performance de l'ordre de 15% par rapport au cycle standard.

Dans le même contexte, Liu et al. [161] ont présenté trois configurations du cycle à éjecteur pour les systèmes frigorifiques multi- évaporateurs, voir Figure 3.36. La première (a) et la deuxième (b) configurations sont considérées respectivement comme des systèmes en série et système en parallèle. Cependant, la troisième configuration (c) a été proposée par les auteurs eux-mêmes. Les auteurs ont également mené une validation expérimentale du nouveau système hybride en utilisant le R600a comme fluide de travail. Les résultats ont montré une réduction de 7,75 % de la consommation d'énergie.

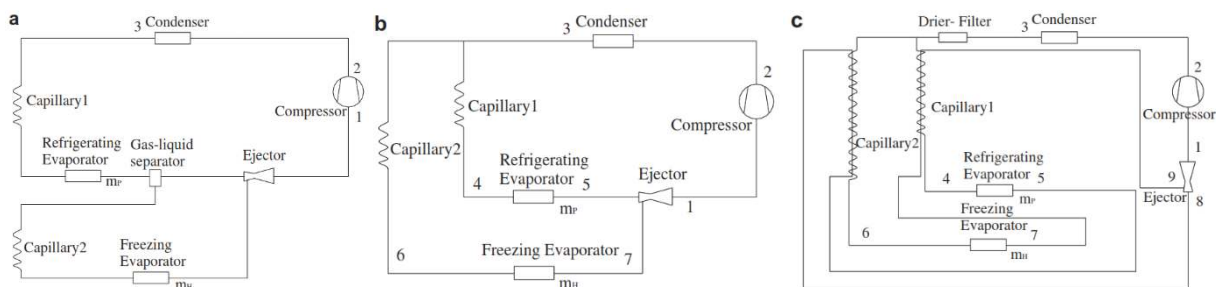


Figure 3.36: Trois configurations du cycle à éjecteur pour les systèmes multi-évaporateurs [161]

Bai et al. [162] ont présenté un système frigorifique transcritique au CO₂ à double évaporateur muni d'un éjecteur à deux étages, comme le montre la Figure 3.37. Les résultats montrent une augmentation du COP qui peut atteindre 37% par rapport au système conventionnel à deux évaporateurs.

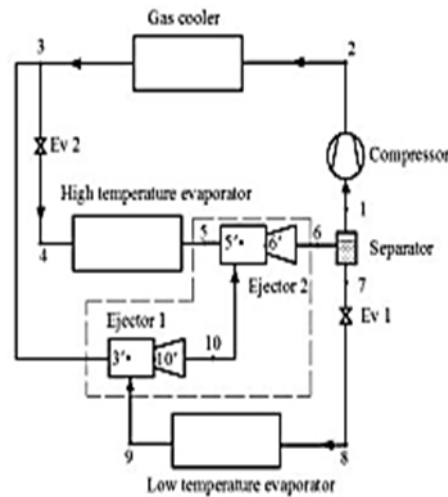


Figure 3.37: Système à éjecteur bi-étagé et à double évaporateur modifié pour le cycle transcritique au CO₂ [162]

Zhu et al. [163] ont proposé une conception d'éjecteur intéressante avec deux buses à l'intérieur de l'éjecteur. Sur la base de cet éjecteur, un système à double évaporateur a été évalué. Cette nouvelle conception a montré un COP du système prometteur avec une amélioration se situant dans une plage de 4,6 à 7,8%.

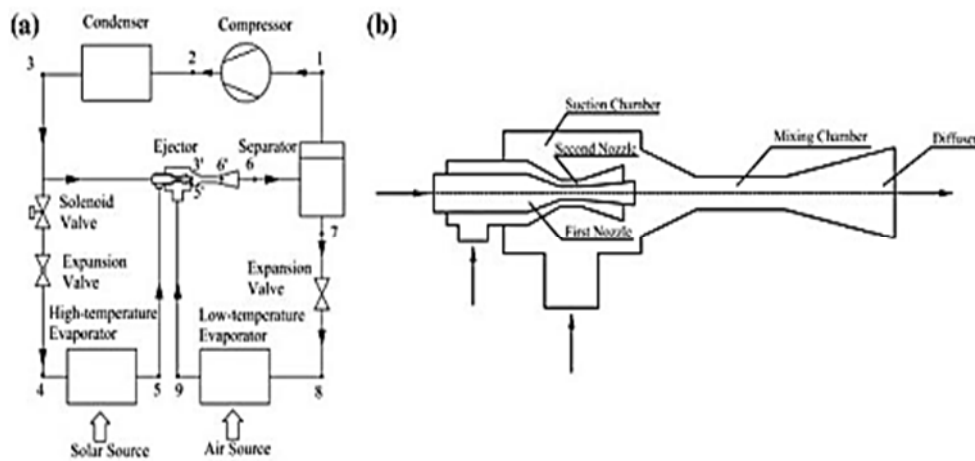


Figure 3.38: Conception d'un éjecteur à double buse/tuyère par Zhu et al. [163]

3.7 Conclusion

Le profil des publications examinées dans cette étude bibliographique concerne les différentes méthodes d'amélioration des performances du cycle frigorifique à compression de vapeur. De nombreux cycles de compression de vapeur améliorés ont été identifiés et présentés, ceux-ci varient de cycles simples à complexes ainsi que de cycles à un ou plusieurs étages, tous mettant l'accent sur les performances améliorées obtenues.

Les méthodes concernant l'adoption de compressions multi-étagées sont principalement axées sur l'optimisation, la combinaison avec d'autres améliorations du cycle et l'utilisation de différents frigorigènes. Cependant, les publications concernant la récupération du travail sont pour la plupart au stade de la preuve de concept. En effet, la plupart des travaux expérimentaux sur les éjecteurs sont encore basés sur des prototypes. Plusieurs de ces améliorations ont été ensuite explorées et revisitées grâce au R744 et à ses importantes pertes thermodynamiques. Ces améliorations ont été généralisées ultérieurement aux frigorigènes à basse pression à cause des politiques d'efficacité énergétique strictes.

La recherche bibliographique met également en évidence l'existence de trois approches de recherche en rapport avec les systèmes à compression/éjection. La première approche met l'accent sur la recherche d'un fluide "optimal" atteignant une efficacité frigorifique maximale du système. Tandis que la seconde et la troisième approches consistent respectivement à la recherche des optima pour les paramètres géométriques et thermodynamiques.

À la lumière de cette analyse bibliographique, notre étude a été dirigée vers les objectifs suivants ;

1. étudier en détails les caractéristiques de performance de la machine frigorifique hybride à éjection/compression et à deux évaporateurs.
2. étudier l'influence de la nature du fluide de référence HFC (R134a), les hydrocarbures (R290, R600a, R600, R1270), le fluide naturel NH₃ et les fluides HFO (R1234yf, R1234ze) sur les performances du système.
3. étudier les différentes possibilités d'amélioration du système frigorifique, notamment à l'aide de l'introduction d'un IHX.

Chapitre 4 :

Modélisation et Analyse

"Résultats et Discussions"

Le présent chapitre est subdivisé en trois sections :

La première section porte sur l'analyse énergétique du système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs avec bouteille intermédiaire (Séparateur Liquide-Vapeur), qui est la configuration de base du système étudié dans ce mémoire de thèse. Tandis que la deuxième section est consacrée à la modélisation de la machine frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs. Dans la section finale de ce chapitre, l'influence de l'insertion d'un IHX sur les performances du système frigorifique à double évaporateur muni d'un détendeur à éjecteur est étudiée et ce dans les cas de plusieurs fluides frigorigènes respectueux de l'environnement.

4.1 Cycle conventionnel à deux évaporateurs

L'étude du cycle conventionnel à deux évaporateurs est une introduction à celle de la machine frigorifique hybride à compression/éjection avec double évaporateur.

4.1.1 Description du cycle

Un système frigorifique conventionnel se compose des éléments suivants : un compresseur, un condenseur, deux valves de détente, une vanne d'expansion de gaz, un séparateur liquide-vapeur et deux évaporateurs, Figure 4.1.

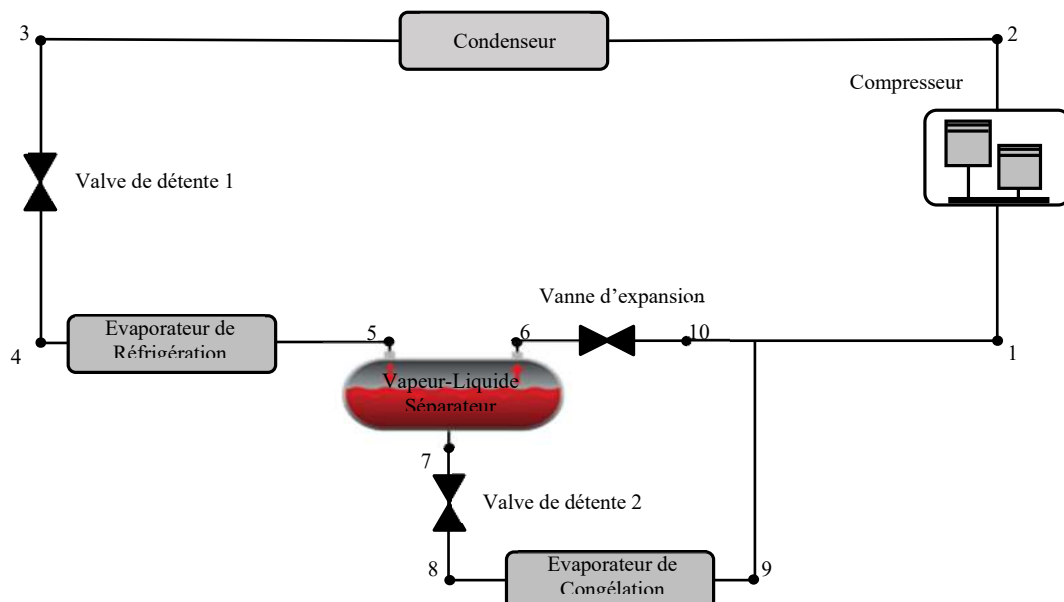


Figure 4.1: Schéma du cycle frigorifique à deux évaporateurs avec bouteille intermédiaire (Séparateur Liquide-Vapeur)

Le principe de fonctionnement du système est basé sur l'évaporation d'un fluide frigorigène à deux niveaux de pression et donc à deux niveaux de température (T_{ev1} et T_{ev2}) dans

deux évaporateurs en contact avec deux sources froides différentes (réfrigérateur et congélateur). Pour cela, il faut que les températures T_{ev1} et T_{ev2} du frigorigène soient inférieures à celles des deux sources froides. Le frigorigène sous forme de vapeur à basse pression et basse température est comprimé de la pression P_1 (état 1) à une pression P_2 de sorte que sa température de condensation soit supérieure à celle de l'environnement (état 2). Par échange thermique avec le fluide de refroidissement du condenseur, le frigorigène sous forme de vapeur surchauffée se refroidit de la température T_2 jusqu'à atteindre la température de condensation T_C . À la sortie du condenseur, le frigorigène à une pression $P_3 = P_2$ est sous forme de liquide saturé, (état 3). Le fluide frigorigène subit ensuite une détente isenthalpique dans la première valve de détente, sa température et sa pression diminuent alors jusqu'à atteindre la pression de l'évaporateur EV1, P_{ev1} . Le fluide est alors diphasique (état 4) et se dirige vers le premier évaporateur EV1 où il s'évapore partiellement en absorbant de la chaleur pour produire l'effet frigorifique de la réfrigération.

Le fluide diphasique sortant de l'évaporateur EV1 (état 5) entre ensuite dans le séparateur pour être séparé en deux flux : de liquide saturé et vapeur saturante. Suite à cette opération, le liquide sortant du séparateur (état 7) se dirige vers l'évaporateur de congélation EV2 via un deuxième tube capillaire pour produire l'effet frigorifique de congélation, où il se détend jusqu'à atteindre la température d'évaporation T_{ev2} (état 8). Quant à la vapeur saturée sortant du séparateur (état 6), elle se détend dans la valve d'expansion jusqu'à la pression de l'évaporateur de congélation EV2 (état 10), puis se mélange avec la vapeur saturée émergent de l'évaporateur de congélation (état 9). Ensuite le mélange (état 1) est aspiré et comprimé par le compresseur. Le cycle frigorifique est ainsi complété, Figure 4.2.

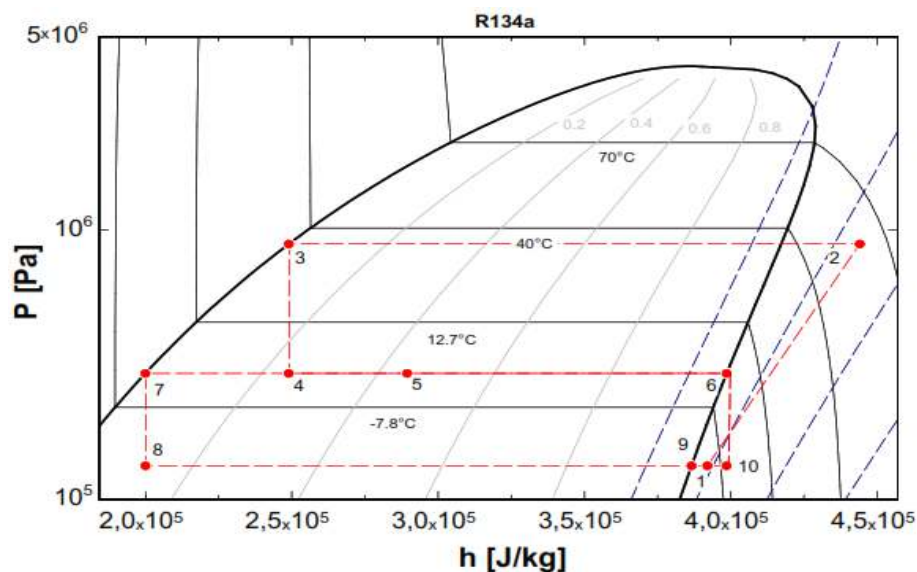


Figure 4.2: Diagramme P-h du cycle frigorifique conventionnel à deux évaporateurs

4.1.2 Analyse énergétique

L'analyse énergétique du système frigorifique est fondée sur les principes de la conservation de l'énergie et de la masse et des lois de la thermodynamique. Elle permet ainsi de calculer et déterminer les propriétés thermodynamiques (T, P, h, s, v, x) dans chaque point du cycle et par conséquent les caractéristiques de performance du système frigorifique.

Afin de simplifier l'étude paramétrique et l'analyse de ce système nous prenons en considération les hypothèses suivantes :

- Régime stationnaire.
- Pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur (sauf aux échangeurs thermiques).
- Vapeur saturée à la sortie de l'évaporateur de congélation (état 9).

$$x_9 = 1 \quad (4.1)$$

- Liquide saturé à la sortie du condenseur (état 3).

$$x_3 = 0 \quad (4.2)$$

- Une détente isenthalpique dans les capillaires et la valve d'expansion.

$$h_4 = h_3 \quad (4.3)$$

$$h_8 = h_7 \quad (4.4)$$

$$h_{10} = h_6 \quad (4.5)$$

- Le rendement du compresseur η_{Comp} est déterminé par la corrélation empirique établie par Brunin et al. [164].

$$\eta_{\text{comp}} = 0.874 - 0.0135(P_2/P_1) \quad (4.6)$$

- Transformations isobares dans les échangeurs de chaleur.

$$P_3 = P_2 \quad (4.7)$$

$$P_5 = P_4 \quad (4.8)$$

$$P_9 = P_8 \quad (4.9)$$

- Le mélange des deux flux à l'aspiration du compresseur se produit à pression constante P_9

Afin de procéder à cette analyse énergétique, les capacités frigorifiques fournies par les deux évaporateurs ainsi que les températures de fonctionnement du système frigorifique seront fixées (les températures de fonctionnement les plus couramment utilisées dans la réfrigération domestique : $T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{\text{ev1}} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{\text{ev2}} = -20^\circ\text{C}$).

4.1.3 Détermination des états du cycle

A partir des hypothèses précédentes et à l'aide du logiciel Engineering Equation Solver EES, les équations suivantes sont établies et les caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène sont calculées : Les températures du condenseur T_C , d'évaporateur de réfrigération T_{ev1} , d'évaporateur de congélation T_{ev2} et les puissances frigorifiques étant fixées : donc les données du système sont : T_C , T_{ev1} , T_{ev2} , \dot{Q}_{ev1} et \dot{Q}_{ev2} .

Les pressions de fonctionnement sont déterminées en fonction des températures correspondantes comme suite :

$$P_C = P_{sat}(T_C) \quad (4.10)$$

$$P_{ev1} = P_{sat}(T_{ev1}) \quad (4.11)$$

$$P_{ev2} = P_{sat}(T_{ev2}) \quad (4.12)$$

Pour un fluide frigorigène déterminé et à l'aide du logiciel EES, les caractéristiques thermodynamiques de chaque état sont déterminées en fonction des paramètres thermodynamiques calculés à l'aide des équations précédentes.

L'enthalpie h_2 est déterminé à l'aide de l'équation (4.6), sachant que :

$$h_2 = h_1 + ((h_{2is} - h_1) / \eta_{comp}) \quad (4.13)$$

Avec :
$$h_{2is} = f(P_2, S_1) \quad (4.14)$$

Le titre x d'un fluide diphasique est déterminé à partir de sa pression et de son enthalpie :

$$x = f(P, h) \quad (4.15)$$

Le reste des propriétés thermodynamiques peuvent être calculées à partir des équations suivantes :

$$T = f(P, h) \quad (4.16)$$

$$S = f(T, h) \quad (4.17)$$

$$v = f(S, h) \quad (4.18)$$

Le mélangeage avant l'aspiration du compresseur (état 1) est donné par l'équation :

$$\dot{m}_t \cdot h_1 = (\dot{m}_{ev1} \cdot h_6) + (\dot{m}_{ev2} \cdot h_9) \quad (4.19)$$

Pour des puissances frigorifiques connues \dot{Q}_{ev1} et \dot{Q}_{ev2} , les débits massiques du frigorigène peuvent être déduits à partir des équations :

$$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_{ev1} (h_6 - h_4) + \dot{m}_{ev2} (h_7 - h_4) \quad (4.20)$$

Autrement on sait que :

$$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_t (h_5 - h_4) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{ev2} = \dot{m}_{ev2} (h_9 - h_8) \quad (4.22)$$

Où le débit total est la sommation des débits massique partiel \dot{m}_{ev1} et \dot{m}_{ev2} .

Le rapport/taux de compression se calcule par l'équation :

$$RC = P_2/P_1 \quad (4.23)$$

La puissance thermique échangée lors de la condensation du fluide frigorigène se calcule par l'équation :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_t (h_2 - h_3) \quad (4.24)$$

La puissance mécanique du compresseur est calculée par :

$$\dot{W} = \dot{m}_t (h_2 - h_1) \quad (4.25)$$

Le coefficient de performance est un paramètre adimensionnel et se calcule comme suite :

$$COP = \dot{Q}_F / \dot{W} \quad (4.26)$$

Où la puissance frigorifique totale est donnée par :

$$\dot{Q}_F = \dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2} \quad (4.27)$$

La capacité frigorifique volumétrique du cycle se calcule par l'équation :

$$VCC = \dot{Q}_F / (\dot{m}_t v_1) \quad (4.28)$$

4.1.4 Résultats et discussion

La résolution numérique des équations exposées dans cette première partie de ce chapitre est effectuée à l'aide du software **Engineering Equation Solver** commercialisé par l'éditeur « F-chart software ». Ce software est de genre « solveur d'équations » permettant de résoudre des équations différentielles, des systèmes d'équations algébriques et même des équations à variables complexes. Grâce aux nombreuses fonctions thermodynamiques et mathématiques incorporées et à sa bibliothèque intégrée des propriétés thermophysiques et thermodynamiques pour des centaines de substances (y compris les fluides frigorigènes), ce software peut être utilisé dans le cadre de nombreuses disciplines scientifiques. En outre, EES permet de créer une interface graphique pour visualiser directement les résultats des calculs ainsi que la modification des paramètres sans revenir au code. De plus, EES permet la génération des courbes de haute qualité.

La simulation du cycle conventionnel et donc l'ensemble des résultats présentés ci-dessous correspondent aux valeurs précédemment déterminées : $T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$, $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$, $Q_{ev1} = 1\text{kW}$ et $Q_{ev2} = 1\text{kW}$ avec les huit frigorigènes sélectionnés (le R134a en tant que fluide de référence et des frigorigènes respectueux de l'environnement à savoir le R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et le R717). Avant d'illustrer l'influence des paramètres opératoires sur les performances du système (le coefficient de performance, la capacité frigorifique volumétrique ainsi que le taux de compression), il est judicieux de présenter l'influence de la nature du fluide sur ces performances.



Figure 4.3: Effet de la nature du fluide sur le coefficient de performance du système conventionnel à compression de vapeur avec deux évaporateurs

La Figure 4.3 présente les valeurs du coefficient de performance correspondant au système conventionnel à compression de vapeur avec deux évaporateurs en fonction de la nature du fluide. Cette figure met en évidence la variation du coefficient de performance d'un fluide à l'autre, où le butane R600 conduit au meilleur COP suivi de l'isobutane R600a puis l'ammoniac R717. On constate que ces frigorigènes font partie des fluides possédant des valeurs élevées de chaleur latente de vaporisation. En fait, pour des puissances frigorifiques fixes, le COP dépend de la différence enthalpique entre la sortie et l'entrée du compresseur (le travail spécifique mécanique) et le débit massique total, ceci est renforcé par les Figures 4.4 et 4.5 qui présentent des comparaisons du travail spécifique mécanique et du débit massique entre les différents fluides frigorigènes.

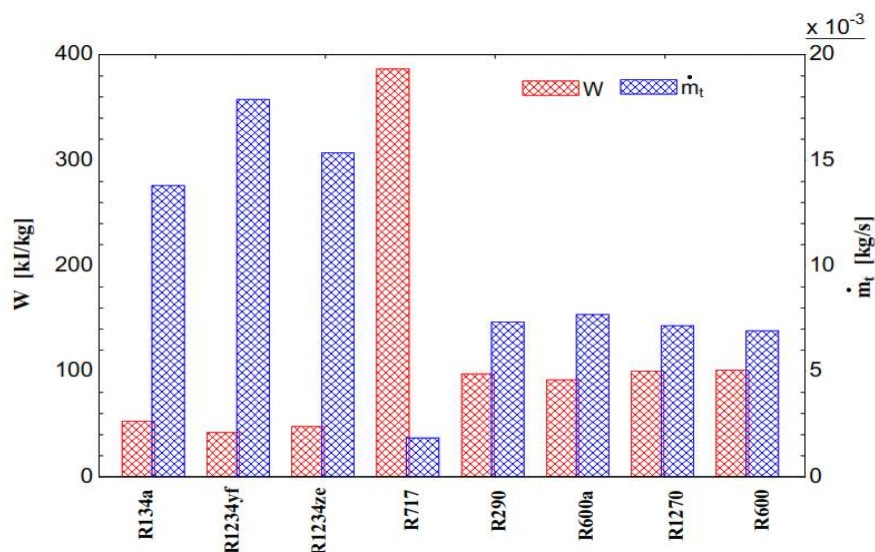


Figure 4.4: Effet de la nature du fluide sur le travail spécifique mécanique et le débit massique total du cycle

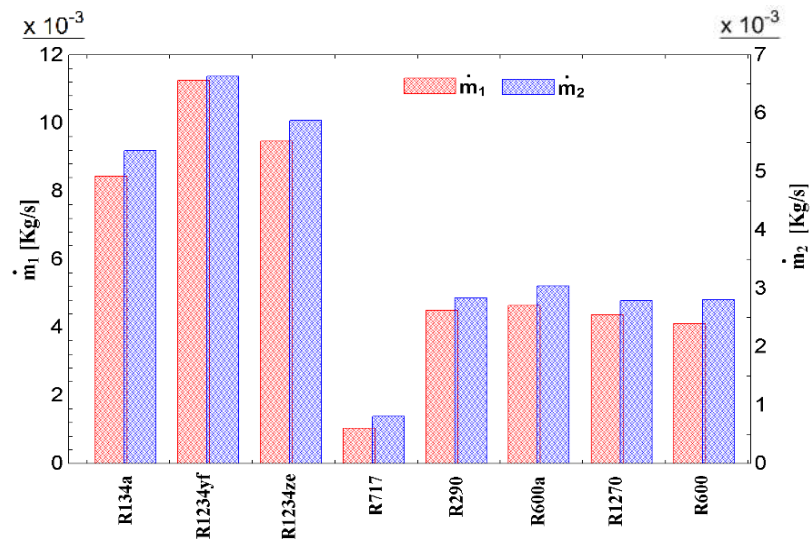


Figure 4.5: Effet de la nature du fluide sur les débits massiques du cycle

La Figure 4.6 montre la variation de la capacité frigorifique volumétrique VCC pour les divers fluides frigorigènes considérés. On sait que ce paramètre dépend du volume spécifique de la vapeur en amont du compresseur et de l'effet frigorifique du fluide frigorigène. Autrement dit, il désigne l'effet frigorifique total par unité de volume du frigorigène vapeur à l'aspiration du compresseur (dans l'état 1).

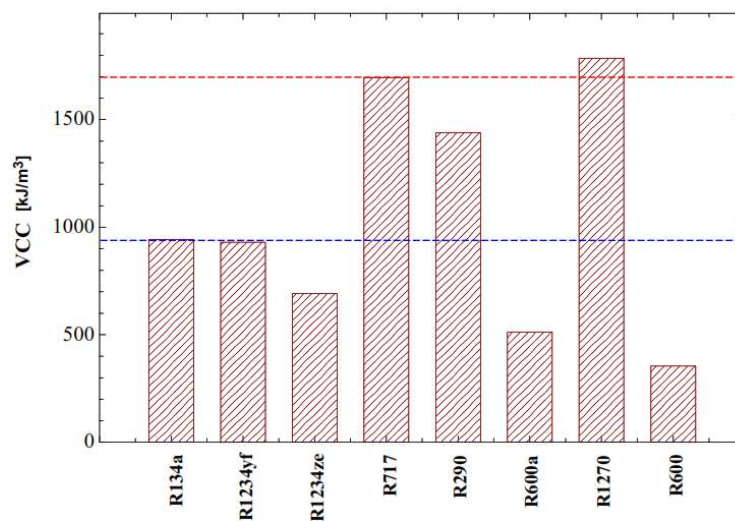


Figure 4.6: Effet de la nature du fluide sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

D'après cette figure, il est évident que la capacité frigorifique volumétrique du système avec le R600, R600a et le R1234ze est inférieure à celle avec le R134a et par conséquent, ces fluides frigorigènes nécessitent une grande taille de compresseur alors que les capacités frigorifiques volumétriques du R1270 et du R717 sont les plus élevées parmi les huit fluides frigorigènes étudiés. Par conséquent, ces deux fluides frigorigènes nécessitent une reconception ou une taille de compresseur plus petite par rapport au cas du fluide de référence R134a.

La capacité frigorifique volumétrique du système avec le frigorigène R1234yf est très proche de celle avec le R134a et, par conséquent, les mêmes tailles du compresseur, des composants et de la tuyauterie (tubulures) peuvent être utilisées pour le R1234yf que pour le R134a. La capacité frigorifique volumétrique de R290 se situe entre R134a et R717.

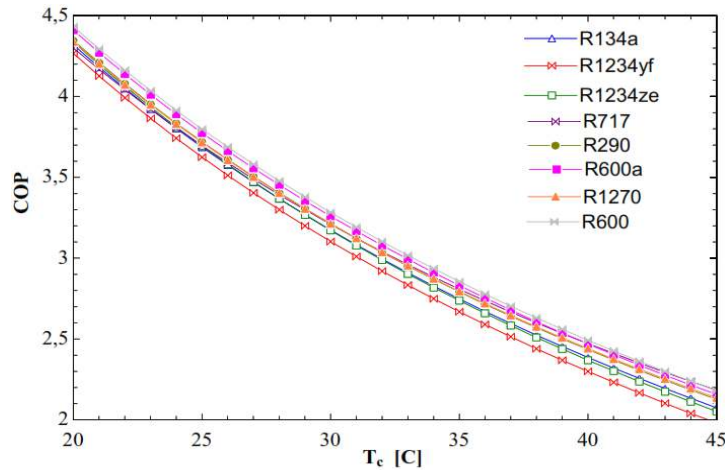


Figure 4.7: Effet de la température de condensation sur le coefficient de performance du cycle

Dans une seconde étape, l'influence des températures de fonctionnement du cycle frigorifique sur les performances du système est examinée. Les Figures 4.7 et 4.8 présentent l'influence de la température de condensation T_C sur le coefficient de performance COP du cycle lorsque $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$.

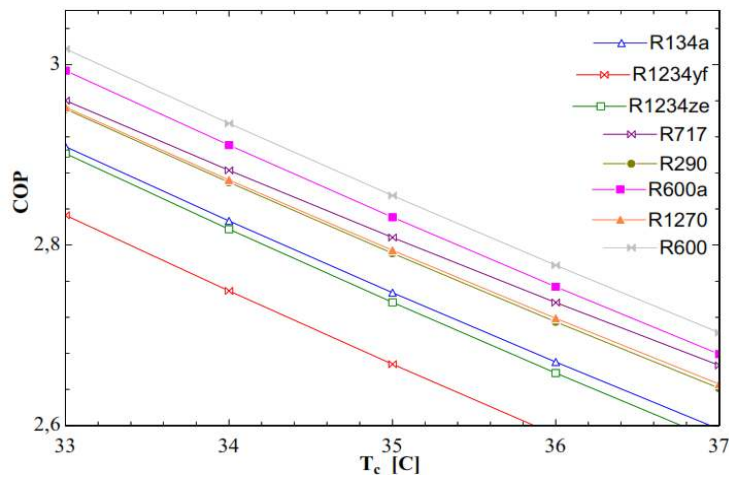


Figure 4.8: Effet de la température de condensation sur le coefficient de performance du cycle (Image Zoom)

Des allures similaires ont été observées dans les profils des courbes (décroissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés. L'augmentation de la température de condensation T_C entraîne une baisse du coefficient de performance du cycle. Cette baisse s'explique, d'une part, par le fait que lorsque T_C augmente, la même quantité de vapeur est comprimée à une pression plus élevée ce qui augmente le travail spécifique

mécanique. Et d'autre part, l'augmentation de la température de condensation T_C conduit à une augmentation du débit massique total du cycle à cause de l'augmentation du débit massique \dot{m}_1 avec la stabilité du débit massique \dot{m}_2 qui traverse l'évaporateur EV2.

Comme le montre clairement ces figures, le R1234yf a le COP le plus bas parmi les fluides frigorigènes étudiés, tandis que le R600 a le COP le plus élevé suivi par l'isobutane puis l'ammoniac. Le COP du R1234ze est presque confondu avec celui du R134a et se situe dans la moyenne entre le R1234yf et le R600. On remarque que des coefficients de performance importants peuvent être atteints avec des faibles valeurs de la température de condensation, pour tous les fluides.

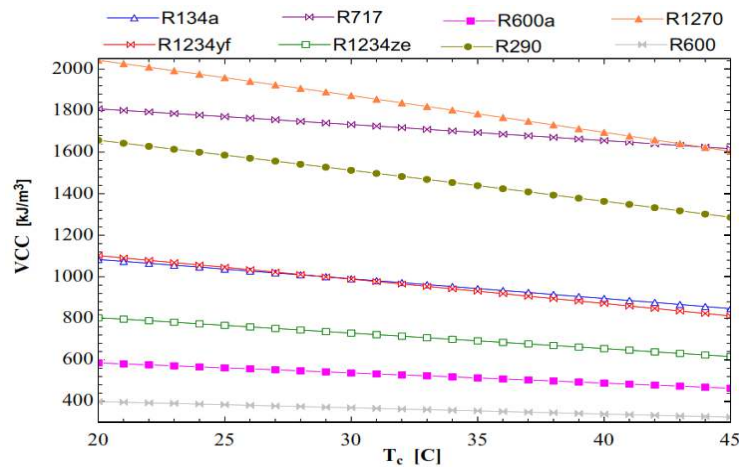


Figure 4.9: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

La Figure 4.9 présente l'évolution du VCC en fonction de la température de condensation T_C . On remarque qu'une hausse de cette dernière entraîne une légère diminution du VCC du cycle, une tendance similaire a été relevée dans les profils des courbes (décroissantes, régulières et lentes) pour tous les frigorigènes étudiés.

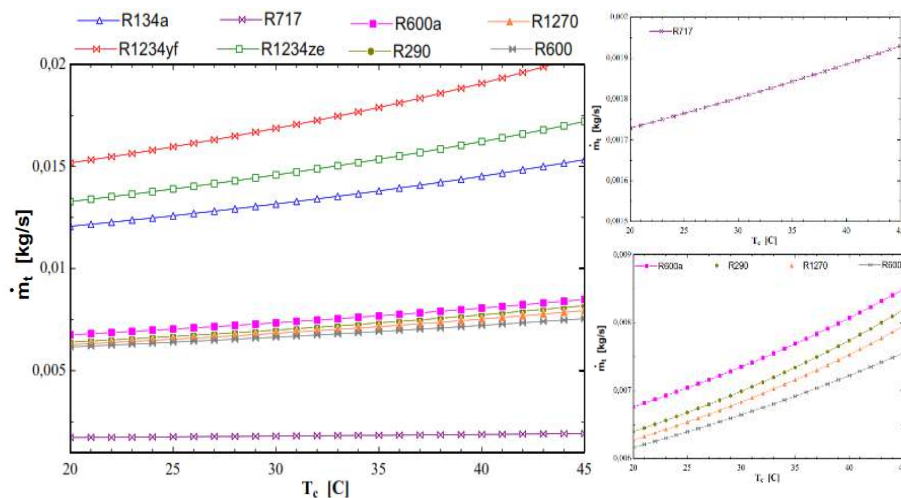


Figure 4.10: Effet de la température de condensation sur le débit massique total du cycle

Pour des puissances frigorifiques fixées, l'augmentation de la température de condensation entraîne celle du débit massique total qui traverse le compresseur, voir Figures 4.10 et 4.11. Cette hausse accélère le transfert de chaleur et, en conséquence, la surface d'échange se trouve réduite, ce qui induit une VCC plus basse.

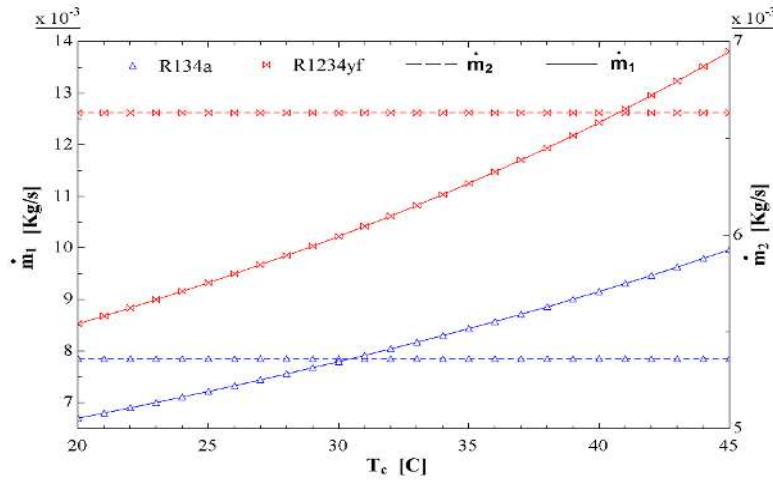


Figure 4.11: Effet de la température de condensation sur les débits massiques des deux évaporateurs du cycle

Quant au taux/rapport de compression RC présenté sur la Figure 4.12, on peut confirmer qu'il augmente d'une façon monotone avec l'augmentation de T_C , pour tous les fluides. Pour de faibles valeurs de la température de condensation, le RC augmente lentement.

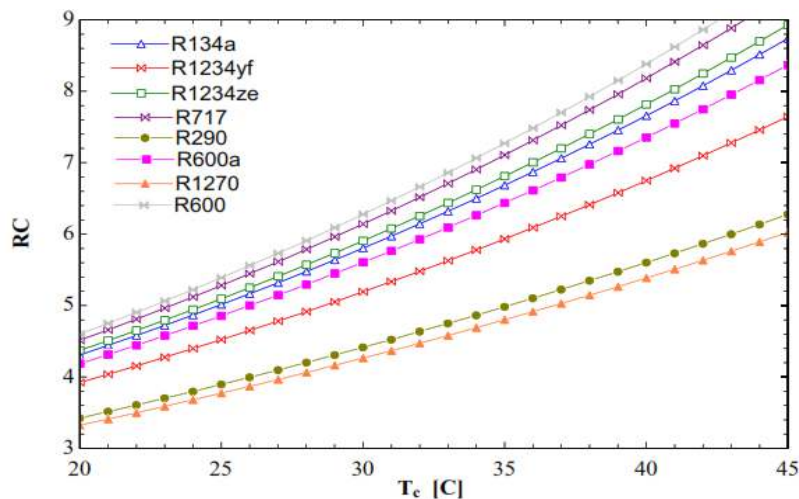


Figure 4.12: Effet de la température de condensation sur le rapport de compression du cycle

Pour des puissances frigorifiques fixées, le rapport de compression RC s'adapte automatiquement au rapport de pression en fonction des paramètres des températures de condensation T_C et d'évaporation T_{ev2} . Donc la pression de refoulement augmente proportionnellement avec de la température de condensation et par conséquent, on obtient une augmentation du rapport de compression RC.

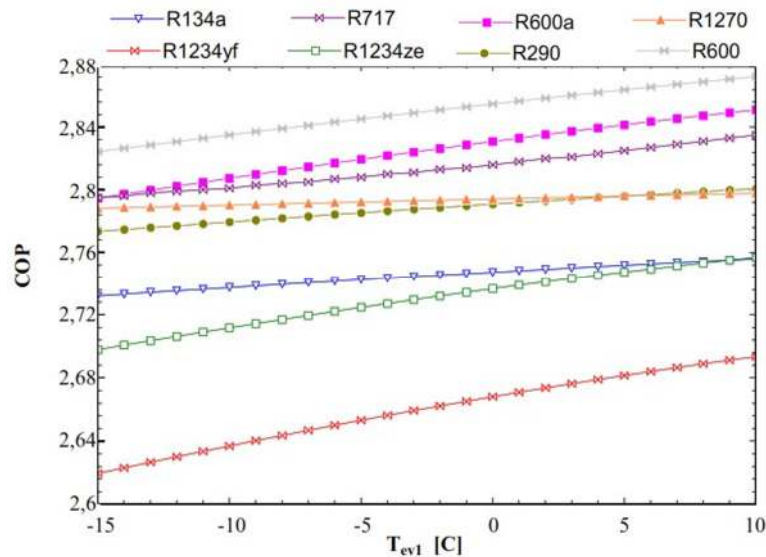


Figure 4.13: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le coefficient de performance du système

L'effet de la température de l'évaporateur de réfrigération T_{ev1} , pour des températures de condensation $T_C=35^\circ\text{C}$ et de congélation $T_{ev2}=-20^\circ\text{C}$, sur le COP est illustré par la Figure 4.13 pour tous les fluides frigorigènes considérés. On peut remarquer que le coefficient de performance augmente lorsque T_{ev1} augmente. L'augmentation de T_{ev1} entraîne, d'une part, une augmentation du débit massique qui passe par l'évaporateur EV2 (voir Figure 4.14) et, d'autre part, une diminution du débit massique \dot{m}_1 . Cependant, la vitesse de croissance du premier est inférieure à celle de la diminution du second de telle sorte que le débit total circulant dans le compresseur diminue avec l'augmentation de T_{ev1} et, par conséquent, la puissance mécanique du compresseur diminue, d'où, une augmentation du COP du cycle.

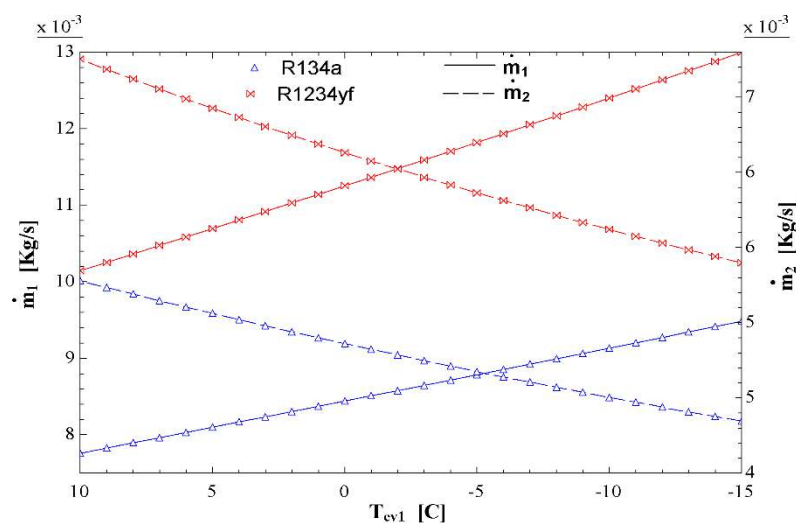


Figure 4.14: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur les débits massiques des deux évaporateurs du cycle

Les Figures 4.15 et 4.16 montrent que la capacité frigorifique volumétrique diminue légèrement avec l'abaissement de la température d'évaporation T_{ev1} , la même tendance a été observée dans les profils des courbes (croissantes, régulières et lentes) pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

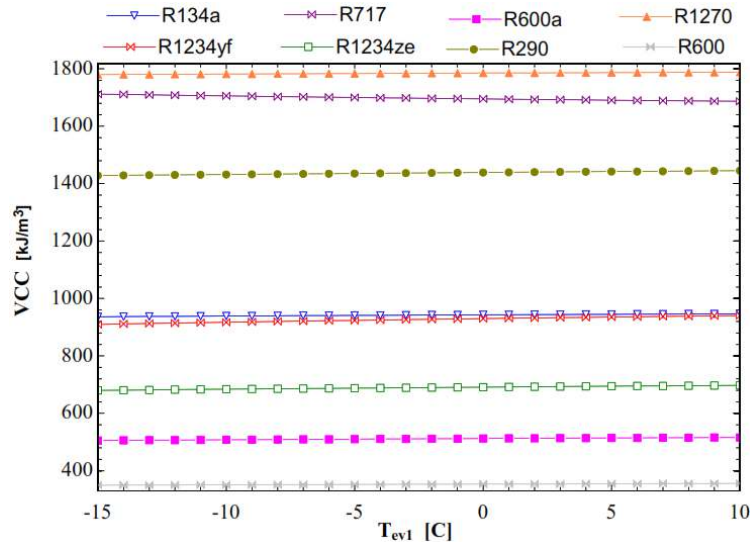


Figure 4.15: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

Cela est dû au fait que lorsque T_{ev1} diminue, le débit massique total augmente afin de compensé l'effet frigorifique. Sachant que la température de l'évaporateur EV1 est sans effet sur le rapport de compression RC, comme illustré à la Figure 4.17, et donc pour des conditions d'aspiration du compresseur relativement stables, le VCC du cycle diminue également avec la diminution de T_{ev1} .

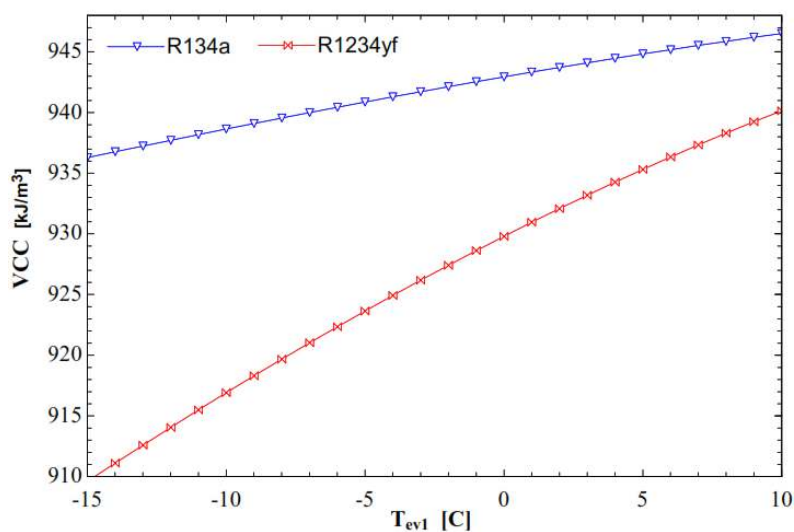


Figure 4.16: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur la capacité frigorifique volumétrique du système (Zoom pour deux frigorigènes)

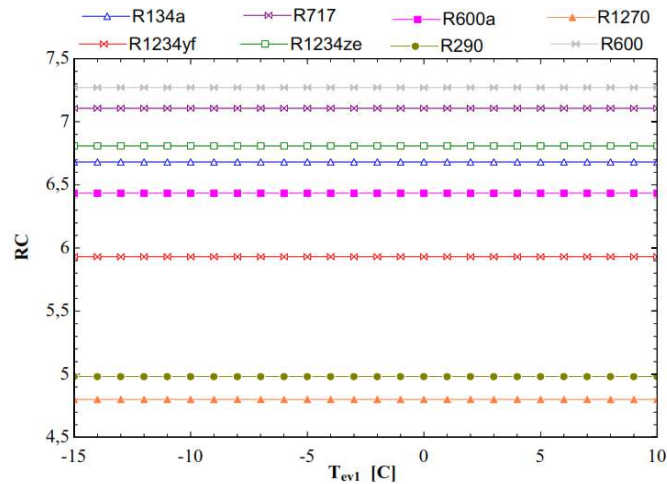


Figure 4.17: Effet de la température d'évaporation (réfrigération) sur le rapport de compression du cycle

D'après les Figures 4.18 et 4.19 et, pour des températures de l'évaporateur de réfrigération T_{ev1} fixée et égale à 0°C et de condensation T_C fixée et égale à 35°C , il est évident que le COP diminue avec l'abaissement de la température de l'évaporateur de congélation T_{ev2} . Des allures similaires ont été observées dans les profils de toutes les courbes (croissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

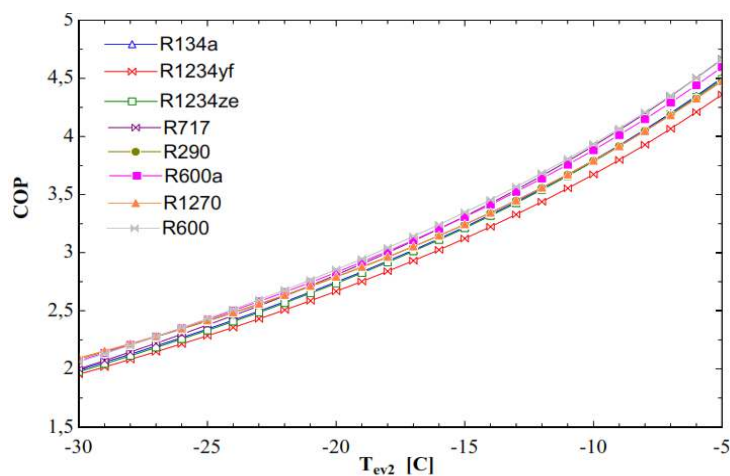


Figure 4.18: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le coefficient de performance du système

Cette diminution est due au fait que lorsque T_{ev2} diminue, la pression d'aspiration du compresseur diminue également. A basse pression d'aspiration, la différence enthalpique entre l'entrée et la sortie du compresseur (le travail spécifique mécanique) se trouve augmenté. Il en résulte une augmentation de la puissance mécanique du compresseur, ce qui entraîne une diminution du COP, malgré une légère augmentation de la masse du fluide frigorigène circulant dans le compresseur par unité de temps.

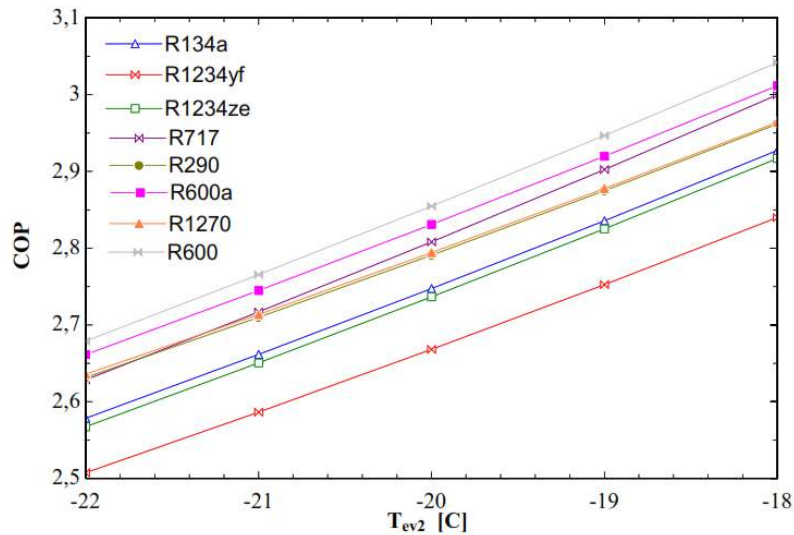


Figure 4.19: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le coefficient de performance du système (Zoom)

Comme le montre clairement ces figures, le R1234yf a le COP le plus bas parmi les fluides frigorigènes étudiés, tandis que le R600 a le COP le plus élevé suivi par le R600a puis le R717. Le COP du R1234ze est presque confondu avec celui du R134a et se situe dans la moyenne entre le R1234yf et le R600.

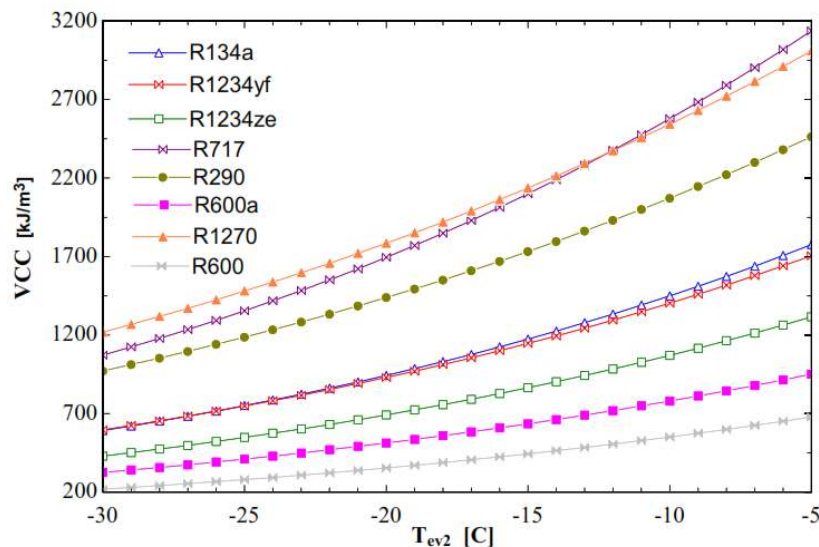


Figure 4.20: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du système

Les Figures 4.20 et 4.21 montrent que la capacité frigorifique volumétrique VCC augmente avec l'accroissement de T_{ev2} . Cela est dû au fait que lorsque T_{ev2} augmente, la pression d'aspiration du compresseur augmente également. A pression d'aspiration plus élevée, la masse volumique de la vapeur entrant dans le compresseur est élevée et le débit massique total circulant dans le compresseur se trouve diminué, voir Figure 4.22, il en résulte une augmentation du VCC avec celle de T_{ev2} .

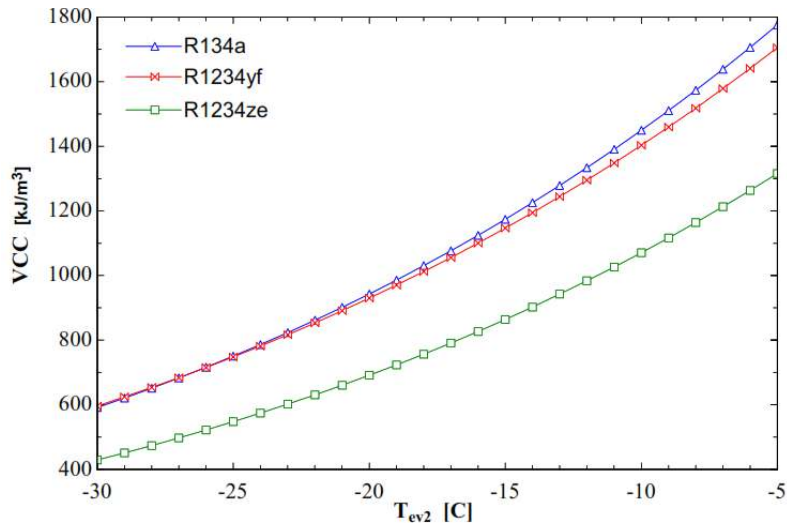


Figure 4.21: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle (Zoom)

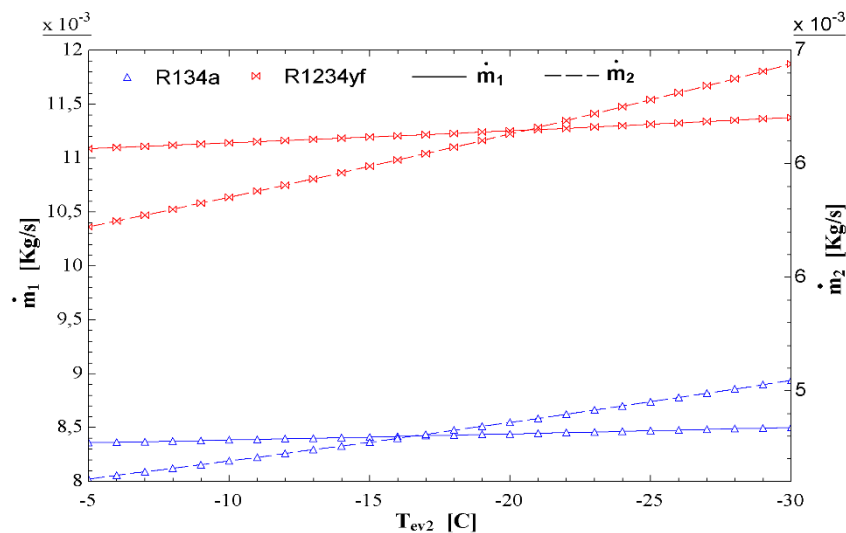


Figure 4.22: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur les débits massiques du système (Zoom pour deux fluides)

Quant au rapport de compression RC , illustré sur la Figure 4.23, il est évident qu'une diminution de la température d'évaporateur de congélation T_{ev2} conduit à une augmentation du rapport de compression du système RC d'une façon monotone. Pour des faibles valeurs de T_{ev2} , le rapport de compression augmente rapidement. Cette augmentation est due au fait que lorsque T_{ev2} diminue, la pression d'aspiration du compresseur diminue également, sachant que la pression de refoulement est stable, donc le rapport/taux de compression RC augmente.

Une tendance similaire a été observée dans les profils des courbes (décroissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés. Par ailleurs, on constate une coïncidence presque parfaite entre quelques courbes de fluides frigorigènes.

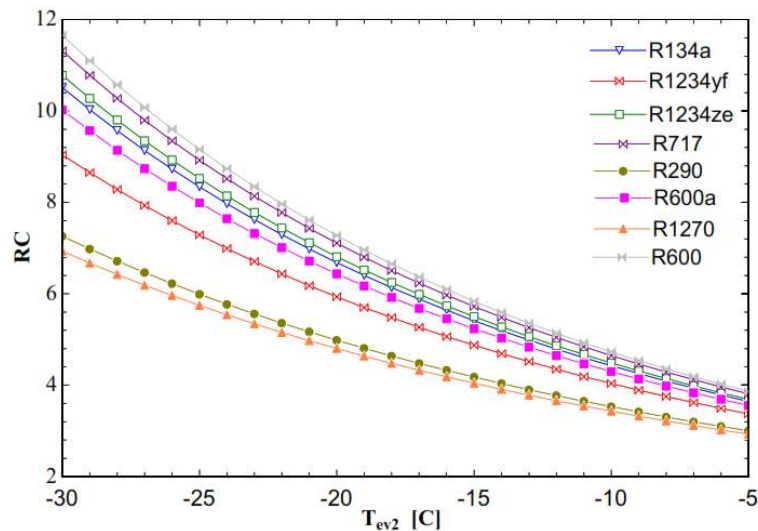


Figure 4.23: Effet de la température d'évaporation (congélateur) sur le rapport/taux de compression du cycle

4.1.5 Conclusion

L'étude détaillée d'une machine frigorifique à compression de vapeur comportant deux évaporateurs montre que, pour les mêmes conditions (les puissances frigorifiques des deux évaporateurs sont constantes et les trois températures du fluide au condenseur, à l'évaporateur de réfrigération et à l'évaporateur de congélation sont fixées), le coefficient de performance, le taux de compression et la capacité frigorifique volumétrique varient d'un fluide à l'autre. Le COP est meilleur pour le butane, l'isobutane et l'ammoniac et moins élevé pour le R1234yf. Pour des valeurs de T_C relativement basses, le COP et le VCC sont plus élevées, inversement aux cas pour les températures des évaporateurs.

La capacité frigorifique volumétrique du système avec le fluide frigorigène R1234yf est très proche de celle avec le R134a et, par conséquent, les mêmes tailles du compresseur, des composants et de la tuyauterie peuvent être utilisées pour le R1234yf que pour le R134a. Donc il constitue bien une des alternatives au R134a dans les machines frigorifiques à compression.

Ces constatations sont conformes à celles de Kaboul et al. [165] et Yataganbaba et al. [166].

4.2 Système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs

La nouvelle composante dans ce système est l'éjecteur qui est employé en tant que détendeur afin de récupérer partiellement les pertes énergétiques liées au processus de détente isenthalpique associé à l'utilisation des détendeurs conventionnels. Le principal objectif de l'éjecteur est de transférer autant que possible la quantité de mouvement du fluide moteur, lors de sa détente, vers le fluide entraîné. Ceci devrait faire augmenter la pression dans le diffuseur, ce qui réduit le travail requis par le compresseur. Un autre objectif est d'entraîner autant que possible le débit massique du fluide secondaire.

4.2.1 Description du cycle

Un système frigorifique hybride à compression/éjection et à deux évaporateurs (DEERC) contient les composantes suivantes : un compresseur, un condenseur, deux valves de détente, un séparateur liquide-vapeur, deux évaporateurs et un éjecteur, Figure 4.24.

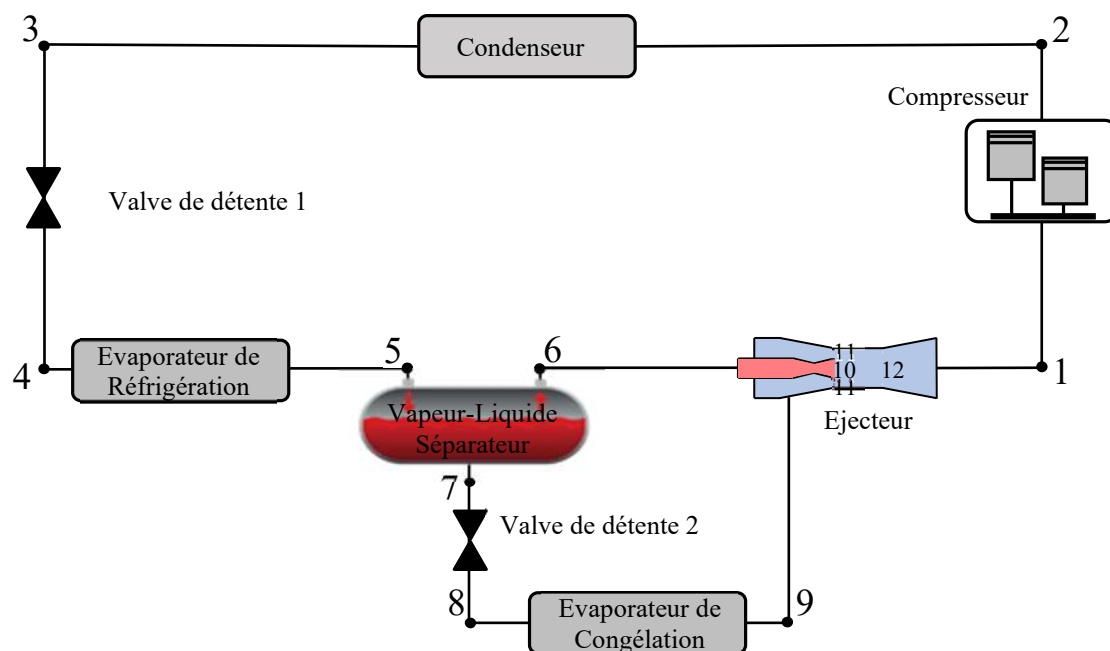


Figure 4.24: Schéma d'un système frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs DEERC

L'emploi d'un appareil de détente conventionnel entraîne une perte d'énergie cinétique qui augmente au fur et à mesure de la baisse de pression. Cette détente est considérée théoriquement comme un processus isenthalpique. Cependant, l'emploi de l'éjecteur en tant qu'appareil de détente changera la transformation isenthalpique (exprimé sur la Figure 4.2, par la transformation entre les points 6,10) en un processus quasi-isentropique comme le montre la Figure 4.25 qui représente le cycle de fonctionnement du système DEERC sur le diagramme de Mollier. Par conséquent, la différence énergétique entre ces deux processus est gagnée.

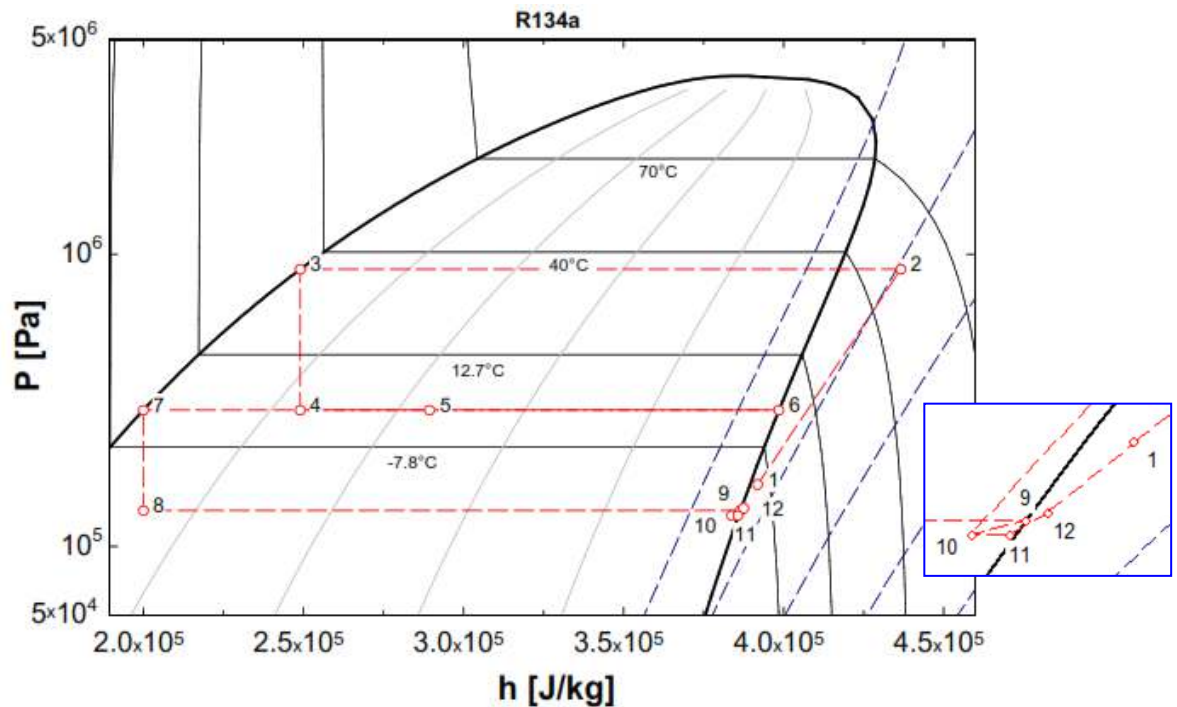


Figure 4.25: Diagramme P-h d'un système frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs DEERC

Le frigorigène sous forme de vapeur froide à basse pression (état 1) passe à travers le compresseur où il est comprimé avec un certain rendement isentropique, ce qui conduit à une augmentation de sa pression (état 2). Ensuite, le frigorigène à l'état vapeur chaude passe à travers le condenseur en cédant de la chaleur à l'extérieur par échange thermique avec l'air ambiant d'une façon isobare. Ainsi, le fluide frigorigène (vapeur chaude) se refroidit jusqu'à la condensation à la température T_C (état 3). Puis, le fluide frigorigène sous forme de liquide se détend dans la première valve de détente, où sa température et sa pression diminuent. Le frigorigène sous forme diphasique (état 4), se dirige vers l'évaporateur de réfrigération EV1, où il s'évapore partiellement en absorbant de la chaleur. En quittant ce dernier, le frigorigène sous forme diphasique passe dans un séparateur vapeur-liquide (état 5) avec une division de flux, d'où les deux flux sortants sont en état de saturation. Le fluide frigorigène sortant du séparateur sous forme de liquide (état 7), se détend à travers une deuxième valve de détente jusqu'à ce que la pression d'évaporateur de congélation P_{ev2} soit atteinte (état 8). Tandis que le frigorigène sortant du séparateur sous forme de vapeur saturée (état 6), appelée fluide moteur ou primaire, passe par la tuyère motrice de l'éjecteur. À la sortie du deuxième évaporateur (état 9), le frigorigène sous forme de vapeur saturée, appelé fluide entraîné ou secondaire est entraîné par le fluide moteur à grande vitesse. Ces deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange de l'éjecteur (état 12). Finalement, ce mélange est comprimé à une nouvelle pression, comprise entre P_{EV1} et P_{EV2} , à travers le diffuseur, puis se retourne à l'aspiration du compresseur (état 1).

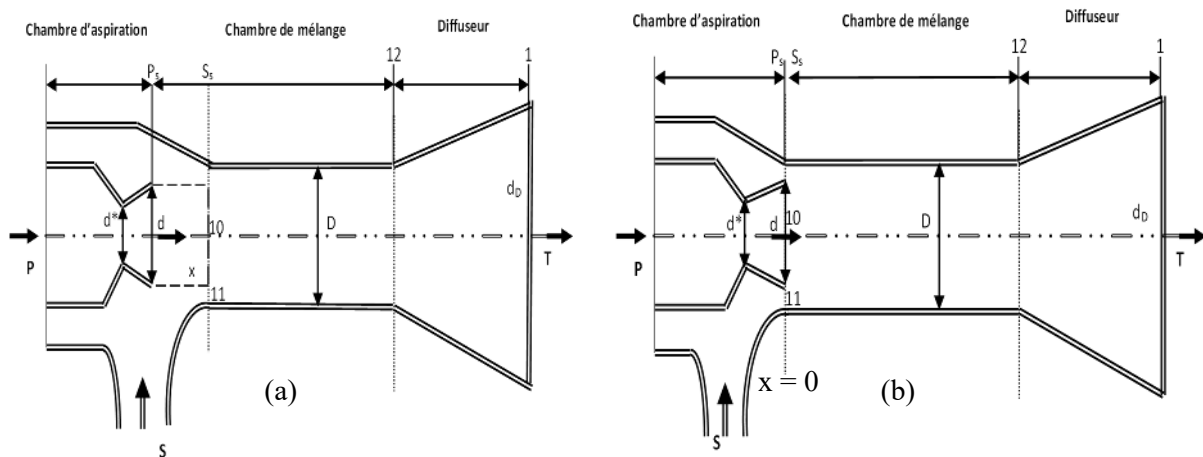


Figure 4.26: Schéma de l'éjecteur
(a) à pression constante ; (b) à section constante $x = 0$

4.2.2 Analyse énergétique

L'analyse énergétique d'une machine frigorifique hybride à compression/éjection et à deux évaporateurs se fonde sur les principes de la conservation de l'énergie et de la masse, de bilan de la quantité de mouvement, et des lois de la thermodynamique [167-169]. Elle permet ainsi de calculer et de déterminer les propriétés thermodynamiques (T , P , h , s , v , x) dans chaque point du cycle et par conséquent les caractéristiques de performance du système frigorifique hybride à compression/éjection. Ces performances dépendent essentiellement des températures de fonctionnement, de la géométrie de l'éjecteur et de la chute de pression dans la chambre d'aspiration de l'éjecteur [170].

Afin d'éviter la création d'une onde de choc dans la section de mélange de l'éjecteur, une bonne sélection de la longueur de la section de mélange devait être faite. ASHRAE [171] et EDSU [172] ont suggéré que la section de mélange soit au moins trois fois son diamètre pour permettre le mélangeage et s'assurer que les débits soient entièrement mélangés sans subir d'onde de choc. Il est supposé que la condition de parfait mélangeage soit réalisée vers la fin de la section de mélange. Par ailleurs, en général on ignore les profils locaux de vitesse et de température, ainsi que les autres phénomènes internes d'écoulement liés à la turbulence ou à la couche limite. On ne s'intéresse qu'aux paramètres d'entrées-sorties de l'éjecteur en écrivant les bilans globaux de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie.

Dans ce type de modèle, le problème qui se pose est la description du phénomène du mélangeage entre les fluides primaire et secondaire dans la tuyère secondaire. Comme décrit dans le chapitre précédent, selon les hypothèses faites sur la conception du déroulement de ce mélangeage, on peut classer ces modèles en deux catégories : mélangeage à "pression constante" et mélangeage à "section constante".

Plusieurs auteurs [167,173] présentent le modèle de mélangeage "à section constante" en considérant que la sortie de la tuyère primaire coïncide avec l'entrée du mélangeur ($x = 0$). La section P_s est confondue avec la section S_s . Dans ce modèle on admet que les fluides se mélangent entre les sections S_s et 12 à section constante, voir Figure 4.26 (b).

D'autres auteurs comme [174] présentent aussi un modèle de mélangeage mais avec une valeur de x non nulle, voir Figure 4.26 (a). Ils distinguent deux zones de mélange :

- Zone 1 : située entre les sections P_s et S_s où la pression est supposée constante (uniforme : $P_{S1}=P_1= P_{SP1}= P_{P1}$).
- Zone 2 : située entre les sections S_s et 12 dans lequel le mélange est fait à section constante.

Selon la recherche quantitative, le modèle de mélange des deux flux moteur et entraîné, à pression constante est préféré à celui ayant lieu à section constante parce qu'il conduit à de meilleures performances [174, 130,10]. Cependant, Yapici et Ersoy [132] ont constaté que pour les mêmes températures de fonctionnement, le modèle de mélange à section constante a un COP plus élevé que celui à pression constante. Par conséquent, au cours de la dernière décennie, la plupart des chercheurs ont utilisé un éjecteur de mélange à section constante pour les études numériques et expérimentales sur l'EERC dans leurs recherches [146-148]. Dans la présente étude, on a opté pour le modèle de mélange à section constante pour simuler l'écoulement des différents fluides frigorigènes à travers l'éjecteur de la machine frigorifique hybride à compression/éjection et à deux évaporateurs.

En vue de déterminer les différentes propriétés thermodynamiques du cycle du système frigorifique, il est à noter que ce modèle de calcul nécessite d'établir des hypothèses concernant le comportement de l'écoulement du frigorigène à l'intérieur de l'éjecteur comme suit :

- Au niveau de l'éjecteur, l'écoulement est considéré permanent, unidimensionnel et adiabatique.
- Les processus de détente dans les valves capillaires sont supposés isenthalpiques.
- Les pertes pendant la détente des fluides moteur et entraînée et la compression du mélange dans le diffuseur sont justifiées en utilisant des rendements isentropiques fixées à 0.95, 0.95 et 0.8 respectivement [175].
- Les vitesses du fluide moteur et du fluide aspiré aux orifices d'arrivée et du mélange au refoulement (sortie du diffuseur) sont négligeables.
- Le réfrigérant à la sortie de l'évaporateur EV2 et du condenseur est supposé saturé.

- Le fluide primaire atteint la vitesse sonique au col de la tuyère motrice.
- Les flux moteur et entraînée atteignent la même pression au début du processus de mixage dans la partie à section constante de la chambre de mélangeage de l'éjecteur et aucun mélange entre les deux flux ne se produit avant l'entrée de cette section.
- Dans les échangeurs de chaleur, les transformations sont isobares (les chutes des pressions dans les canalisations de raccordement et les échangeurs de chaleur sont négligées).
- Le rendement du compresseur η_{Comp} est déterminé par corrélation empirique proposée par Brunin et al. [164].
- Il n'y a pas de perte de chaleur vers l'extérieur du système à l'exception du rejet de chaleur au condenseur.

Le cycle hybride à compression/éjection à deux évaporateurs contient trois niveaux de température. Ainsi, et afin d'effectuer cette analyse, il faut d'abord fixer ces trois niveaux de pression. Donc les températures du condenseur T_C , d'évaporateur de réfrigération T_{ev1} et d'évaporateur de congélation T_{ev2} étant fixées ($T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$), ainsi que les paramètres géométriques de l'éjecteur (le rapport de section $\Phi = 10$ et le diamètre au col de la tuyère motrice $d^* = 1,5\text{mm}$ [146]).

4.2.3 Détermination des états du cycle

A partir des hypothèses précédentes, les équations suivantes sont établies et les propriétés thermodynamiques du réfrigérant sont calculées en utilisant le software EES.

4.2.3.1 Modélisation de l'écoulement du fluide moteur

- **Sortie du séparateur : pt N°6** (vers l'éjecteur)

Le flux de vapeur sortant du séparateur est de la vapeur saturée, donc ;

$$x_6 = 1 \quad (4.29)$$

La température à la sortie du séparateur est celle à la sortie de l'évaporateur EV1 ;

$$T_6 = T_{ev1} \quad (4.30)$$

Les transformations dans les évaporateurs sont isobares ;

$$P_6 = P_4 \quad (4.31)$$

Pour un fluide frigorigène donné, on détermine ensuite ;

$$h_6 = f(P_6, x_6) \quad (4.32)$$

$$S_6 = f(P_6, h_6) \quad (4.33)$$

- **La tuyère convergente divergente de l'éjecteur : pt N^{o*}**

Dans le convergent de la tuyère motrice, le flux moteur se détend jusqu'à ce qu'il atteigne la vitesse sonique. Au col de la tuyère motrice, les caractéristiques de l'écoulement du fluide frigorigène peuvent être déterminées par les équations suivantes à l'aide du software EES. Pour une transformation isentropique dans le convergent de la tuyère motrice, on sait que ;

$$S_{p \text{ is}}^* = S_6 \quad (4.34)$$

$$h_{p \text{ is}}^* = f(P_p^*, S_{p \text{ is}}^*) \quad (4.35)$$

L'enthalpie réelle du flux primaire au col du convergent de la tuyère primaire est donnée à l'aide de la définition de l'efficacité isentropique de la détente du flux moteur η_C comme suit ;

$$\eta_C = \left((h_6 - h_p^*) / (h_6 - h_{p \text{ is}}^*) \right) \quad (4.36)$$

La masse volumique peut donc être déterminée à partir de l'équation suivante ;

$$\rho_{p^*} = f(P_{p^*}, h_{p^*}) \quad (4.37)$$

À l'intérieur de la tuyère motrice, l'énergie de pression du flux primaire entrant sera convertie en énergie cinétique. En vertu du principe de conservation de l'énergie à travers le convergent de la tuyère primaire, la vitesse V_{p^*} peut être écrite comme suit ;

$$V_{p^*} = \sqrt{2(h_6 - h_p^*)} \quad (4.38)$$

La vitesse du son au col est calculée à l'aide de la relation suivante ;

$$V_{p^*} = a_p^* = \sqrt{(\Delta P_p^* / \Delta \rho_p^*)_{\text{is}}} \quad (4.39)$$

Au col de la tuyère primaire, l'aire de la section occupée par le fluide moteur est déterminée à partir de l'équation ci-dessous ;

$$A_{p^*} = \pi (d^* / 2)^2 \quad (4.40)$$

On en déduit alors, le débit massique du fluide moteur ;

$$\dot{m}_p = \rho_{p^*} \cdot V_{p^*} \cdot A_{p^*} \quad (4.41)$$

Le système d'équations caractérisant le régime d'écoulement dans l'éjecteur est résolu par une méthode itérative de substitution. La Figure 4.27 présente l'algorithme de cette résolution.

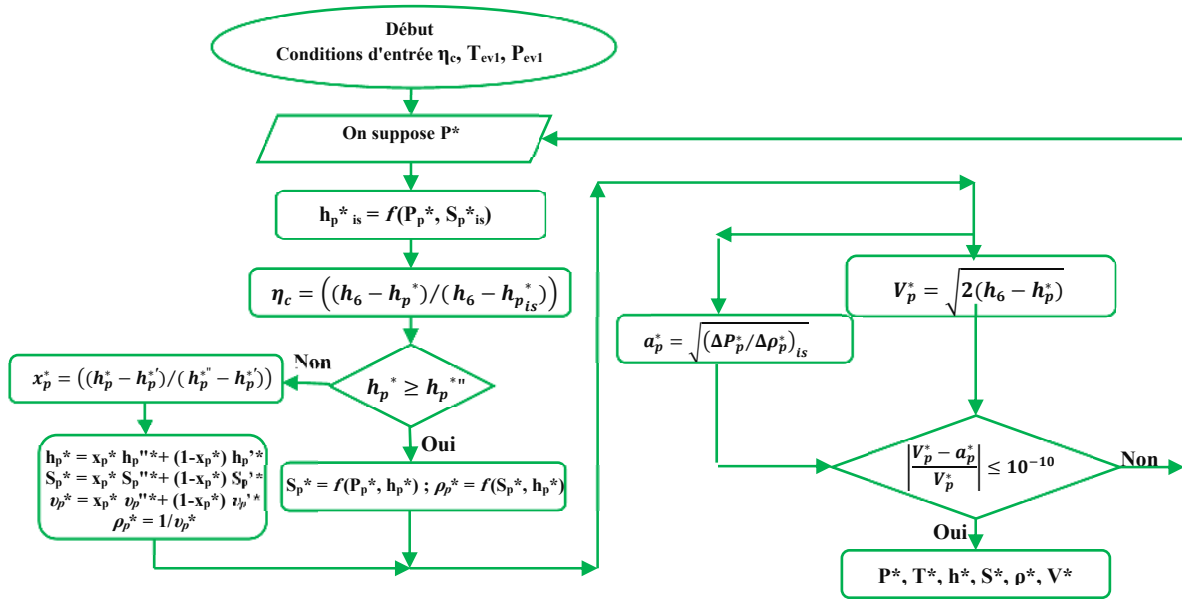


Figure 4.27: Schéma de l'organigramme de calcul des paramètres thermodynamique au col de la tuyère motrice

- **Entrée de la chambre du mélangeage : pt N°10**

Le flux primaire continue de se détendre à travers le divergent de la tuyère motrice jusqu' au début de la chambre de mélangeage. La pression à laquelle les deux fluides, moteur et entraînée, se rencontrent à l'entrée de la section de mélangeage est appelée pression de mélange, et cette pression doit être uniforme et inférieure à la pression d'aspiration de l'éjecteur pour que l'aspiration se produise.

$$P_{10} = P_{11} \quad (4.42)$$

Pour une transformation isentropique dans la tuyère primaire, on sait que ;

$$S_{10is} = S_6 \quad (4.43)$$

$$h_{10is} = f(P_{10}, S_{10is}) \quad (4.44)$$

Connaissant le rendement de la tuyère primaire η_p , l'enthalpie réelle du flux primaire sortant de cette dernière peut être calculé comme suit ;

$$\eta_p = (h_6 - h_{10}) / (h_6 - h_{10is}) \quad (4.45)$$

A l'aide de EES on obtient ;

$$S_{10} = f(P_{10}, h_{10}) \quad (4.46)$$

$$\rho_{10} = f(P_{10}, h_{10}) \quad (4.47)$$

En vertu du principe de conservation de l'énergie, la vitesse V_{10} peut être déterminée ;

$$h_{10} + (V_{10}^2/2) = h_6 \quad (4.48)$$

On sait que : $\dot{m}_p = \dot{m}_{10} \quad (4.49)$

Au plan 10 (à la sortie du convergent-divergent/entrée de la chambre de mélangeage), l'aire de la section occupée par le fluide moteur peut être calculée comme suit ;

$$\dot{m}_{10} = \rho_{10} \cdot V_{10} \cdot A_{10} \quad (4.50)$$

4.2.3.2 Modélisation de l'écoulement du fluide secondaire

- **Sortie du séparateur : pt N°7** (vers l'évaporateur de congélation)

Le flux du fluide frigorigène sortant du séparateur est du liquide saturé, donc ;

$$x_7 = 0 \quad (4.51)$$

Les caractéristiques du flux secondaire à la sortie du séparateur peuvent être calculées de la même façon que pour le flux moteur ;

Sachant que : $T_7 = T_{ev1} \quad (4.52)$

Et : $P_7 = P_4 \quad (4.53)$

Pour un fluide frigorigène donné et en état de liquide saturé, on détermine ensuite ;

$$h_7 = f(P_7, x_7) \quad (4.54)$$

$$S_7 = f(P_7, h_7) \quad (4.55)$$

- **Sortie de la valve de détente 2 : pt N°8**

Une détente isenthalpique dans la valve de détente entre les pts 7 et 8 provoquera une variation de température du fluide ;

$$h_8 = h_7 \quad (4.56)$$

$$T_8 = T_{ev2} \quad (4.57)$$

Pour un fluide frigorigène donné, on détermine ensuite ;

$$P_8 = p_{sat}(T_8) \quad (4.58)$$

$$S_8 = f(P_8, h_8) \quad (4.59)$$

- **Sortie de l'évaporateur de congélation : pt N°9**

Le fluide sortant de l'évaporateur de congélation est de la vapeur saturée, donc ;

$$x_9 = 1 \quad (4.60)$$

Sachant que :

$$T_9 = T_{ev2} \quad (4.61)$$

$$P_9 = P_{sat}(T_9) \quad (4.62)$$

Pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du logiciel EES, on détermine ensuite ;

$$h_9 = f(P_9, x_9) \quad (4.63)$$

$$S_9 = f(P_9, h_9) \quad (4.64)$$

- **Entrée de la chambre du mélange : pt N°11**

À la chambre d'aspiration, la zone de basse pression créée par le flux primaire à haute vitesse aspire et entraîne le flux secondaire venant de l'évaporateur de congélation. Ensuite, ces deux flux se mélangent dans la chambre du mélangeage. On sait que la pression de mélangeage à laquelle les deux flux se rencontrent au début de la section de mélangeage est supposée uniforme et inférieure à la pression d'aspiration de l'éjecteur comme indiqué ci-dessus. En considérant une chute de pression ΔP dans la chambre d'aspiration, on détermine alors la pression du fluide secondaire au début du mélange ;

$$P_{11} = P_{ev2} - \Delta P \quad (4.65)$$

Les autres caractéristiques du fluide secondaire à la fin de détente dans la tuyère d'aspiration peuvent être décrites de la même façon que pour le flux moteur, donc on commence par les propriétés thermodynamiques isentropiques ;

$$S_{11is} = S_9 \quad (4.66)$$

$$h_{11is} = f(P_{11}, S_{11is}) \quad (4.67)$$

Connaissant le rendement de la tuyère secondaire η_s , l'enthalpie réelle du flux secondaire en aval de cette dernière peut être déterminée par ;

$$\eta_s = (h_9 - h_{11}) / (h_9 - h_{11is}) \quad (4.68)$$

Pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du EES, on détermine ensuite les autres propriétés thermodynamiques comme suite ;

$$S_{11} = f(P_{11}, h_{11}) \quad (4.69)$$

$$\rho_{11} = f(P_{11}, h_{11}) \quad (4.70)$$

En vertu du principe de conservation de l'énergie, la vitesse V_{11} peut être déterminée ;

$$h_{11} + (V_{11}^2/2) = h_9 \quad (4.71)$$

Pour une température de congélation et une pression d'entrée données, le débit massique secondaire \dot{m}_s ou \dot{m}_{11} peut être déterminé par ;

$$\dot{m}_s = \rho_{11} \sqrt{2\eta_s (h_9 - h_{11})_{is}} A_{11} \quad (4.72)$$

4.2.3.3 Modélisation de l'écoulement du mélange

- **Sortie de la chambre du mélange d'Ejecteur : pt N°12**

L'enthalpie h_{12} du flux à la sortie de la chambre de mélangeage est déterminé en utilisant le principe de conservation de l'énergie :

$$h_{12} = \frac{h_{10} + \frac{V_{10}^2}{2} + U(h_{11} + \frac{V_{11}^2}{2})}{1+U} - \frac{V_{12}^2}{2} \quad (4.73)$$

À l'entrée de la chambre de mélange, la vitesse V_{11} est donnée à l'aide de la relation de bilan de la quantité de mouvement ;

$$P_{10} A_{10} + \dot{m}_{10} V_{10} + P_{11} A_{11} + \dot{m}_{11} V_{11} = P_{12} A_{12} + \dot{m}_{12} V_{12} \quad (4.74)$$

$$\rightarrow \dot{m}_{10} V_{10} + \dot{m}_{11} V_{11} = \dot{m}_{12} V_{12} + A_m (P_{12} - P_{10}) \quad (4.75)$$

Par ailleurs, et afin de donner plus de réalisme au modèle, l'effet du frottement de l'écoulement à travers la chambre de mélangeage de l'éjecteur a été prise en compte à l'aide d'un facteur de frottement introduit dans la loi de bilan de la quantité de mouvement précédente.

$$\dot{m}_{10} V_{10} + \dot{m}_{11} V_{11} = \dot{m}_{12} V_{12} \left(1 + \frac{f_m l_m}{2 d_m}\right) + A_m (P_{12} - P_{10}) \quad (4.76)$$

Où $f_m \left(\frac{\rho_{12} V_{12}^2}{2}\right) \left(\frac{l_m}{d_m}\right) A_m$ exprime les pertes causées par le frottement, et la longueur de la section de mélange l_m devait être faite trois fois son diamètre [171-172] ;

$$l_m = 3d_m \quad (4.77)$$

Pour estimer le facteur de frottement f_m , il existe différentes formulations. Pour les tubes lisses, Joseph et Yang (2010) [176] ont divisé les données expérimentales des facteurs de frottement de McKeon et al. (2004) [177] en quatre sous-sections en fonction du nombre de Reynolds, dont chaque section est représentée par une loi de puissance en fonction du nombre de Reynolds, comme suit ;

$$\text{Pour } 0 < Re < 2900 \quad f = 64/Re \quad (4.78)$$

$$\text{Pour } 2900 < Re < 3050 \quad f = 4.1 \cdot 10^{-16} Re^4 \quad (4.79)$$

$$\text{Pour } 3050 < Re < 240000 \quad f = 0.316 Re^{(-0.255)} \quad (4.80)$$

$$\text{Pour } Re > 240000 \quad f = 0.118 Re^{(-0.165)} \quad (4.81)$$

Le nombre de Reynolds qui traduit le rapport des forces d'inertie de l'écoulement sur les forces de viscosité est défini par ;

$$Re = V_m D_m / \mu_m \nu_m \quad (4.82)$$

En appliquant la loi de conservation de la masse entre les sections P_5 (en amont de la chambre de mélangeage) et 12 (à l'entrée du diffuseur), le débit massique total \dot{m}_t (ou \dot{m}_{12}) et l'aire de section de la chambre de mélangeage A_m sont évaluées et par conséquent la section A_{11} de la tuyère secondaire.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (4.83)$$

$$\dot{m}_{12} = \rho_{12} V_{12} A_m \quad (4.84)$$

$$A_m = A_{10} + A_{11} \quad (4.85)$$

Sachant que :

$$\Phi = A_m / A_p^* \quad (4.86)$$

Pour un frigorigène considéré et à l'aide du EES, on peut déterminer ;

$$\rho_{12} = f(P_{12}, h_{12}) \quad (4.87)$$

$$S_{12} = f(P_{12}, h_{12}) \quad (4.88)$$

- **Sortie du diffuseur vers le compresseur : pt N°1**

L'énergie cinétique du mélange est convertie en énergie de pression dans le diffuseur, alors en ralentissant sa haute vitesse, ce mélange du fluide frigorigène est comprimé. Ainsi, la pression P_1 et l'enthalpie h_1 du fluide de travail à la sortie du diffuseur sont déterminées moyennant les relations d'écoulement isentropiques et le principe de conservation de l'énergie;

$$h_1 = (h_6 + (U h_9)) / (1 + U) \quad (4.89)$$

Connaissant le rendement du diffuseur η_d , l'enthalpie isentropiques du frigorigène à la sortie de ce dernier est déterminée par ;

$$h_{1is} = h_{12} + \eta_d (h_1 - h_{12}) \quad (4.90)$$

Avec :

$$S_{1is} = S_{12} \quad (4.91)$$

Pour un fluide frigorigène donné, on détermine ensuite ;

$$P_1 = f(h_{1is}, S_{1is}) \quad (4.92)$$

$$T_1 = f(h_1, P_1) \quad (4.93)$$

$$S_1 = f(h_1, P_1) \quad (4.94)$$

- **Sortie du Compresseur pt N°2**

Le frigorigène à la sortie du compresseur (Etat 2) est sous forme de vapeur surchauffée. Dans les échangeurs de chaleur, les transformations sont isobares donc ;

$$P_2 = P_C \quad (4.95)$$

Le rendement du compresseur η_{Comp} est déterminé par la corrélation empirique établie par Brunin et al. [164] et donnée par l'équation 4.6;

Connaissant le rendement du compresseur, l'enthalpie en aval du compresseur est calculée par ;

$$h_2 = h_1 + ((h_{2is} - h_1) / \eta_{comp}) \quad (4.96)$$

Sachant que :

$$h_{2is} = f(P_2, S_1) \quad (4.97)$$

pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du logiciel EES, on détermine toutes les autres propriétés thermodynamiques à ce point comme suit ;

$$S_2 = f(P_2, h_2) \quad (4.98)$$

$$T_2 = f(S_2, h_2) \quad (4.99)$$

• **Sortie du Condenseur : pt N°3**

En aval du condenseur, on suppose que le frigorigène en (Etat 3) est un liquide saturé, pour un réfrigérant spécifié et à l'aide du EES, on détermine toutes les propriétés thermodynamiques à ce point comme suit ;

$$h_3 = f(T_C)^L \quad (4.100)$$

La pression en aval du condenseur est celle de saturation de la température de condensation ;

$$P_3 = P_{\text{sat}}(T_C) \quad (4.101)$$

$$S_3 = f(P_3, h_3) \quad (4.102)$$

• **Sortie de la valve de détente 1 : pt N°4** (vers l'évaporateur de réfrigération)

Une détente isenthalpique dans la valve entre les pts 3 et 4 provoquera une variation de température du fluide ;

$$h_4 = h_3 \quad (4.103)$$

$$T_4 = T_{\text{ev1}} \quad (4.104)$$

Pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du EES, on détermine ensuite les autres propriétés thermodynamiques ;

$$P_4 = f_{\text{sat}}(T_4) \quad (4.105)$$

$$S_4 = f(P_4, h_4) \quad (4.106)$$

• **Sortie de l'évaporateur 1 : pt N°5**

La température T_{ev1} en aval de l'évaporateur de réfrigération est donnée par ;

$$T_5 = T_{\text{ev1}} \quad (4.107)$$

La transformation dans l'évaporateur de réfrigération est isobare donc ;

$$P_5 = P_4 \quad (4.108)$$

Le frigorigène est diphasique à la sortie de l'évaporateur de réfrigération (état 5) , donc ;

$$x_5 = f(h_5, P_5) \quad (4.109)$$

L'enthalpie du fluide diphasique à la sortie de l'évaporateur EV1 est déterminée à l'aide de la loi de conservation de l'énergie en utilisant le taux d'entraînement de l'éjecteur ;

$$h_5 = (h_6 + (U h_7)) / (1 + U) \quad (4.110)$$

Pour un fluide frigorigène considéré et à l'aide du logiciel EES, on détermine ensuite les autres propriétés thermodynamiques ;

$$S_5 = f(P_5, h_5) \quad (4.111)$$

$$\rho_5 = f(P_5, S_5) \quad (4.112)$$

4.2.3.4 Calcul des performances :

Les performances du cycle sont définies par les puissances frigorifiques, le coefficient de performance, la capacité frigorifique volumétrique et le rapport de compression. Les puissances frigorifiques sont données en appliquant la première loi de la thermodynamique aux deux évaporateurs en négligeant les pertes thermiques et en régime stationnaire.

La puissance thermique (puissance frigorifique) extraite du milieu à refroidir \dot{Q}_{ev1} est donnée par la relation suivante ;

$$\dot{Q}_{ev1} = \dot{m}_t (h_5 - h_4) \quad (4.113)$$

La puissance frigorifique de congélation se calcule par l'équation ;

$$\dot{Q}_{ev2} = \dot{m}_s (h_9 - h_8) \quad (4.114)$$

Le coefficient de performance COP est un nombre adimensionnel défini comme étant le ratio de la puissance thermique totale extraite du milieu qui doit être refroidi (puissance frigorifique) et la puissance mécanique utilisée pour cette opération (puissance consommée pour le fonctionnement du compresseur) ;

$$COP_{EJ} = (\dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2}) / \dot{W}_{comp} = (\dot{m}_t (h_5 - h_4) + \dot{m}_s (h_9 - h_8)) / (\dot{m}_t (h_2 - h_1)) \quad (4.115)$$

La puissance mécanique se calcule par l'équation ;

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_t (h_2 - h_1) \quad (4.116)$$

La capacité frigorifique volumétrique dépend de la masse volumique de la vapeur à l'amont du compresseur et de l'effet frigorifique total du fluide frigorigène et se calcule comme suit ;

$$VCC_{EJ} = (\dot{Q}_{ev1} + \dot{Q}_{ev2}) / (\dot{m}_t v_1) \quad (4.117)$$

Le rapport de compression RC du compresseur dépend du nombre d'étages dont il dispose et de sa vitesse de rotation, en thermodynamique, le RC est défini comme étant le ratio entre les pressions de refoulement et d'aspiration, et se calcule par l'équation :

$$RC = P_2 / P_1 \quad (4.118)$$

L'amélioration du COP est déterminée par l'équation :

$$COP_{imp} = (COP_{EJ} - COP_{base}) / COP_{base} \quad (4.119)$$

L'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique se calcule par l'équation :

$$VCC_{imp} = (VCC_{EJ} - VCC_{base}) / VCC_{base} \quad (4.120)$$

Deux indicateurs permettent de décrire la performance d'un éjecteur : le facteur d'entraînement U et le rapport de compression (ou recouvrement) PLR .

Le taux d'entraînement de l'éjecteurs, défini comme étant le ratio des débits secondaire et primaire, est donné par la relation suivante ;

$$U = \dot{m}_s / \dot{m}_p \quad (4. 120)$$

Le processus de calcul est répété jusqu'à ce que l'équation suivante soit satisfaite :

$$x_5 = 1 / (1+U) \quad (4. 121)$$

Tandis que le taux de compression de l'éjecteur, défini comme étant le ratio entre la pression du fluide sortant du diffuseur et celle du flux entraîné, il est calculé par l'équation suivante :

$$PLR = P_1/P_9 \quad (4. 122)$$

4.2.4 Validation du Modèle

La prise en considération de l'effet de frottement de l'écoulement du frigorigène dans la chambre de mélangeage de l'éjecteur rend le modèle plus réaliste, voir Figure 4.28.

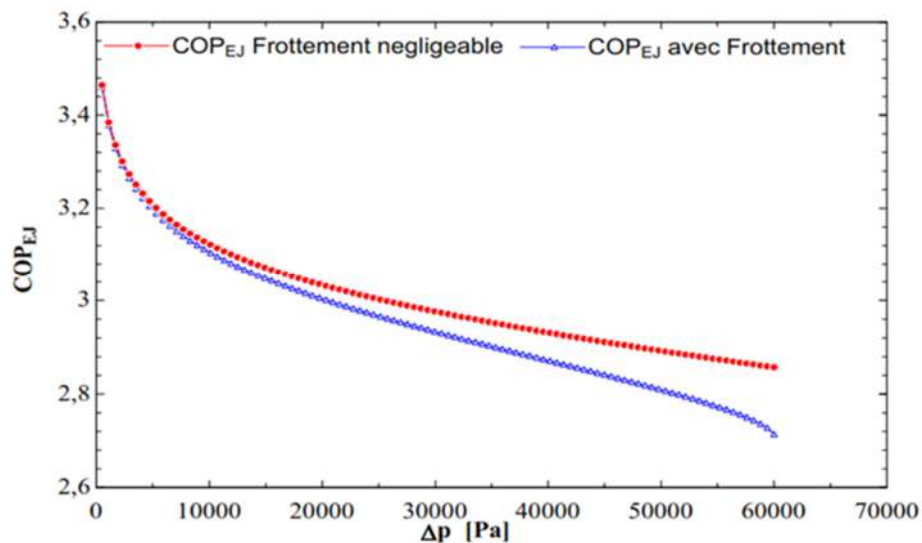


Figure 4.28: Effet de frottement de l'écoulement du fluide dans la chambre de mélangeage de l'éjecteur sur les performances du système

À partir de la Figure 4.29, il a été observé que les résultats obtenus pour le COP du DEERC avec le fluide frigorigène R134a pour différentes valeurs du titre de la vapeur à la sortie de l'évaporateur 1, x_5 (qui est égal à $1/(1+U)$), au cours de ce travail présentent une bonne concordance par rapport aux résultats expérimentaux de la littérature [154] ; en utilisant les mêmes paramètres opératoires que ceux utilisés par les auteurs, la validité de notre modèle de simulation est ainsi confirmée.

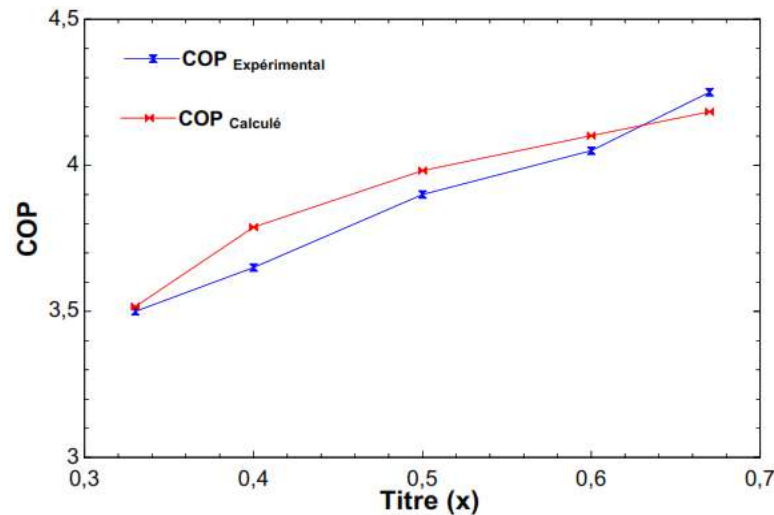


Figure 4.29: Comparaison entre les résultats expérimentaux de la littérature et les résultats calculés par le modèle

4.2.5 Résultats et discussion

L'analyse et la simulation des performances thermodynamiques du système frigorifique hybride à compression/éjection comportant deux évaporateurs passe par celui de son éjecteur. Pour cela, un modèle monodimensionnel basé sur les équations établies précédemment a été mis au point moyennant le software EES commercialisé par l'éditeur « F-chart software ».

Le modèle mathématique comprend les températures de fonctionnement ($T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$) et la chute de pression de l'écoulement à l'intérieur de la tuyère secondaire de l'éjecteur ($\Delta P = 5\text{kPa}$ sauf le cas échéant), ainsi que les paramètres géométriques de ce dernier (le rapport de section $\Phi=10$ et le diamètre au col de la tuyère primaire $d^*=1,5\text{mm}$), comme variables d'entrées pour résoudre les équations décrites ci-dessus. Ce modèle mathématique s'applique à huit réfrigérants : le R134a comme un fluide de référence et les frigorigènes respectueux de l'environnement suivants : R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et le R717.

Les performances de l'éjecteur (le taux de compression PLR et le facteur d'entraînement U), les débits massiques primaires et secondaires, les capacités de refroidissement des évaporateurs de réfrigération et de congélation et la capacité frigorifique volumétrique sont étudiés ainsi que le COP du cycle frigorifique et son amélioration grâce à l'insertion de l'éjecteur par rapport au système frigorifique conventionnel. L'influence des conditions de fonctionnement ainsi que celle de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration ΔP sur ces performances du système ont également été examinées.

4.2.5.1 Effet de la chute de pression ΔP de l'écoulement dans la tuyère secondaire

Avant d'illustrer l'influence des paramètres opératoires sur les performances de la machine frigorifique DEERC, il est logique de mettre en évidence l'influence de la chute de pression ΔP sur ces caractéristiques de performance pour les mêmes conditions de travail.

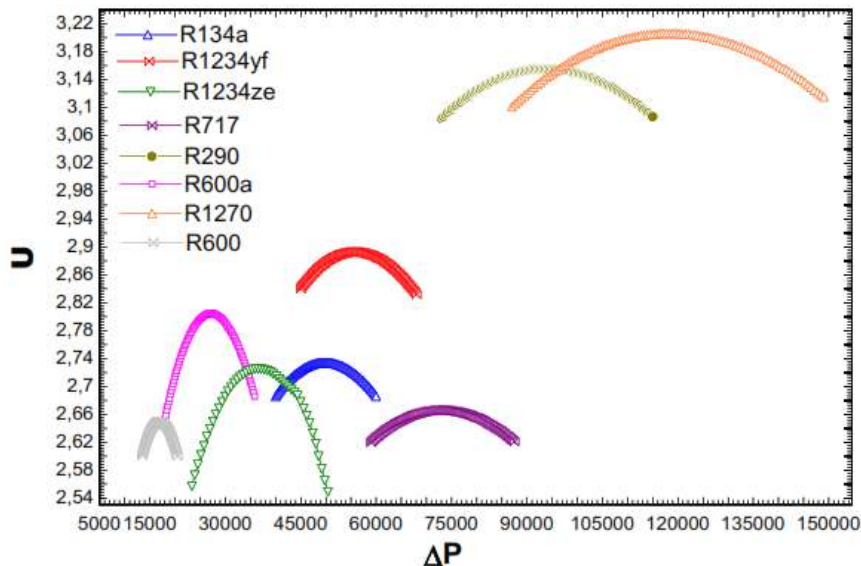


Figure 4.30: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le taux d'entraînement de l'éjecteur

En tant que paramètre clé dans la conception de l'éjecteur, la plus grande chute de pression correspond à la plus faible pression de mélange, et vice versa. La Figure 4.30 montre l'évolution du facteur d'entraînement de l'éjecteur par rapport à la chute de pression ΔP .

On peut voir qu'avec l'augmentation de ΔP , le taux d'entraînement U augmente d'abord jusqu'à atteindre une valeur maximale (cette augmentation est due au fait de l'aspiration à une pression plus petite, d'une quantité de vapeur plus grande) puis diminue. Par conséquent, on peut trouver qu'il existe un optimum ou une plage de chute de pression ΔP précise et propre pour chaque fluide frigorigène avec laquelle les valeurs maximales de U peuvent être obtenues: 17.1 kPa pour le R600, 27.3 kPa pour le R600a, 37.2 kPa pour le R1234ze, 50.0 kPa pour le R134a, 56.7 kPa pour le R1234yf, 74.5 kPa pour le R717, 93.4 kPa pour le R290 et 120.1 kPa pour le R1270.

Pour plus de détails voir Figure 4.31, sachant que les comportements des différentes caractéristiques de performance du DEERC en fonction de ΔP sont similaires pour tous les fluides frigorigènes étudiés, donc le fluide de référence R134a est choisi pour représenter les variations de ces différentes caractéristiques de performance (les courbes ont des tendances similaires).

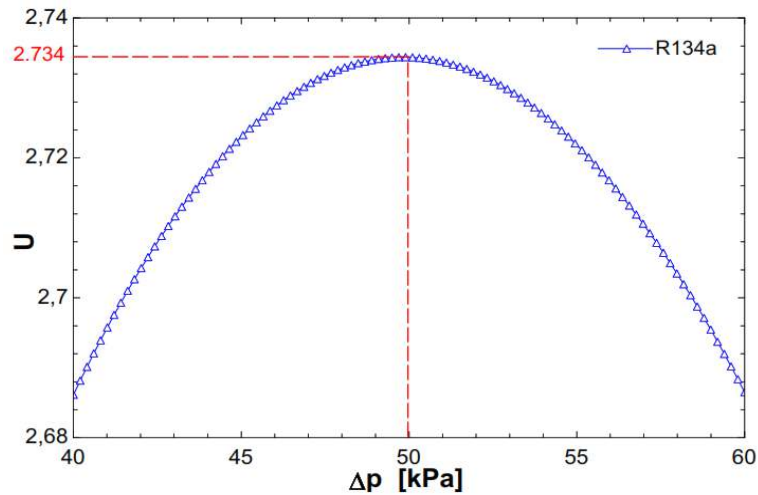


Figure 4.31: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le taux d'entraînement de l'éjecteur pour le R134a

D'après les Figures 4.30, 4.32 et 4.33, on remarque qu'une variation du facteur d'entraînement U avec l'augmentation de ΔP est associée au changement du débit massique secondaire, et par conséquent aux variations des puissances frigorifiques des deux évaporateurs. Sachant que le débit massique primaire n'est pas affecté par la variation de ΔP (constant).

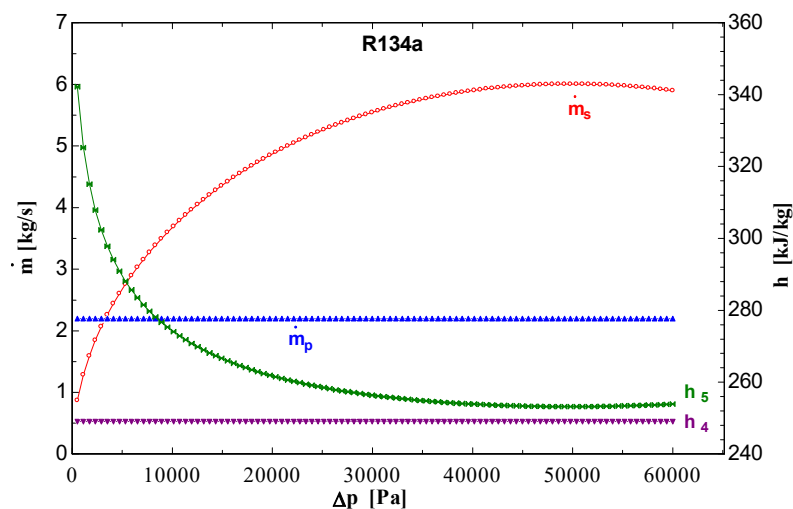


Figure 4.32: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur les débits massiques pour le R134a
(Sachant que les autres fluides frigorigènes ont également la même tendance)

Nous pouvons constater que le facteur d'entraînement U , la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation et le débit massique secondaire \dot{m}_s augmentent initialement jusqu'à atteindre une valeur maximum et diminuent ensuite avec l'augmentation de la chute de pression ΔP . Ils atteignent des valeurs maximales pour une valeur de ΔP précise et propre pour chaque fluide frigorigène, inversement au cas de la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération. Les courbes de cette dernière ont la même allure pour tous les fluides, légèrement parabolique, ce qui signifie qu'il existe une valeur minimale pour chaque frigorigène.

Dans la Figure 4.32, on voit clairement que le débit massique primaire est constant et ne change pas avec ΔP ; par contre le débit massique total passe par l'évaporateur de réfrigération change avec ΔP , ce qui affecte le titre x_5 à la sortie de ce dernier, d'où la variation de l'enthalpie h_5 à la sortie de l'évaporateur EV1.

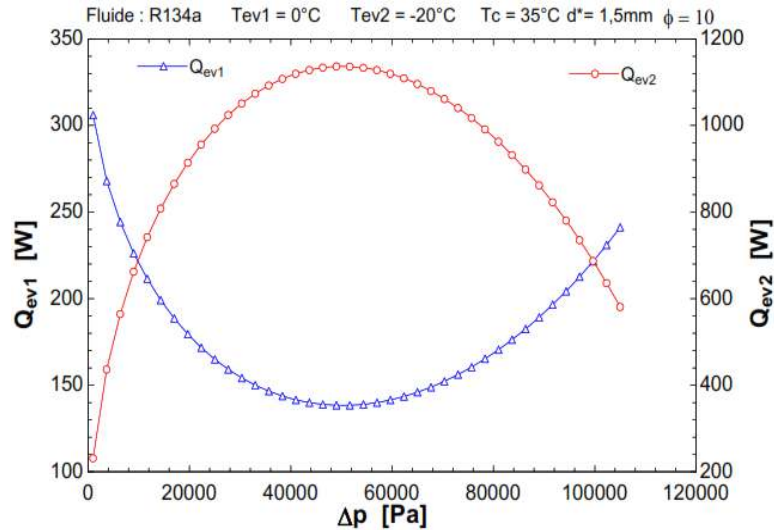


Figure 4.33: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur les puissances frigorifiques

Les variations du COP, de la capacité frigorifique volumétrique VCC et des rapports de compression RC et PLR avec la chute de pression ΔP sont illustrées aux Figures 4.34, 4.35 et 4.36.

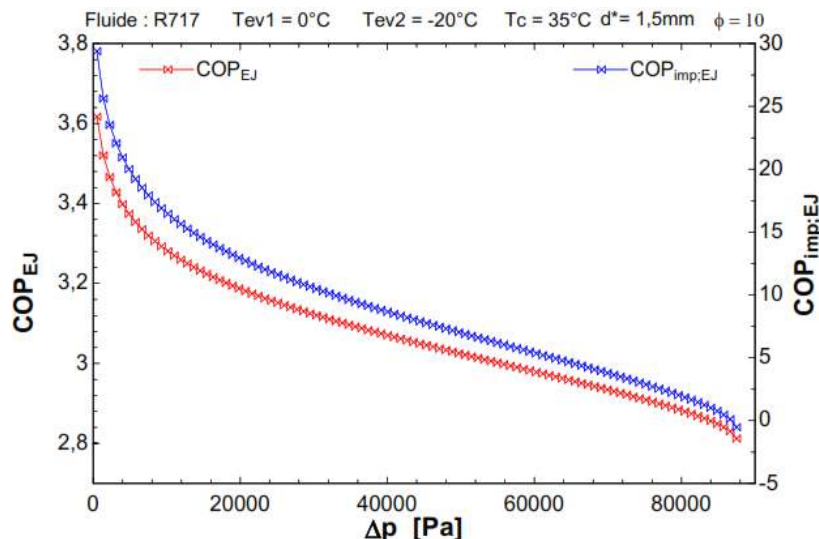


Figure 4.34: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur le coefficient de performance du cycle

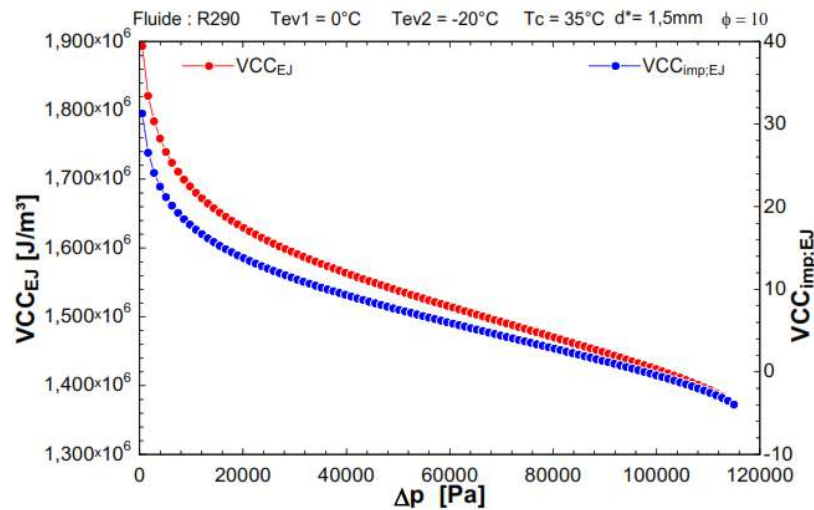


Figure 4.35: Effet de la chute de pression dans la tuyère d'aspiration sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

On voit clairement que le comportement du COP et du VCC est associé au comportement du taux de compression RC. L'augmentation de la chute de pression signifie : une pression de mélange plus faible et par conséquent un PLR plus faible, ce qui entraîne un taux de compression RC plus élevé, d'où un travail de compression plus élevé. Dans ces conditions, le volume spécifique du frigorigène vapeur à l'aspiration du compresseur est plus élevé aussi. Ainsi, lors de l'augmentation de la chute de pression de l'écoulement dans la tuyère d'aspiration de l'éjecteur ΔP , il y a une diminution du COP et du VCC avec une augmentation du taux de compression RC.

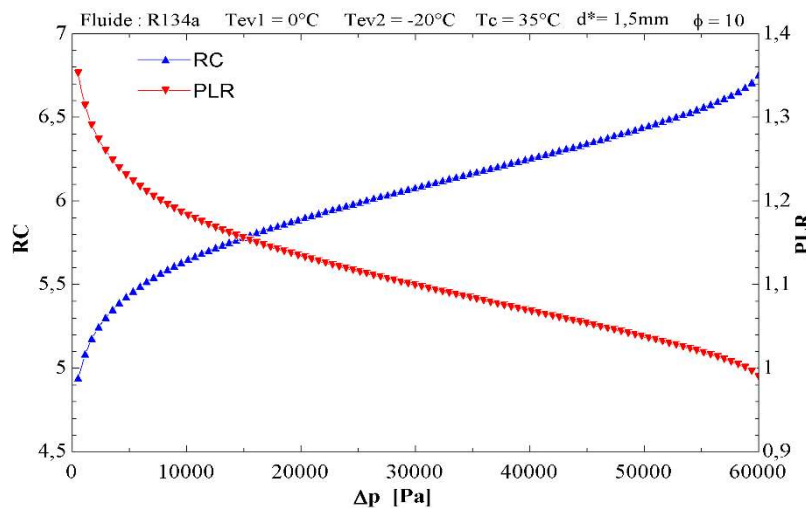


Figure 4.36: Effet de la chute de pression de l'écoulement dans la tuyère d'aspiration sur les rapports de compression (cycle et éjecteur)

De plus, les Figures 4.34 et 4.35 montrent que l'amélioration du COP et de la VCC diminuent avec l'augmentation de la chute de pression. La chute de pression est fixée à 5 KPa pour le reste de l'étude.

4.2.5.2 Effet de la nature du fluide sur les performances du cycle

Les Figures 4.37 et 4.38 montrent l'effet de la nature du fluide sur les performances du cycle hybride DEERC. On constate que les performances du nouveau système DEERC varient d'un fluide frigorigène à un autre et que le R717 conduit au meilleur coefficient de performance. En revanche, c'est le R1234yf qui donne la plus faible performance.

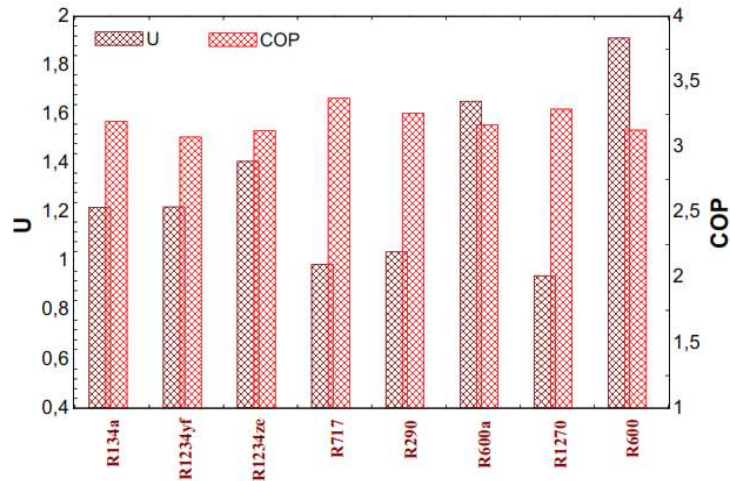


Figure 4.37: Effet de la nature du fluide sur le facteur d'entraînement et le COP du système hybride DEERC

Ces figures font apparaître une variation importante du coefficient de performance entre les systèmes conventionnel et hybride DEERC, ainsi que d'un frigorigène à l'autre.

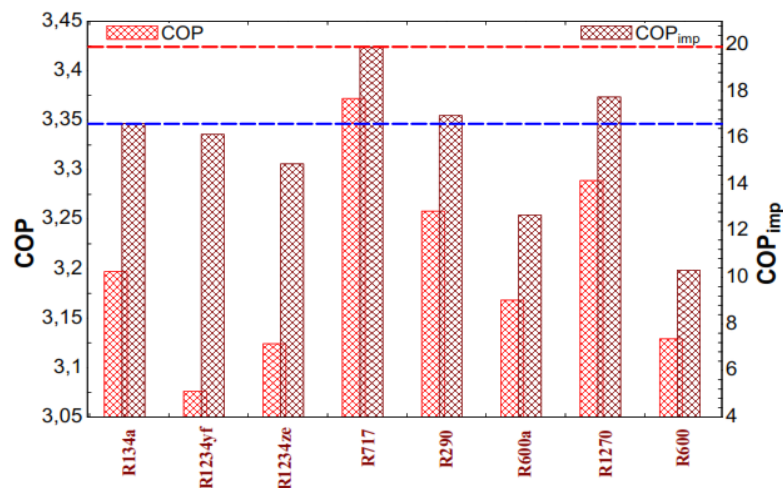


Figure 4.38: Amélioration apportée au cycle par l'intégration de l'éjecteur pour différents frigorigènes

Effectivement, le travail spécifique mécanique est fonction de la différence de pression en amont et en aval du compresseur. Cet écart de pression n'est pas aussi important dans le système DEERC, puisque l'éjecteur sert à accroître la pression à l'entrée du compresseur (donc une diminution du taux de compression), et par conséquent une diminution de la puissance mécanique consommé et une augmentation du COP de la machine frigorifique.

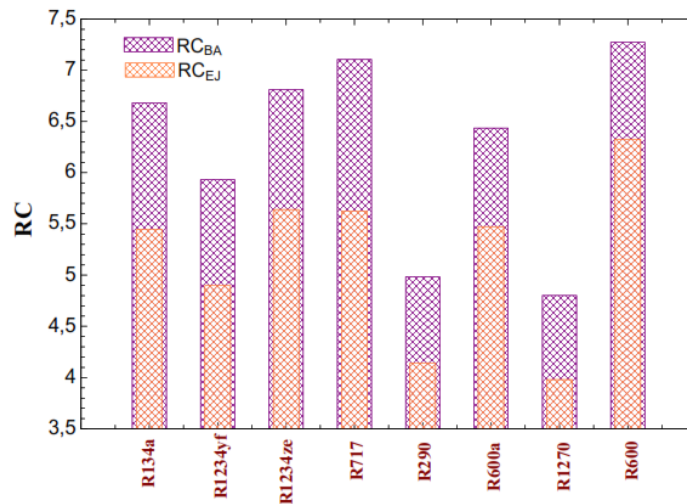


Figure 4.39: Comparaison du rapport de compression entre le système conventionnel et le nouveau système hybride DEERC

Cette constatation est renforcée à travers la Figure 4.39, qui illustre une comparaison du rapport de compression entre le système conventionnel et le système hybride DEERC où on voit une réduction dans le taux de compression RC pour tous les fluides frigorigènes. Le R717 donne le meilleur coefficient de performance COP puisqu'il offre la meilleure réduction du rapport de compression RC comme indiqué par la Figure 4.40 avec une réduction de 26.39 %. Notons que le butane et l'isobutane sont les fluides frigorigènes les moins bénéficiant de l'insertion de l'éjecteur avec des réductions dans le rapport de compression de l'ordre de 14.94 % et % 16.75 respectivement.

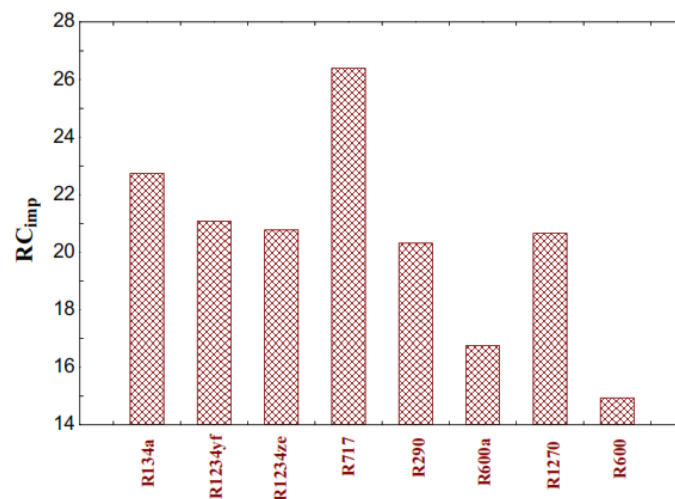


Figure 4.40: Valeurs du RC_{imp} (réduction du rapport de compression) en fonction de la nature de fluide

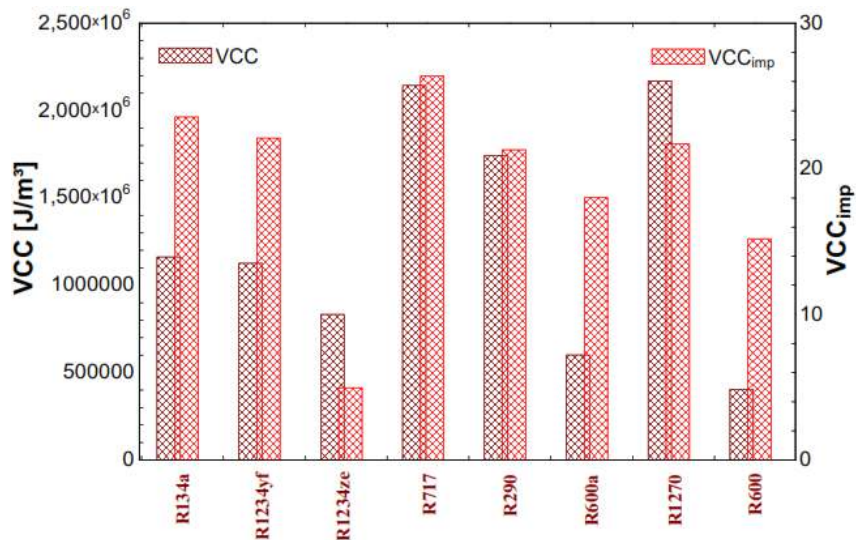


Figure 4.41: Effet de la nature du fluide sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

D'après la Figure 4.41, il est évident que l'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique à cause de l'ajout de l'éjecteur varie d'un fluide à l'autre. Les fluides les plus bénéficiant de cet ajout sont le R717, le R134a et le R1234yf avec des améliorations de 26.37%, 23.55% et 22.11% , il en résulte une réduction de la taille du compresseur, des composants et de la tuyauterie.

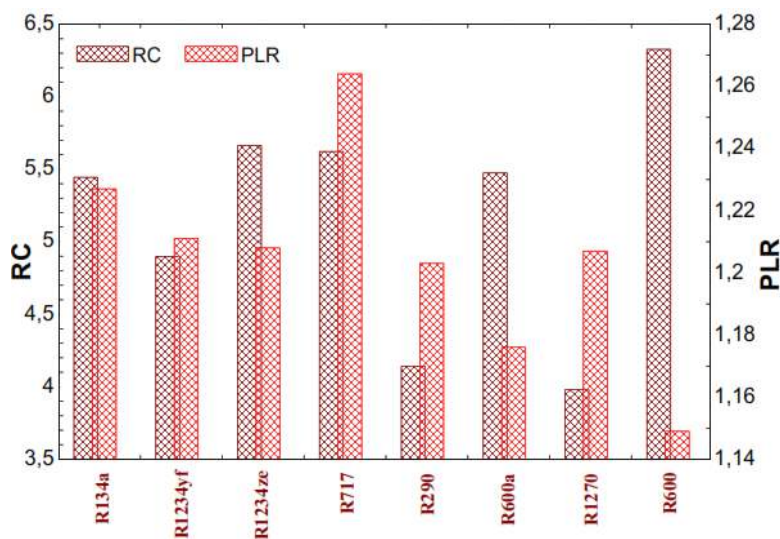


Figure 4.42: Effet de la nature du fluide sur les rapports de compression (cycle et éjecteur)

La Figure 4.42 présente les valeurs des rapports de compression (cycle et éjecteur) correspondant au cycle hybride à compression/éjection et à deux évaporateurs selon la nature du fluide. Cette figure met en évidence la variation du PLR ainsi que le RC d'un fluide à l'autre et que l'ammoniac, le R134a et le R1234yf conduisent aux meilleurs PLR.

4.2.5.3 Effet de la température de condensation sur les performances du cycle

Les Figures 4.43 et 4.44 présentent l'influence de T_c sur le coefficient de performance du cycle DEERC et ce à $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$, $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$.

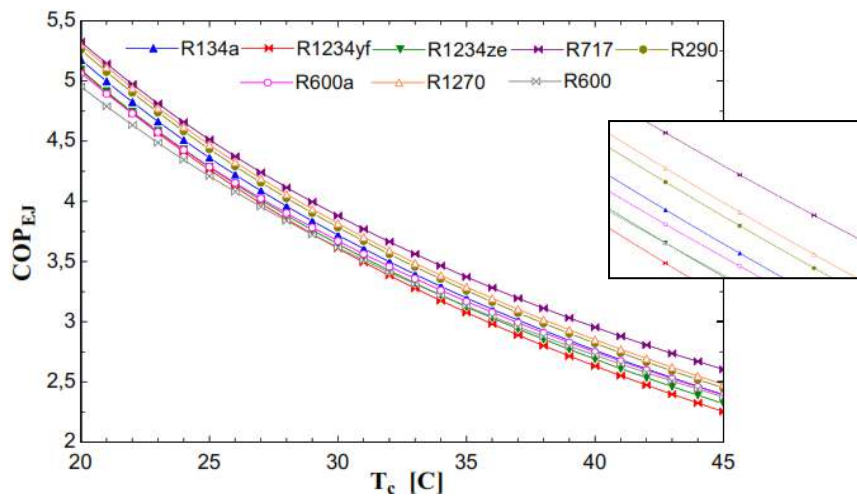


Figure 4.43: Effet de la température de condensation sur le COP du système DEERC

Des allures similaires ont été observées dans les profils des courbes (décroissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés. On remarque que pour des faibles valeurs de la température de condensation, des coefficients de performance importants peuvent être atteints pour tous les fluides, cependant, une augmentation de T_c entraîne une diminution du COP de la machine frigorifique DEERC.

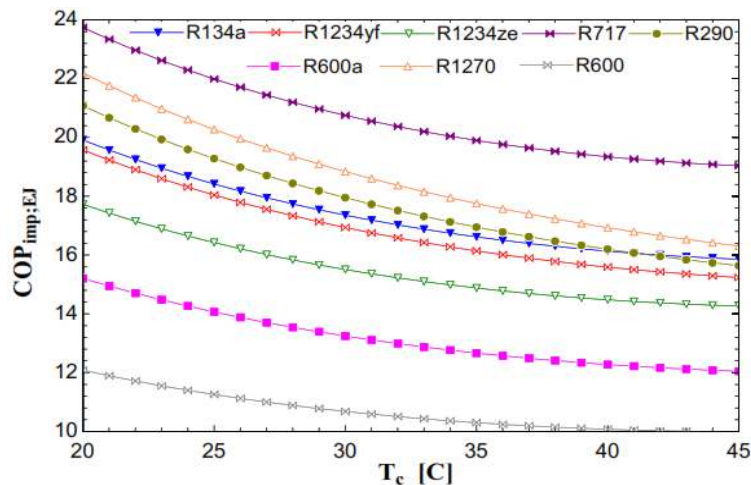


Figure 4.44: Effet de la température de condensation sur l'amélioration du COP du cycle DEERC

Cette dégradation du COP s'explique par le fait que la même quantité de vapeur est comprimée à des pressions accrues, il en résulte une diminution des performances de la machine frigorifique (diminution de l'effet frigorifique de l'évaporateur de réfrigération EVI avec une augmentation du travail spécifique mécanique). Comme le montre clairement ces figures, le

R1234yf à le COP le plus bas parmi les fluides frigorigènes étudiés, tandis que le R717 à le COP le plus élevé suivi par le propylène puis le propane.

Par ailleurs, la Figure 4.44 présente les valeurs du COP_{imp} correspondant à l'ajout d'un éjecteur au système standard à compression de vapeur avec deux évaporateurs en fonction de T_c . Ces courbes ont presque une allure qui ressemble à celle du COP et même à celle du VCC comme le montre la Figure 4.45. Par ailleurs, les COP_{imp} et la capacité frigorifique volumétrique diminuent avec l'augmentation de la température de condensation pour tous les fluides. Par contre, l'amélioration du VCC soit constante quoi que ce soit la température de condensation (n'est pas affectée par les variations de la température de condensation).

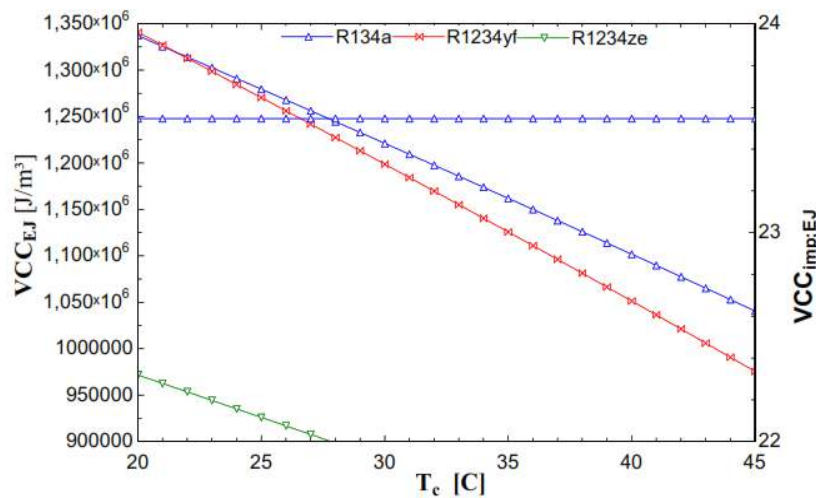


Figure 4.45: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC et de son amélioration

Quant au rapport de compression RC représenté sur la Figure 4.46, on peut confirmer que l'augmentation de la température de condensation entraîne celle du RC d'une façon monotone, et ce pour tous les fluides frigorigènes.

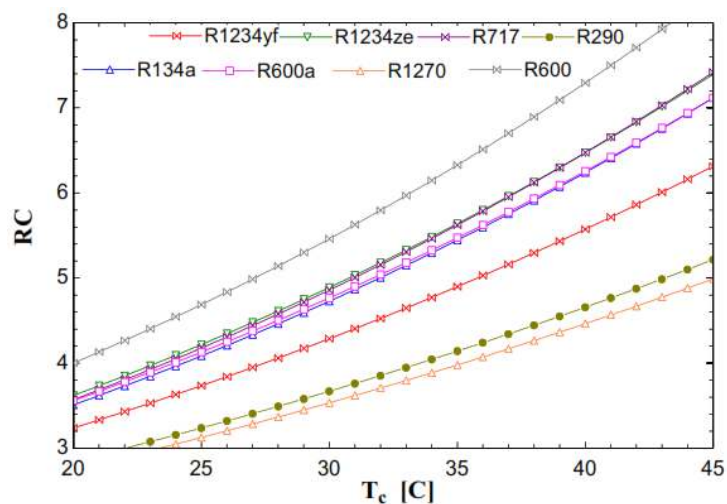


Figure 4.46: Effet de la température de condensation sur le rapport de compression du cycle DEERC

Le rapport de compression RC s'adapte automatiquement au rapport de pression utile en fonction des températures de condensation T_C et de congélation T_{ev2} . Donc la pression de refoulement augmente proportionnellement avec l'augmentation de T_C ce qui entraîne une augmentation du RC. La variation de ce dernier est analogue pour tous les fluides avec une légère différence.

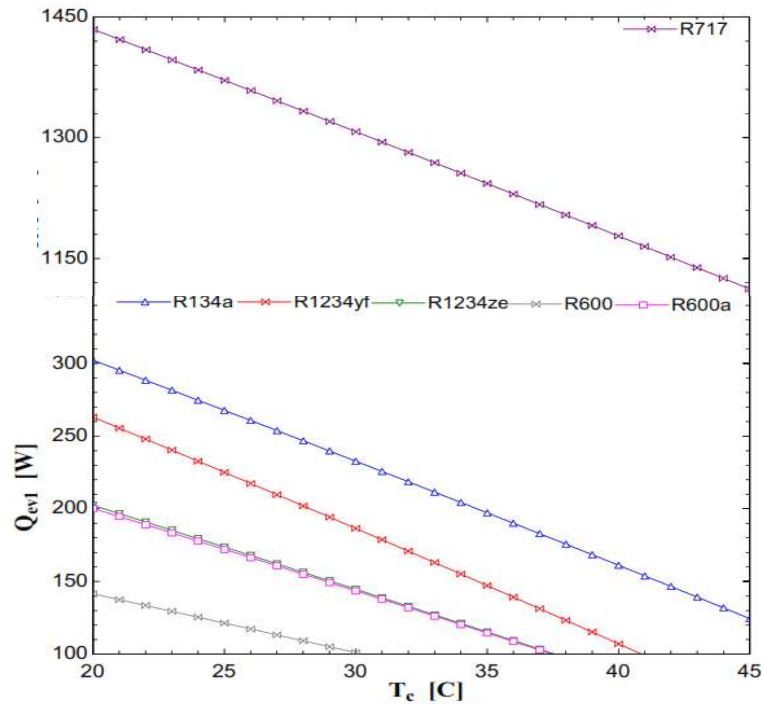


Figure 4.47: Effet de la température de condensation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur EV1 du cycle DEERC

D'après la Figure 4.47, la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération diminue avec l'augmentation de T_C , cela est due à l'effet de la différence enthalpique aux bornes de l'évaporateur de réfrigération EV1 (l'effet frigorifique) qui se trouve diminuée, ce qui entraîne une diminution de la puissance frigorifique de réfrigération (le débit étant constant). En revanche la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation n'est pas affectée par les variations de T_C .

4.2.5.4 Effet de la température de réfrigération T_{ev1} sur les performances du cycle

L'effet de T_{ev1} sur les performances du système DEERC (COP) et de l'éjecteur (U) pour des températures de condensation $T_C=35^\circ\text{C}$ et de congélation $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$ est illustré sur la Figure 4.48 pour tous les fluides frigorigènes considérés. On remarque que le coefficient de performance augmente lorsque T_{ev1} augmente. Tandis que le facteur d'entraînement diminue avec cette augmentation.

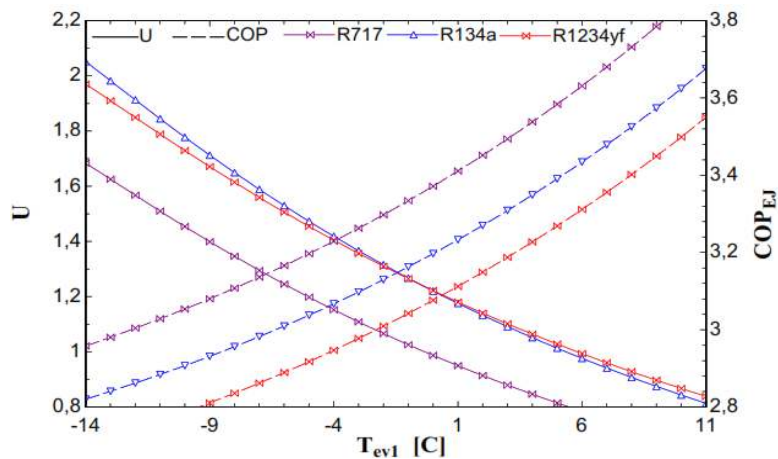


Figure 4.48: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur les performances de l'éjecteur et du cycle DEERC

L'augmentation de T_{ev1} conduit d'une part à l'augmentation de la puissance frigorifique (\dot{Q}_{ev1}) due à une augmentation de l'effet frigorifique produit dans l'évaporateur EV1 et du débit total du frigorigène qui y circule, et d'autre part à une diminution de la puissance frigorifique de congélation (\dot{Q}_{ev2}), comme le montre la Figure 4.49. Le rapport croissant dans la puissance frigorifique \dot{Q}_{ev1} est plus élevé et, par conséquent, le coefficient de performance augmente avec l'augmentation de T_{ev1} pour des températures de condensation et de congélation fixes. Les résultats de la simulation montrent aussi que le U diminue puisque l'augmentation de T_{ev1} conduit d'une part à une augmentation du débit primaire et d'autre part à une diminution du débit secondaire circulant dans l'évaporateur EV2.

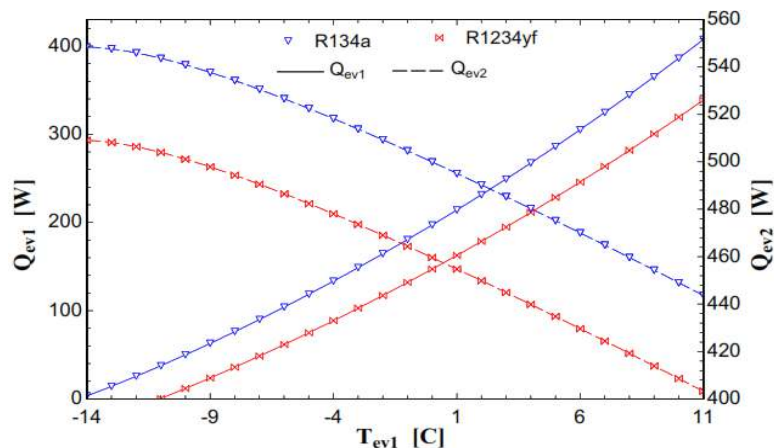


Figure 4.49: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur les puissances frigorifiques du cycle DEERC

La Figure 4.50 présente les valeurs du COP_{imp} correspondant à l'ajout de l'éjecteur au système conventionnel à compression de vapeur avec deux évaporateurs en fonction de la température d'évaporation T_{ev1} . L'allure de ces courbes est presque identique à celle du COP et même à celle du VCC et VCC_{imp} comme la montre la Figure 4.51. On constate que pour tous les frigorigènes, les COP_{imp} , VCC et VCC_{imp} augmentent avec l'augmentation de T_{ev1} .

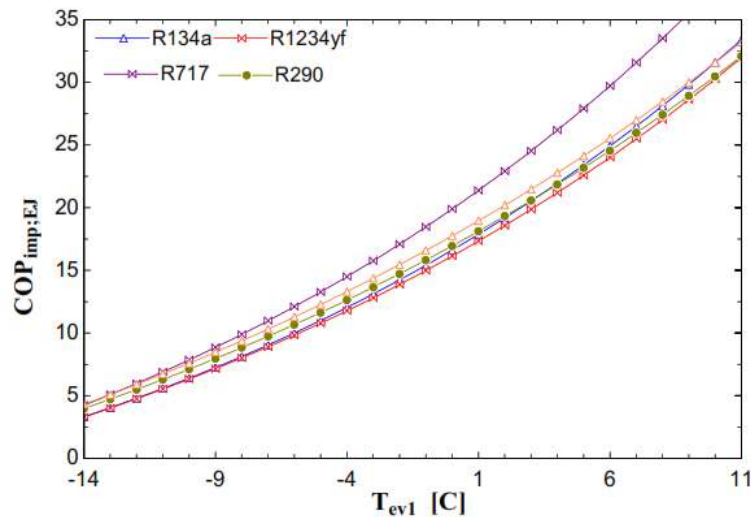


Figure 4.50: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur l'amélioration du COP du système DEERC

L'augmentation du VCC est expliquée par le fait que lorsque la température de l'évaporateur T_{ev1} augmente, le rapport croissant dans la puissance frigorifique \dot{Q}_{ev1} et la masse volumique de la vapeur à l'aspiration du compresseur sont plus élevées.

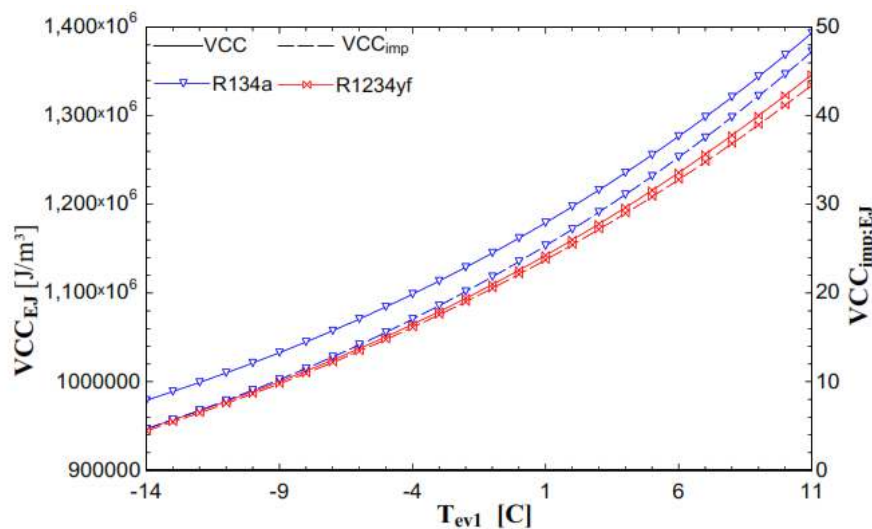


Figure 4.51: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur la capacité frigorifique volumétrique du système DEERC

L'influence de T_{ev1} sur le rapport de compression RC est présentée sur la Figure 4.52, on peut remarquer qu'il diminue d'une manière monotone quand T_{ev1} augmente, cette diminution est due au fait à l'augmentation de la pression d'aspiration du compresseur avec l'augmentation de la pression du fluide diphasique au niveau de l'évaporateur de réfrigération. Inversement au comportement du RC , le RC_{imp} s'améliore avec l'augmentation de T_{ev1} .

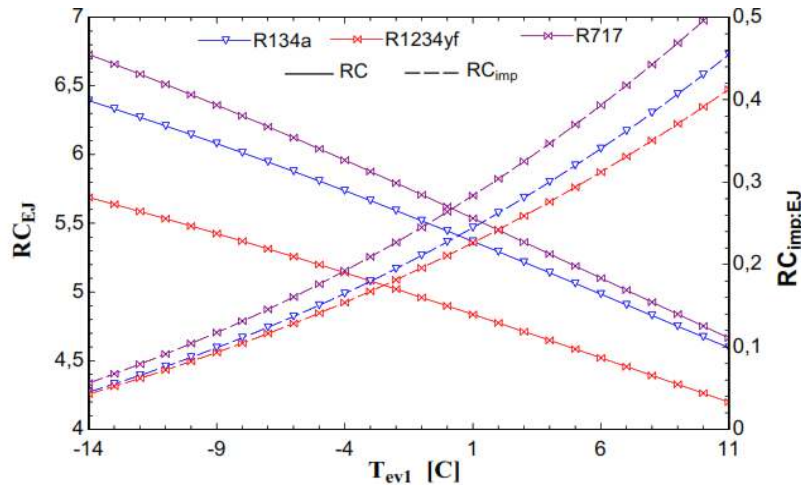


Figure 4.52: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le rapport de compression du cycle DEERC

Quant au rapport de compression de l'éjecteur PLR présenté sur la Figure 4.53, on peut confirmer qu'il augmente d'une façon monotone avec l'augmentation de T_{ev1} et cela est dû à une augmentation de la pression d'aspiration au compresseur avec l'augmentation de la pression du fluide diphasique au niveau de l'évaporateur de réfrigération. Sachant que la pression d'aspiration de l'éjecteur n'est pas affectée par les variations de T_{ev1} (maintenue constante et correspondant à la pression de saturation de T_{ev2}).

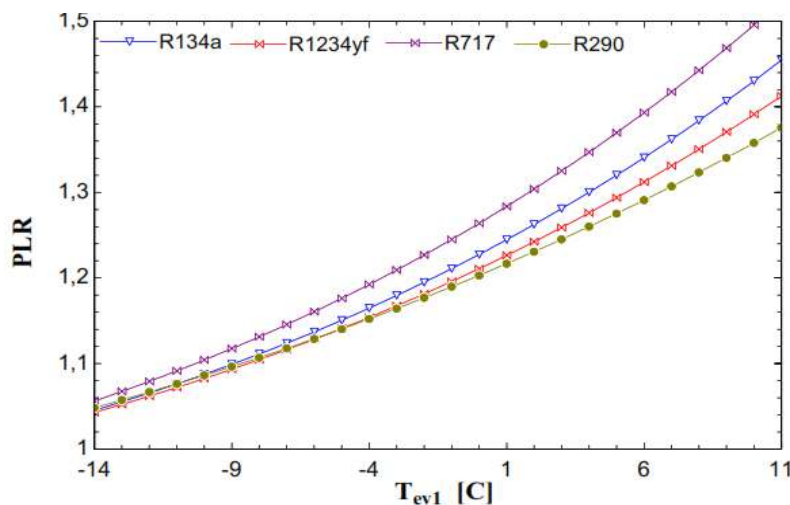


Figure 4.53: Effet de la température d'évaporation (réfrigérateur) sur le rapport de compression de l'éjecteur du cycle DEERC

4.2.5.5 Effet de la température de congélation T_{ev2} sur les performances du cycle

L'effet de T_{ev2} sur le taux d'entraînement de l'éjecteur pour une valeur de T_{ev1} fixée et égale à 0°C est illustré sur la Figure 4.54. On peut remarquer que le U augmente lorsque la température T_{ev2} augmente. Ceci s'explique par la stabilité du débit primaire avec l'augmentation du débit secondaire.

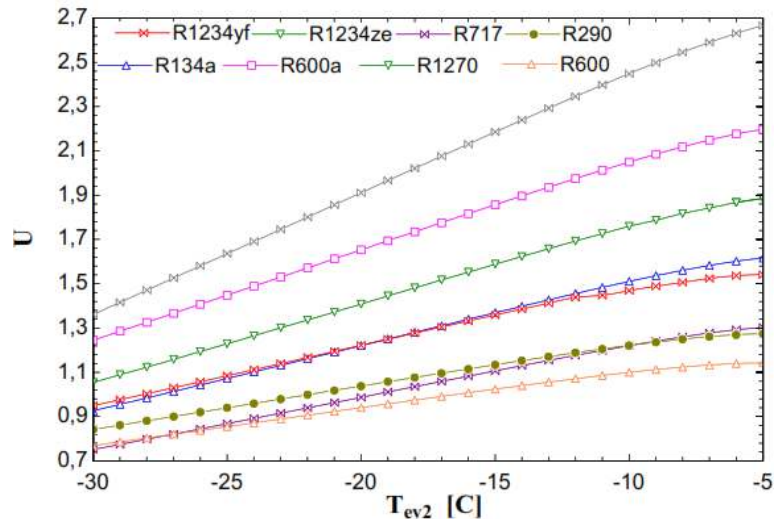


Figure 4.54: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur le facteur d'entraînement de l'éjecteur du système DEERC

La Figure 4.55 met en évidence que l'augmentation de T_{ev2} entraîne celle du COP. Des allures similaires ont été observées dans les profils de toutes les courbes (croissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés. Ainsi, l'évolution du COP du cycle frigorifique en fonction du T_{ev2} est identique pour tous les frigorigènes.

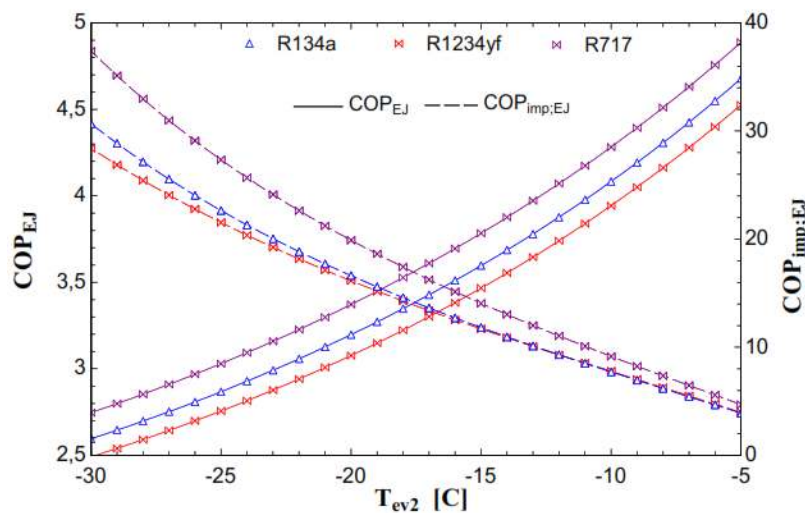


Figure 4.55: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur le COP du cycle DEERC

Cette augmentation est due au fait que lorsque T_{ev2} , la pression d'aspiration du compresseur augmente également. A pression d'aspiration plus élevée, le travail spécifique mécanique se trouve diminué et donc la puissance mécanique, malgré une relative augmentation du débit total. Par ailleurs, la puissance de réfrigération \dot{Q}_{ev1} diminue avec l'augmentation de la température T_{ev2} alors que celle de congélation augmente, voir Figures 4.56 et 4.57. Il en résulte un COP croissant avec T_{ev2} .

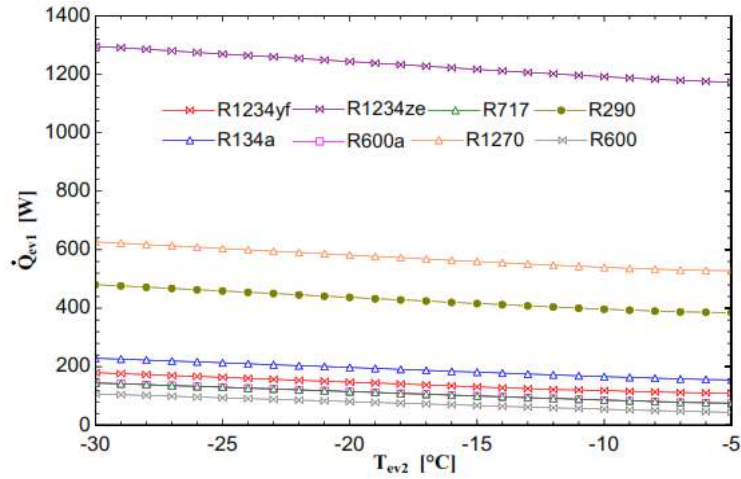


Figure 4.56: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération du cycle DEERC

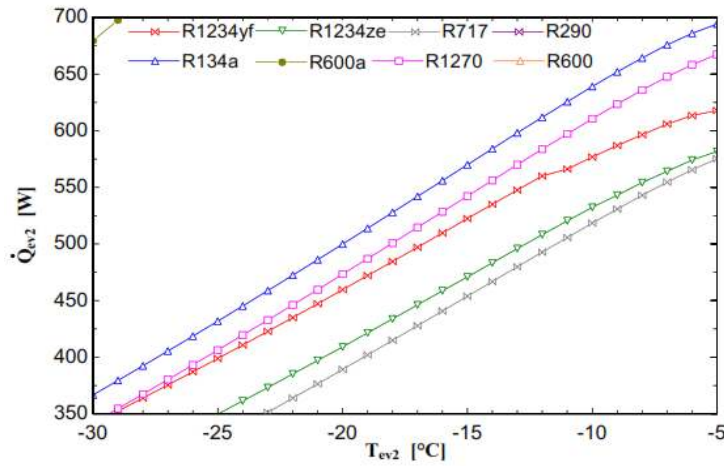


Figure 4.57: Effet de la température de congélation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation du cycle DEERC

Cependant, l'amélioration du COP est plus favorable pour des basses températures de l'évaporateur de congélation T_{ev2} .

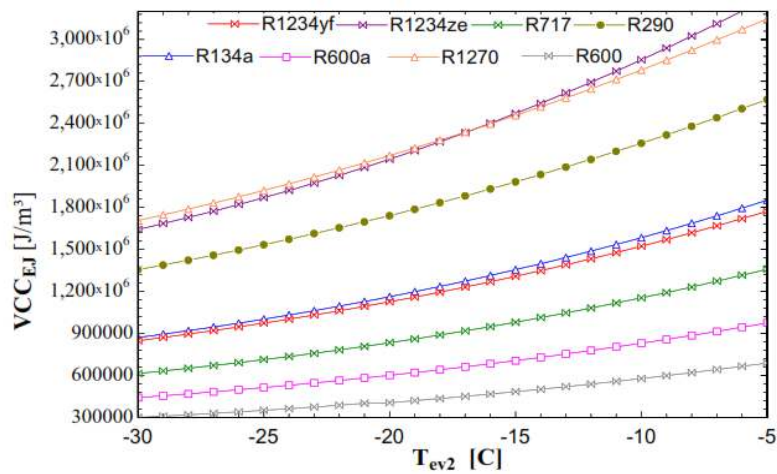


Figure 4.58: Effet de la température de congélation sur la capacité frigorifique volumétrique du système DEERC

Les Figures 4.58 et 4.59 montrent que la capacité frigorifique volumétrique augmente avec l'augmentation de T_{ev2} . Cela est dû d'une part au fait que lorsque la température de l'évaporateur EV2 augmente, le rapport croissant dans la puissance frigorifique \dot{Q}_{ev2} est élevé que le rapport de décroissance de \dot{Q}_{ev1} , et d'autre part, cette augmentation entraîne celle de la masse volumique de vapeur entrant dans le compresseur. Cependant, l'amélioration du VCC est plus favorable pour des basses températures de T_{ev2} .

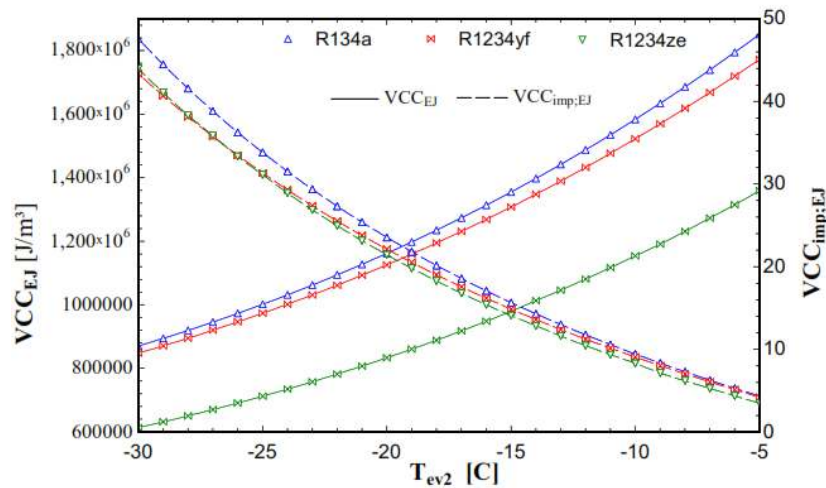


Figure 4.59: Effet de la température d'évaporation (congélation) sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle DEERC

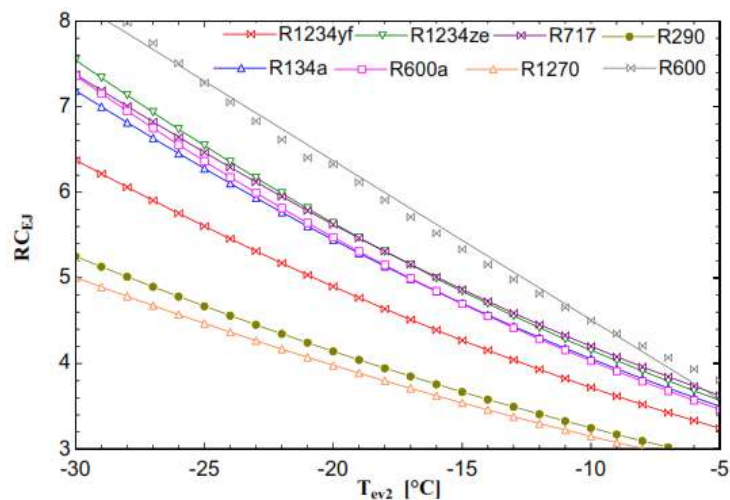


Figure 4.60: Effet de la température de congélation sur le rapport de compression du cycle DEERC

Quant au rapport de compression RC illustré sur la Figure 4.60, il est évident qu'une augmentation de la température de l'évaporateur de congélation conduit à une diminution du rapport de compression du système d'une façon monotone. Cette diminution peut s'expliquer par le fait que, lorsque la température T_{ev2} augmente, la pression à l'entrée du compresseur augmente également, sachant que la pression de refoulement est stable, donc le rapport/taux de compression RC diminue.

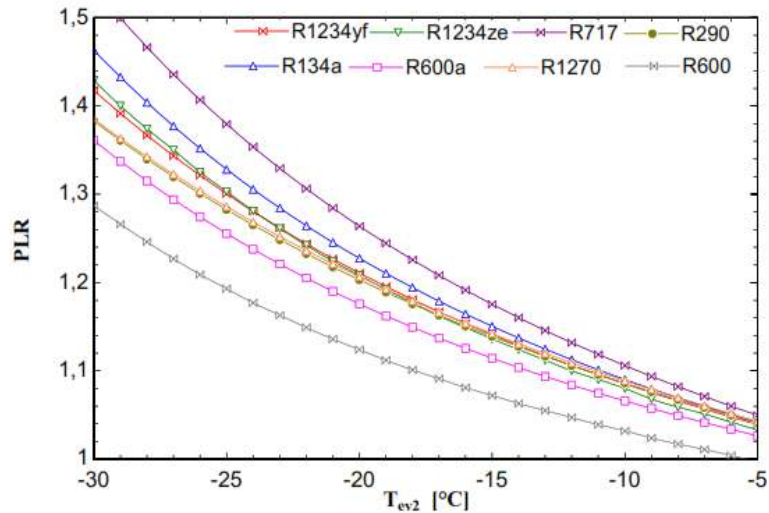


Figure 4.61: Effet de la température de congélation sur le rapport de compression de l'éjecteur du système DEERC

L'effet de la température de l'évaporateur de congélation sur le taux de compression de l'éjecteur PLR est présenté sur la Figure 4.61. On peut confirmer qu'il augmente d'une manière monotone avec la diminution de T_{ev2} et cela est dû à la diminution de la pression d'aspiration de l'éjecteur.

4.2.6 Conclusion

Les résultats obtenus montrent que le cycle frigorifique hybride DEERC permet d'obtenir des COP plus élevées par rapport à celles du cycle standard à compression de vapeur et ce dans les mêmes conditions de fonctionnement. L'étude des performances du système frigorifique hybride en fonction de plusieurs paramètres, permet de tirer les conclusions suivantes :

- ✘ Il existe un optimum ou une plage de chute de pression ΔP précise et propre pour chaque fluide frigorigène avec laquelle les valeurs maximales de U peuvent être obtenues.
- ✘ Parmi les frigorigènes pris en compte, il s'agit du R717 qui mène aux meilleures performances avec une amélioration du coefficient de performance de 19,92 %.
- ✘ Une augmentation des températures d'évaporation entraîne une augmentation des performances du cycle (COP et VCC) et une diminution du rapport de compression RC. Par contre, le facteur d'entraînement de l'éjecteur U augmente avec l'augmentation de T_{ev2} et la diminution de T_{ev1} , on constate que le U n'est pas un facteur déterminant sur le COP.

- ✂ L'augmentation de la température de condensation entraîne la diminution des caractéristiques de performance du cycle (COP et VCC) et une augmentation du taux de compression RC. Par contre, le facteur d'entraînement U reste insensible aux variations de cette température.

- ✂ L'amélioration du coefficient de performance COP_{imp} à cause de l'ajout de l'éjecteur est plus favorable pour des basses températures de l'évaporateur de congélation T_{ev2} et de condensation T_C , inversement au cas avec la température de l'évaporateur de réfrigération T_{ev1} .

- ✂ L'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique VCC_{imp} et l'amélioration du taux de compression RC_{imp} du système frigorifique DEERC ainsi que le taux de compression de l'éjecteur PLR sont plus favorables pour des basses températures de l'évaporateur de congélation T_{ev2} et des hautes températures de l'évaporateur de réfrigération T_{ev1} . Par contre, ces paramètres ne sont pas sensibles aux variations de T_C .

4.3 Système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs avec IHX

La nouvelle composante dans ce système est l'échangeur de chaleur interne IHX qui permet de coupler le sous-refroidissement du fluide sous forme de liquide à la surchauffe de la vapeur, la variation d'enthalpie aux bornes de l'évaporateur de réfrigération se trouve augmentée et donc la puissance frigorifique pour presque le même travail fourni par le compresseur, ce qui conduit à l'amélioration du COP. Cette amélioration de l'efficacité réduit la consommation d'énergie et donc du carburant.

En fait, l'IHX n'améliore pas forcément les performances des systèmes frigorifiques à compression. Il fonctionne principalement comme un moyen de sécurité pour garantir que le fluide venant du condenseur est sous forme de liquide sous-refroidi, évitant ainsi la présence de pré-détente (flash gaz) à l'entrée du détendeur, et que le fluide à l'entrée du compresseur est de la vapeur surchauffée, ce qui évite la possibilité de présence de gouttelettes de frigorigène liquide à l'entrée du compresseur.

Dans certains cas, comme on le voit dans le système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs, l'amélioration du COP en ajoutant un IHX devient un avantage supplémentaire.

4.3.1 Description du cycle

Un système frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs munis d'un IHX contient les composantes suivantes : un compresseur, un condenseur, deux valves de détente, un séparateur vapeur-liquide, deux évaporateurs, un éjecteur et un IHX.

Il est clair que l'IHX n'a pas d'emplacement fixe dans le cycle frigorifique DEERC (Dual-evaporator ejector refrigeration cycle). Par ailleurs, les études réalisées sur une configuration particulière insistent sur l'hypothèse où la combinaison de l'IHX et de l'éjecteur n'augmente pas toujours le COP. Aux fins de l'évaluation de l'effet d'insertion d'IHX dans un système frigorifique hybride à compression/éjection avec deux évaporateurs, le présent travail propose de placer l'IHX entre le condenseur et l'éjecteur (Figure 4.62), auquel il est fait référence à la configuration utilisée par Molés et al. [96] pour un seul évaporateur. Cette configuration est évaluée dans un cycle frigorifique utilisant un éjecteur à section constante de mélange en utilisant les huit fluides frigorigènes cités auparavant, afin de déterminer les performances énergétiques en fonction de l'efficacité de l'IHX et des conditions opératoires.

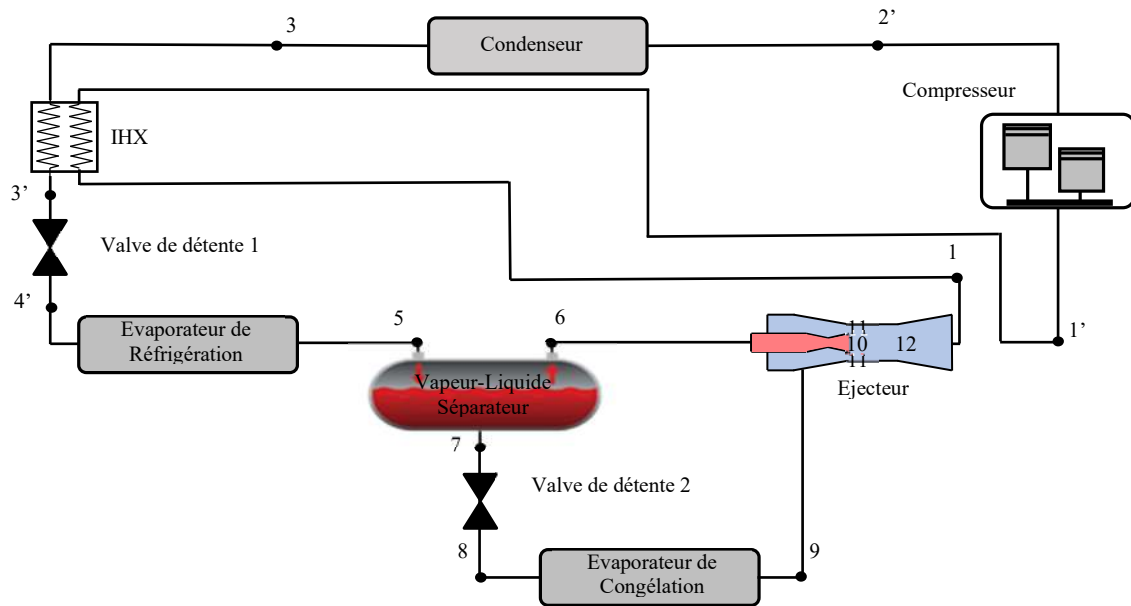


Figure 4.62: Schéma d'un système frigorifique hybride à compression / éjection avec deux évaporateurs à vapeur saturée munis d'un IHX

L'usage d'un IHX permettra de coupler le sous-refroidissement du fluide sous forme de liquide à la surchauffe de la vapeur, le sous-refroidissement accru avant la détente réduit l'enthalpie d'entrée de l'évaporateur de réfrigération et augmente ainsi la capacité de refroidissement spécifique. La surchauffe accrue du fluide avant la compression réduit le volume spécifique de la vapeur d'aspiration et augmente la température d'entrée du compresseur, tel qu'illustré sur la Figure 4.62.

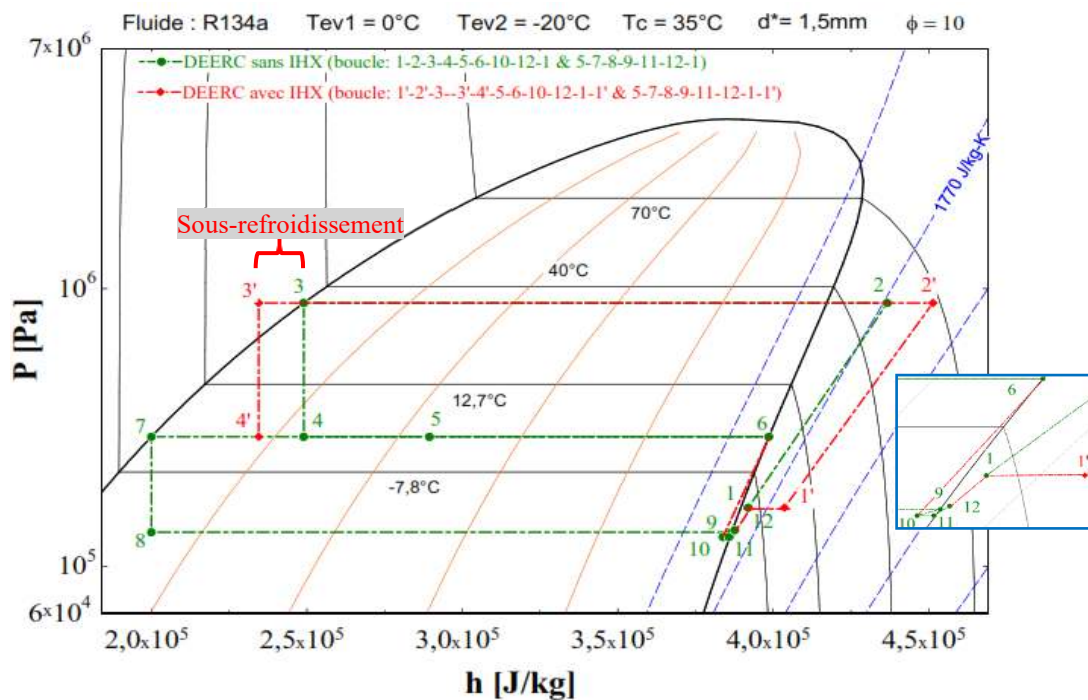


Figure 4.63: Diagramme P-h d'un système frigorifique hybride à compression / éjection avec deux évaporateurs à vapeur saturée munis d'un IHX

La Figure 4.63 présente le diagramme p-h de cette configuration, et celui-ci est décrit pour chaque état thermodynamique comme suit : le fluide frigorigène en aval du condenseur (état 3) et en état de liquide saturé passe à travers l'IHX dont le but est de produire un sous-refroidissement. Le sous-refroidissement effectué réduit l'enthalpie d'entrée de la première valve de détente (de h_3 à $h_{3'}$). Le fluide frigorigène sous forme de liquide sous-refroidi quitte l'IHX (état 3') et se détend dans le premier tube capillaire où sa pression et température réduisent à la pression et la température d'évaporateur de réfrigération. Une fois qu'il quitte la valve de détente sous forme de mélange diphasique (état 4'), le fluide frigorigène entre dans l'évaporateur de réfrigération EV1 où, en absorbant de la chaleur, il s'évapore partiellement. En quittant ce dernier, le frigorigène sous forme diphasique passe dans un séparateur liquide-vapeur (état 5) avec une division de flux, d'où les deux flux sortants sont en état de saturation. Le réfrigérant sortant du séparateur en état de vapeur saturé (état 6), appelé flux moteur ou primaire entre dans la tuyère primaire de l'éjecteur (état 10). Tandis que, le fluide frigorigène sous forme de liquide saturé venant du séparateur (état 7) se détend à travers une deuxième valve de détente jusqu'à ce que la pression d'évaporateur de congélation P_{ev2} soit atteinte (état 8), une fois qu'il quitte la deuxième valve de détente sous forme de mélange diphasique, ce réfrigérant atteint l'état de saturation en phase vapeur en sortant du l'évaporateur de congélation EV2 (état 9). Cette vapeur saturée, appelée fluide entraîné ou secondaire, se dirige vers la tuyère d'aspiration (secondaire) de l'éjecteur où elle va être aspirée et entraînée par le flux moteur à grande vitesse, de sorte que, plus tard, il entre dans la section de mélange (état 11). Puis, les deux flux moteur et entraîné se mélangent dans la chambre de mélangeage (état 12). Ensuite, ce mélange est comprimé à une nouvelle pression, comprise entre P_{EV1} et P_{EV2} , à travers le diffuseur, où sa pression soit augmentée et sa vitesse réduite (état 1). Une fois qu'il quitte le diffuseur, le fluide frigorigène entre dans l'IHX pour être surchauffé et introduit dans le compresseur (état 1'), garantissant que tout ce qui entre dans ce dernier composant est de la vapeur, et pas du liquide. Une fois dans le compresseur, le fluide sous forme de vapeur est comprimé avec un certain rendement isentropique et sort dans un état où la pression et la température sont élevées (état 2'). Cette vapeur chaude passe par le condenseur en cédant de la chaleur au milieu ambiante par échange thermique d'une façon isobare, le fluide frigorigène (vapeur chaude) se refroidit jusqu'à la condensation à la température T_C (état 3). Finalement, la vapeur retourne à l'IHX et le cycle se répète.

4.3.2 Analyse énergétique

L'analyse énergétique du cycle frigorifique hybride à compression/éjection à deux évaporateurs munis d'un IHX (amélioré) DEERC_{IHX} se fonde aussi sur les principes de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et des lois de la thermodynamique. Elle permet ainsi de calculer et déterminer les propriétés thermodynamiques (T, P, h, s, v, x) à chaque état du cycle de sorte que le COP peut être calculé.

Afin d'évaluer les performances de ce système amélioré, un programme de simulation a été développé en utilisant la version V9.478 du software EES. Les hypothèses permettant de simplifier la présente analyse sont pratiquement les mêmes que celles adoptées pour le système DEERC sans IHX.

Rappelant que le cycle hybride à compression/éjection à deux évaporateurs avec ou sans IHX contient trois niveaux de pression. Sauf indication contraire, ces trois niveaux de température ; la température du condenseur T_C , d'évaporateur de réfrigération T_{ev1} et d'évaporateur de congélation T_{ev2} sont fixées ($T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$), ainsi que les caractéristiques géométriques de l'éjecteur ; le rapport de section $\Phi = 10$ et le diamètre au col de la tuyère motrice $d^* = 1,5\text{mm}$ avec $\Delta P = 5\text{kPa}$. Afin de procéder à cette étude, on fixe aussi les paramètres caractérisant l'IHX : la valeur de sous-refroidissement $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ et la valeur du taux de transfert thermique ($\text{HTR} = 0.8$) [68].

4.3.3 Détermination des états du cycle

En se référant toujours à l'étude du cycle précédent, la modélisation de l'écoulement des fluides primaire et secondaire est décrite par les équations de (4.29) jusqu'au (4.72). Tandis que la modélisation de l'écoulement du mélange est représentée comme suite, en suivant le nouveau numérotage des points qui déterminent le cycle amélioré par l'ajout d'un IHX.

4.3.3.1 Modélisation de l'écoulement du mélange

Comme précédemment, les points : 12 et 01 sont décrite par les équations de (4.73) jusqu'au (4.93), le point 03 par les équations de (4.100) jusqu'au (4.102) et le point 05 par les équations de (4.107) jusqu'au (4.112).

- **Sortie de l'IHX vers le compresseur : pt N°1'**

La pression $P_{1'}$ et l'enthalpie $h_{1'}$ du fluide de mélange en aval de l'IHX sont définies à l'aide de la relation du rapport de transfert thermique comme suit ;

$$\text{HTR} = (h_{1'} - h_1) / (h_3 - h_{3'}) \quad (4.123)$$

Le frigorigène en aval de l'IHX est sous forme de vapeur surchauffée. Des transformations isobares dans les échangeurs, donc ;

$$P_{1'} = P_1 \quad (4.124)$$

Connaissant la pression $P_{1'}$ et l'enthalpie $h_{1'}$ du fluide frigorigène, le reste des propriétés thermodynamiques peut être déterminé à l'aide du EES comme suite ;

$$x_{1'} = f(P_{1'}, h_{1'}) \quad (4.125)$$

$$T_{1'} = f(P_{1'}, h_{1'}) \quad (4.126)$$

$$S_{1'} = f(T_{1'}, h_{1'}) \quad (4.127)$$

- **Sortie du Compresseur pt N°2'**

Une transformation isobare à travers le condenseur, donc ;

$$P_{2'} = P_3 \quad (4.128)$$

Le rendement du compresseur η_{comp} est déterminé aussi par la corrélation empirique établie par Brunin [164] pour tout frigorigène ;

$$\eta_{\text{comp}} = 0.874 - 0.0135(P_{2'}/P_{1'}) \quad (4.129)$$

Connaissant le rendement du compresseur, l'enthalpie en aval du compresseur pourra être déterminée de la manière suivante ;

$$h_{2'} = h_{1'} + ((h_{2'is} - h_{1'}) / \eta_{\text{comp}}) \quad (4.130)$$

Sachant que :

$$h_{2'is} = f(P_{2'}, S_{1'}) \quad (4.131)$$

pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du EES, on détermine toutes les autres propriétés thermodynamiques à ce point comme suit ;

$$S_{2'} = f(P_{2'}, h_{2'}) \quad (4.132)$$

$$T_{2'} = f(S_{2'}, h_{2'}) \quad (4.133)$$

- **Sortie de l'IHX vers la première valve de détente : pt N°3'**

Le flux de fluide sortant de l'IHX vers la première valve de détente est du liquide sous-refroidi, donc ;

$$T_{3'} = T_C - \Delta T \quad (4.134)$$

Une transformation isobare à travers l'IHX ;

$$P_{3'} = P_3 \quad (4.135)$$

Connaissant la température $T_{3'}$ et la pression $P_{3'}$ du frigorigène, le reste des propriétés thermodynamiques peut être déterminé à l'aide du EES comme suite ;

$$h_{3'} = f(P_{3'}, T_{3'}) \quad (4.136)$$

$$S_{3'} = f(P_{3'}, h_{3'}) \quad (4.137)$$

- **Sortie de la valve de détente 1 vers l'évaporateur de réfrigération : pt N°4**

Une détente isenthalpique dans la valve entre les pts 3' et 4' provoquera une variation de température du fluide ;

$$h_{4'} = h_{3'} \quad (4.138)$$

$$T_{4'} = T_{ev1} \quad (4.139)$$

Pour un fluide frigorigène donné et à l'aide du EES, on détermine ensuite les autres propriétés thermodynamiques ;

$$P_{4'} = f_{sat}(T_{4'}) \quad (4.140)$$

$$S_{4'} = f(P_{4'}, h_{4'}) \quad (4.141)$$

4.3.3.2 Calcul des performances :

Les performances du cycle sont définies par les puissances frigorifiques, le coefficient de performance, la capacité frigorifique volumétrique et le rapport de compression. En appliquant la loi du premier principe de la thermodynamique aux évaporateurs en régime stationnaire avec la négligence des pertes thermiques, la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération se calcule par l'équation ;

$$\dot{Q}_{ev1\ IHX} = \dot{m}_t (h_5 - h_{4'}) \quad (4.142)$$

Tandis que celle de l'évaporateur de congélation se calcule par l'équation (4.114).

La puissance mécanique se calcule par l'équation ;

$$\dot{W}_{comp\ IHX} = \dot{m}_t (h_2' - h_1') \quad (4.143)$$

Le coefficient de performance est un nombre adimensionnel déterminé par l'équation ;

$$COP_{IHX} = (\dot{Q}_{ev1\ IHX} + \dot{Q}_{ev2}) / \dot{W}_{comp\ IHX} \quad (4.144)$$

La capacité frigorifique volumétrique dépend de la masse volumique de la vapeur à l'amont du compresseur et de l'effet frigorifique total. Ce paramètre se calcule comme suit ;

$$VCC_{IHX} = (\dot{Q}_{ev1\ IHX} + \dot{Q}_{ev2}) / (\dot{m}_t v_1') \quad (4.145)$$

Le rapport de compression RC du compresseur dépend du nombre d'étages dont il dispose et de sa vitesse de rotation, en thermodynamique, le RC est défini comme étant le ratio entre les pressions de refoulement et d'aspiration, et se calcule par l'équation ;

$$RC_{IHX} = P_2' / P_1' \quad (4.146)$$

L'amélioration du coefficient de performance se calcule comme suit ;

$$COP_{imp\ IHX} = (COP_{IHX} - COP_{EJ}) / COP_{EJ} \quad (4.147)$$

L'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique se calcule par l'équation :

$$VCC_{imp\ IHX} = (VCC_{IHX} - VCC_{EJ}) / VCC_{EJ} \quad (4.148)$$

4.3.4 Résultats et discussion

Le modèle mathématique comprend les températures de fonctionnement ($T_C = 35^\circ\text{C}$, $T_{ev1} = 0^\circ\text{C}$ et $T_{ev2} = -20^\circ\text{C}$), la chute de pression $\Delta P = 5\text{kPa}$ à l'intérieure de la tuyère secondaire de l'éjecteur, les caractéristiques géométriques de l'éjecteur ($d^*=1,5\text{mm}$ et $\Phi=10$) et les paramètres caractérisant l'IHX : la valeur de sous-refroidissement $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ et la valeur du taux de transfert thermique $HTR=0.8$ (sauf indication contraire) comme entrée pour résoudre les équations décrites ci-dessus. Ce modèle mathématique est appliqué également à huit réfrigérants ; le fluide de référence R134a et les réfrigérants respectueux de l'environnement : R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et le R717.

Avant de présenter l'effet des conditions de fonctionnement sur les caractéristiques de performance du nouveau cycle, il est judicieux de cité les paramètres constants qui ne dépendent pas de l'introduction de l'échangeur de chaleur interne. Pour les mêmes conditions qu'auparavant, les débits massiques primaire et secondaire du fluide frigorigène (\dot{m}_s et \dot{m}_p), la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation (\dot{Q}_{ev2}), le rapport/taux de compression du système (RC), le taux d'entraînement de l'éjecteur (U) et le rapport/taux de compression de l'éjecteur (PLR) sont insensibles aux effets de l'IHX.

4.3.4.1 Effet de la nature du fluide sur les performances du système

Des comparaisons ont été faites pour le système de base et le système avec éjecteur sans et avec l'insertion de l'IHX. La Figure 4.64 montre une variation significative de COP, entre les différents cycles étudiés et d'un fluide à l'autre.

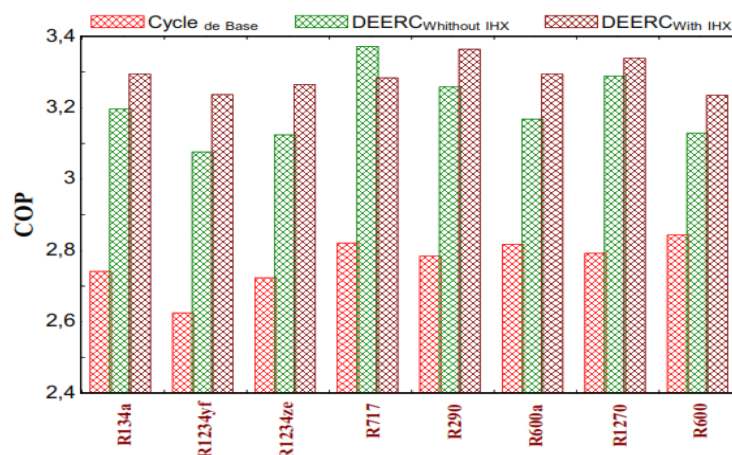


Figure 4.64: Comparaison du COP entre les trois systèmes étudiés

En ajoutant l'IHX, l'effet frigorifique spécifique produit à l'évaporateur de réfrigération passe de 4-5 à 4'-5 pour l'ensemble des fluides frigorigènes considérés comme illustré à la Figure 4.63. Cependant, le travail mécanique du compresseur a également augmenté de 1-2 à 1'-2' pour tous les fluides frigorigènes étudiés, notamment pour l'ammoniac.

En conséquence, le DEERC avec IHX donne une meilleure performance pour tous les fluides frigorigènes testés, à l'exception de l'ammoniac, qui a une meilleure performance sans IHX. Ceci est confirmé par les résultats de la Figure 4.65, qui illustre l'évolution de l'amélioration du COP du DEERC avec IHX pour tous les fluides frigorigènes étudiés. L'amélioration du COP est de 3,03 % dans le cas du R134a (fluide de travail de référence). Avec 5,23 %, le R1234yf a la meilleure amélioration du COP suivi du R1234ze avec une amélioration de 4,51 %.

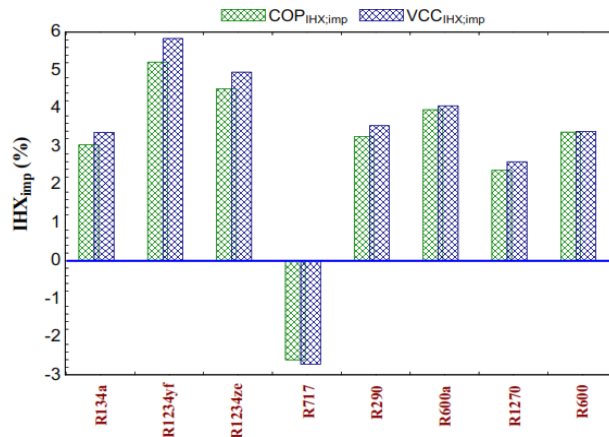


Figure 4.65: Amélioration apportée aux performances du cycle par l'ajout d'un IHX pour différents fluides frigorigènes

A noter que pour des valeurs de HTR plus faibles ($\sim 0,4$), les valeurs du COP_{imp} sont plus élevées pour tous les fluides testés, y compris le R717 dont les augmentations de COP deviennent positives. Les présents résultats sont cohérents à ceux obtenus par Domanski [60] et Pottker [74] qui ont conclu que les frigorigènes à chaleur latente de vaporisation élevée ont tendance à moins bénéficier du sous-refroidissement du condenseur. En effet, pour leur système de climatisation, les résultats indiquent que le R1234yf (COP_{imp}=8,4 %) bénéficierait le plus du sous-refroidissement du condenseur par rapport au R717(2,7 %), au R134a(5,9 %) et au R410A(7,0 %), à cause de sa forte masse moléculaire et sa faible chaleur latente de vaporisation.

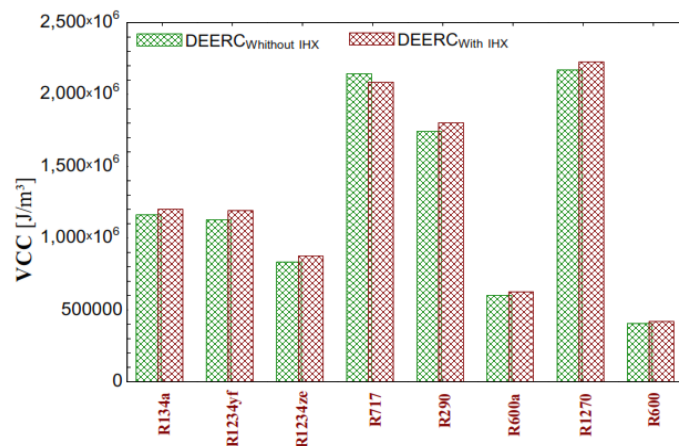


Figure 4.66: Effet apportée à la capacité frigorifique volumétrique du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents réfrigérants

D'après les Figures 4.66 et 4.67, il est évident que l'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique à cause de l'ajout d'un IHX varie d'un fluide à l'autre, les frigorigènes les plus bénéficiant sont le R1234yf et le R1234ze avec des améliorations de 5.84% et 4.95% ce qui permet une réduction de la taille du compresseur, de la tuyauterie et des composants.

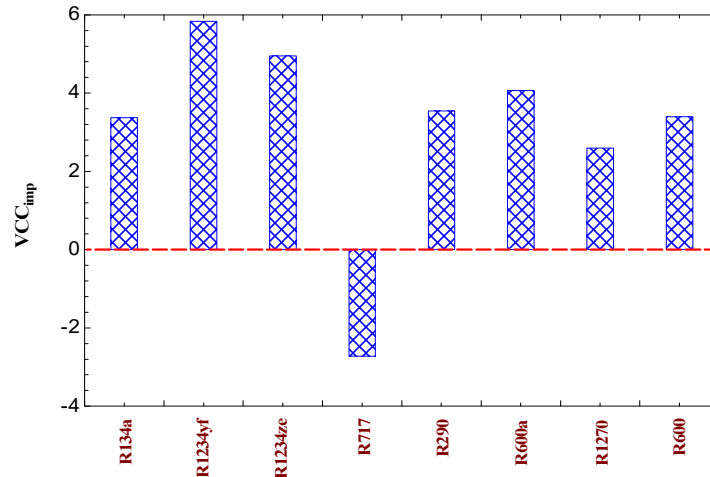


Figure 4.67: Amélioration apportée à la capacité frigorifique volumétrique du cycle par l'ajout d'un IHX pour différents fluides frigorigènes

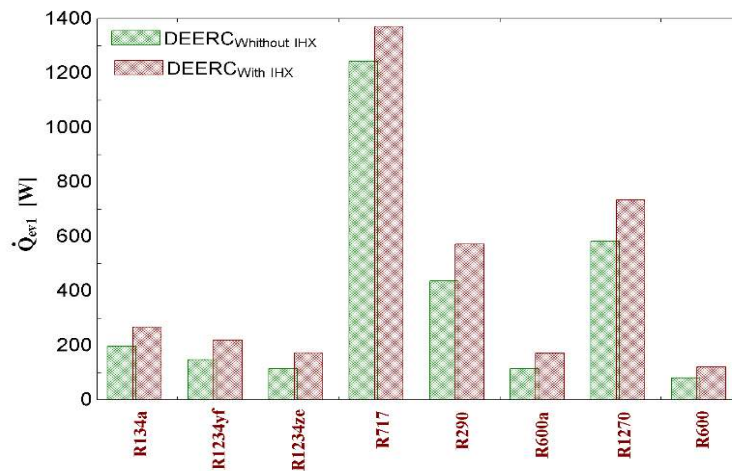


Figure 4.68: Effet apportée à la puissance frigorifique de l'évaporateur réfrigération du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents frigorigènes

La Figure 4.68 illustre l'effet de la nature du fluide sur la puissance frigorifique \dot{Q}_{ev1} correspondant au cycle hybride à compression/éjection à deux évaporateurs avec et sans IHX. Cette illustration met en évidence que l'insertion d'un IHX a un impact positif sur \dot{Q}_{ev1} pour tous les fluides. À mesure que l'IHX évacue de la chaleur du côté liquide vers la vapeur, l'enthalpie spécifique à l'entrée du premier tube capillaire diminue. Par conséquent, l'effet frigorifique spécifique produit à de l'évaporateur de réfrigération augment. Donc, pour les mêmes débits massiques que le cycle sans IHX la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération augmente, l'amélioration apportée pour le R1234yf était de 49%.

4.3.4.2 Effet du degré de sous-refroidissement ΔT sur les performances du cycle

Les Figures 4.69 et 4.70 montre que le COP et le COP_{imp} du DEERC augmente avec l'augmentation du ΔT pour tous les frigorigènes sauf le R717.

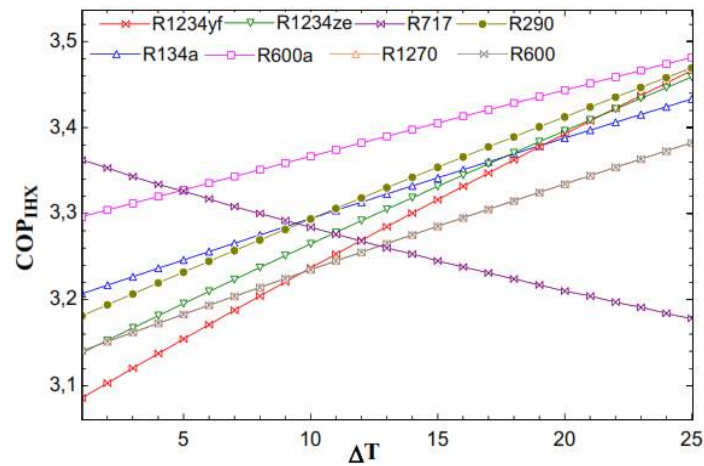


Figure 4.69: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP du cycle DEERC_{IHX} pour les différents fluides frigorigènes

Ceci est d'autant plus accentué quand le HTR de l'IHX est plus faible. Cependant, le R1234yf présente la meilleure amélioration du COP avec l'augmentation de ΔT . l'effet favorable du sous-refroidissement provoqué par l'ajout de l'IHX dans le cycle DEERC peut être apprécié, produisant une augmentation de \dot{Q}_{ev1} , voir Figure 4.71, contribuant ainsi à l'augmentation du COP. Sauf au cas de l'ammoniac où le rapport croissant dans la puissance mécanique de compression est plus élevé et, par conséquent, le COP diminue avec l'augmentation de ΔT pour des températures de fonctionnement fixes.

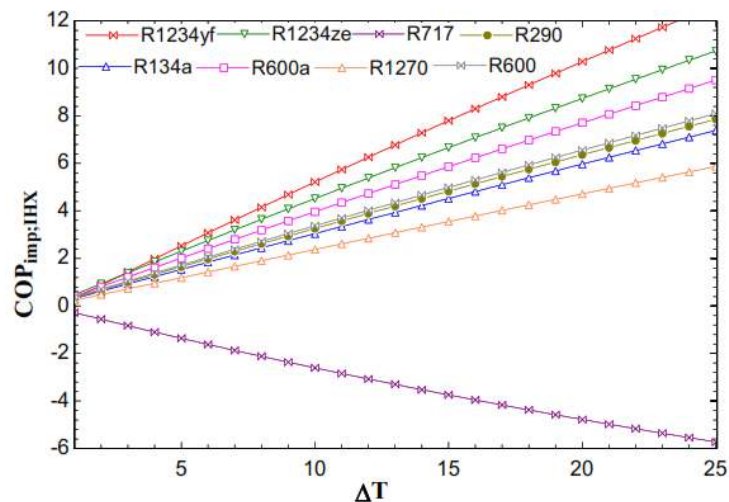


Figure 4.70: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP_{imp} du cycle DEERC_{IHX} pour les différents fluides frigorigènes

La Figure 4.71 montre également que la capacité frigorifique dans l'évaporateur de congélation n'est pas sensible aux variations du ΔT .

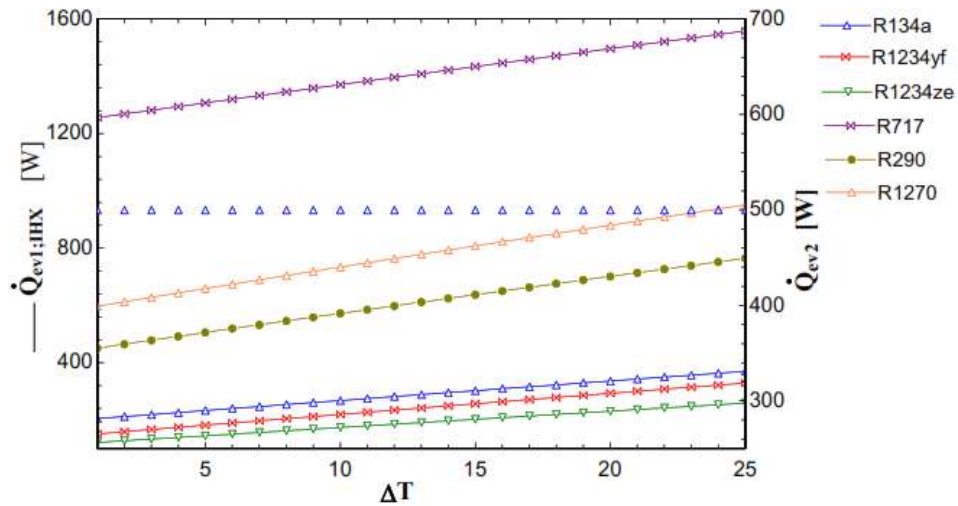


Figure 4.71: Effet apportée à les puissances frigorifiques du cycle par l'ajout d'un IHX pour les différents fluides frigorigènes

La Figure 4.72 présente les valeurs du VCC correspondant au cycle DEERC_{IHX} en fonction de ΔT .

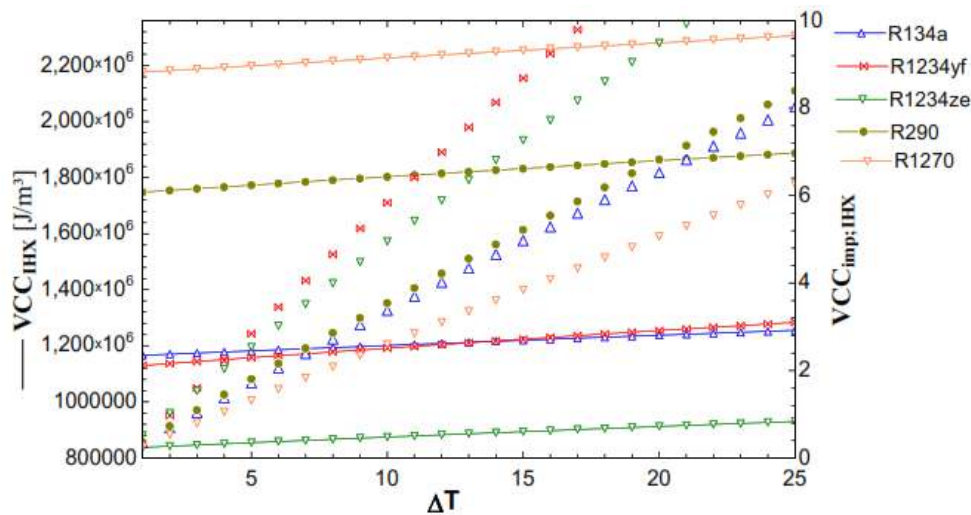


Figure 4.72: Effet du degré de sous-refroidissement sur le COP du cycle DEERC_{IHX} pour les différents fluides frigorigènes

On remarque que l'augmentation du ΔT entraîne une augmentation du VCC du cycle, des allures identiques ont été observées sur les profils des courbes (croissantes, régulières et lentes pour les VCC , rapide pour les VCC_{imp}).

Pour des débits massiques constants, la capacité frigorifique de l'évaporateur de réfrigération augmente proportionnellement avec l'augmentation du ΔT (Figure 4.71), le transfert de chaleur est ralenti par cette augmentation, on obtient ainsi une surface d'échange étendu ce qui induit une capacité frigorifique volumétrique agrandi.

4.3.4.3 Effet du taux de transfert thermique sur les performances du cycle

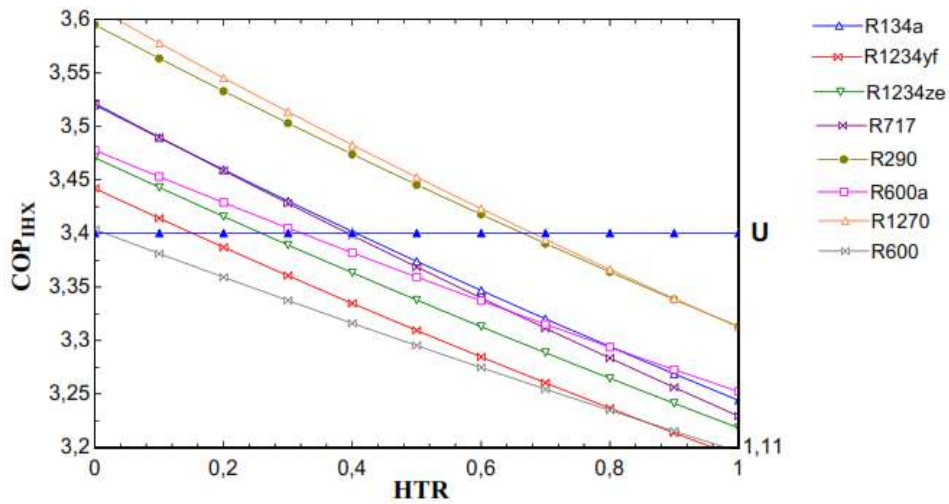


Figure 4.73: Effet du taux de transfert thermique HTR sur le coefficient de performance du cycle DEERCIHX pour les différents fluides frigorigènes

Les Figures 4.73 et 4.74 présentent les variations du COP et de l'amélioration du COP du système DEERC avec l'IHX en fonction du HTR. Les résultats montrent que le COP et le COP_{imp} du système diminuent lorsque le HTR augmente. Ceci est plus accentué à des valeurs élevées de ΔT . Sachant que le facteur d'entraînement n'est pas sensible aux variations du taux de transfert thermique.

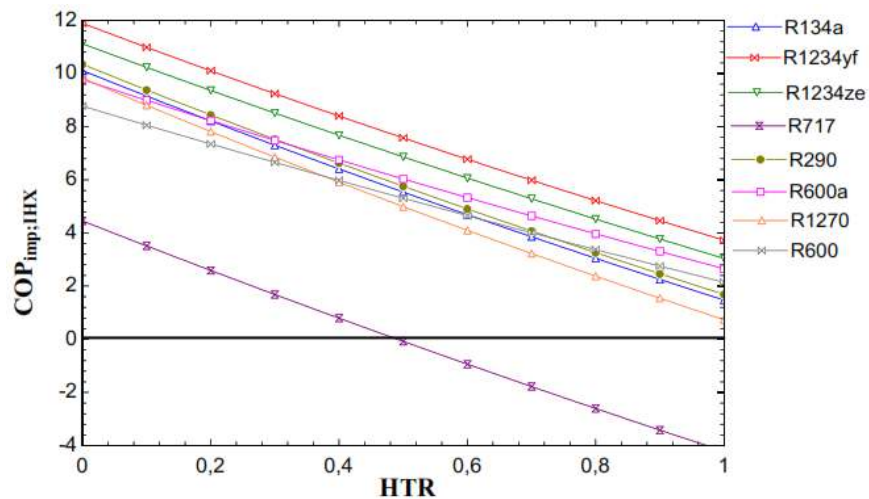


Figure 4.74: Effet du taux de transfert thermique HTR sur le COP_{imp} du cycle DEERCIHX pour les différents fluides frigorigènes

Avec l'augmentation du taux de transfert thermique HTR, l'IHX produit plus de surchauffe dans l'aspiration du compresseur, c'est un effet négatif produit par ce composant, ce qui signifie une augmentation de l'enthalpie à l'entrée du compresseur et par conséquent l'enthalpie de refoulement ce qui provoque une réduction du COP à cause d'une augmentation de la puissance mécanique du compresseur, tel que montré dans la Figure 4.75.

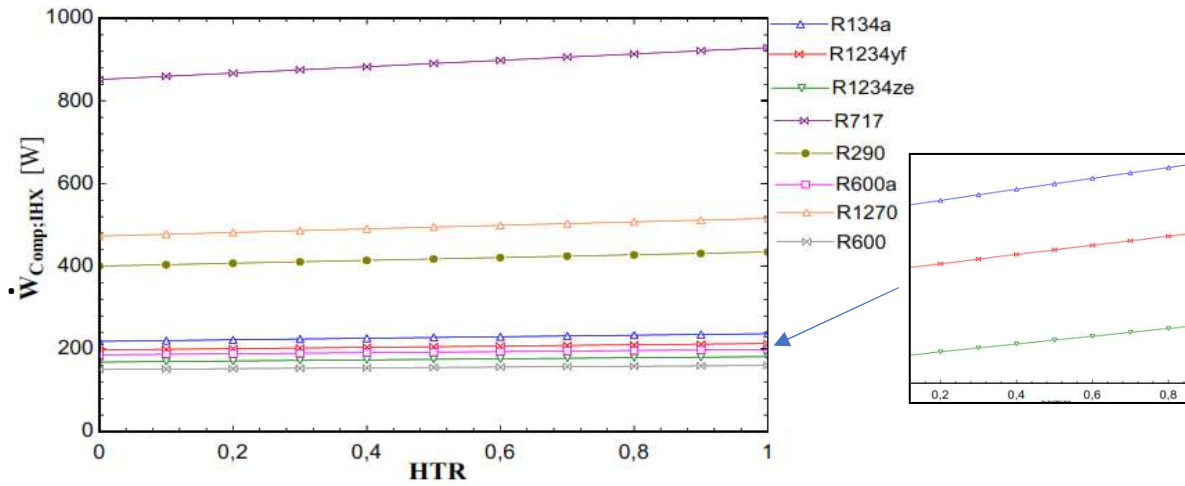


Figure 4.75: Effet du taux de transfert thermique HTR sur la puissance mécanique du cycle

Les Figures 4.76 et 4.77 montrent l'évolution du VCC et VCC_{imp} du cycle en fonction du taux de transfert thermique HTR.

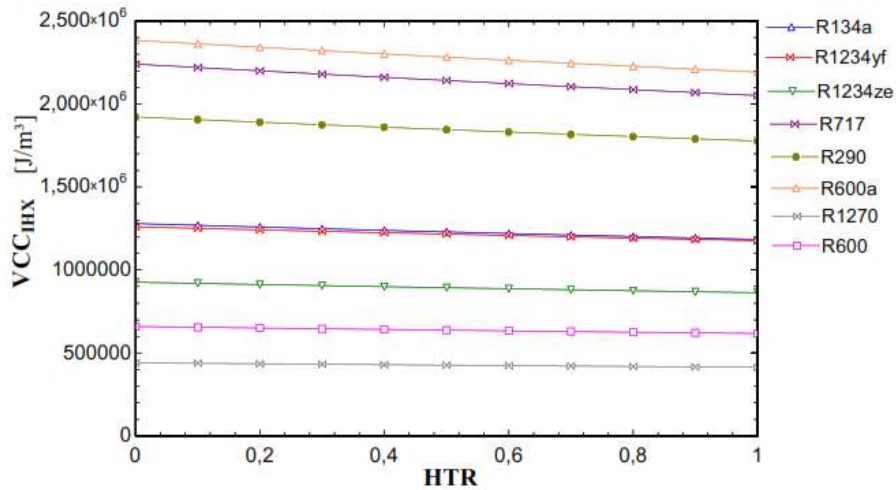


Figure 4.76: Effet du taux de transfert thermique HTR sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle

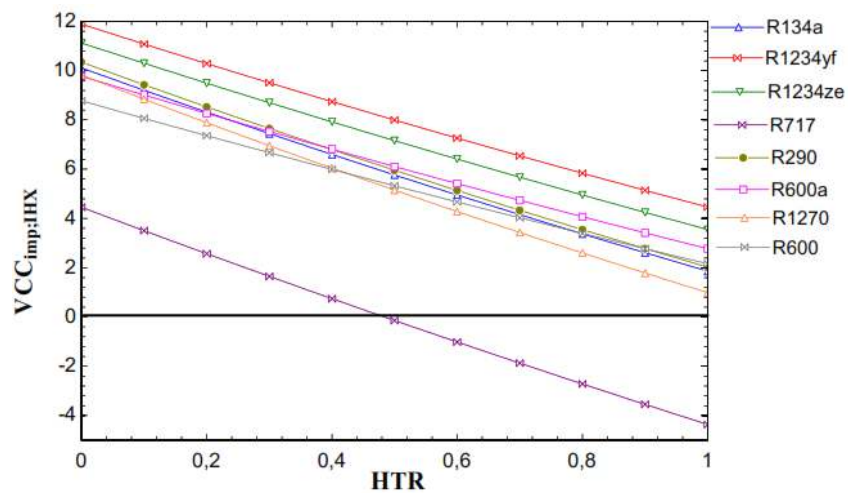


Figure 4.77: Effet du taux de transfert thermique HTR sur VCC_{imp} du cycle $DEERC_{IHx}$ pour les différents fluides frigorigènes

Nous remarquons que l'augmentation du HTR conduit à une légère diminution du VCC et VCC_{imp} du système, les profils des courbes ont montré des allures similaires (décroissantes, régulières et lentes pour les VCC, rapide pour les VCC_{imp}) pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

À mesure que l'IHX évacue la chaleur du côté liquide vers la vapeur, l'enthalpie spécifique à l'aspiration du compresseur augmente avec l'augmentation du taux de transfert thermique HTR. Cette augmentation entraîne celle du volume spécifique du fluide en amont du compresseur et on obtient ainsi une capacité frigorifique volumétrique réduite. Ceci, malgré une relative augmentation de la puissance frigorifique de l'évaporateur EV1.

4.3.4.4 Effet de la température de condensation sur les performances du cycle

L'influence du T_c sur les performances du cycle $DEERC_{IHX}$ est démontré par les Figures 4.78 et 4.79.

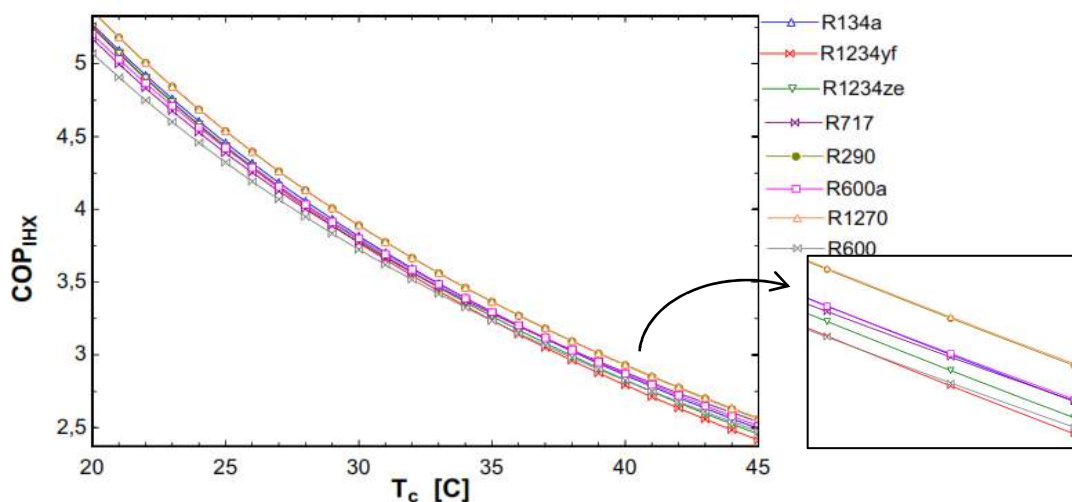


Figure 4.78: Effet de la température de condensation sur le COP du cycle $DEERC_{IHX}$ pour les différents fluides frigorigènes

Des allures similaires ont été observées dans les profils des courbes (décroissantes, régulières et rapides) pour tous les fluides frigorigènes étudiés. L'augmentation du T_c entraîne une diminution du coefficient de performance du cycle. Cette dégradation du COP s'explique d'une part par l'augmentation le travail spécifique mécanique puisque la même quantité de vapeur est comprimée à des pressions accrues, et d'autre part, par la diminution de la puissance frigorifique dans l'évaporateur de réfrigération.

On remarque aussi que pour des faibles valeurs de la température de condensation, des coefficients de performance importants peuvent être atteints pour tous les fluides, La quasi-parfaite coïncidence de quelques courbes des frigorigènes peut s'expliquer par le rapprochement des valeurs de la chaleur latente de vaporisation de certains fluides.

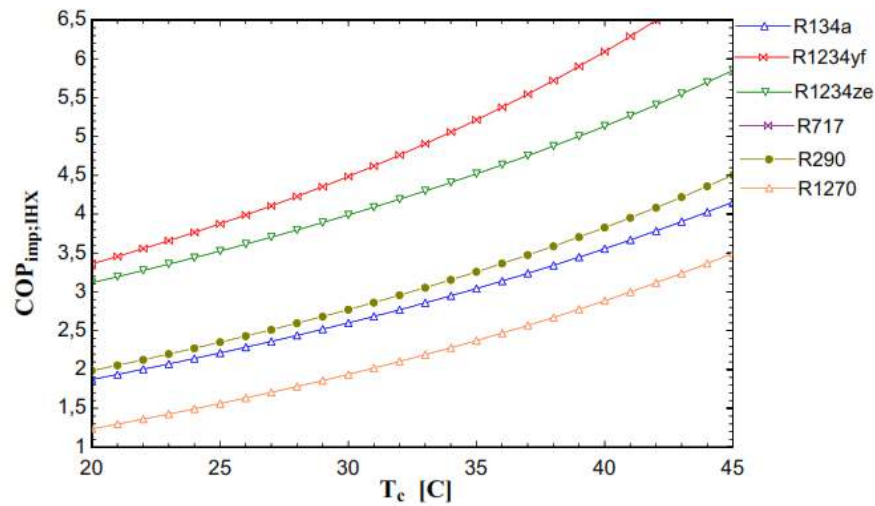


Figure 4.79: Effet de la température de condensation sur l'amélioration du coefficient de performance COP_{imp} du cycle $DEERC_{IHX}$

Ces figures montrent également que le cycle DEERC a tendance à bénéficier le plus de l'utilisation de l'IHX lorsque la température de condensation est plus élevée. Pour des températures de réfrigération et de congélation égales à 0 et -20 °C, respectivement, un $HTR=0,8$ et $\Delta T=10^{\circ}C$, le COP_{imp} du DEERC augmente avec l'augmentation du T_C pour les tous les fluides frigorigènes, même si les COP des deux systèmes DEERC avec et sans IHX diminuent tous les deux lorsque T_C augmente.

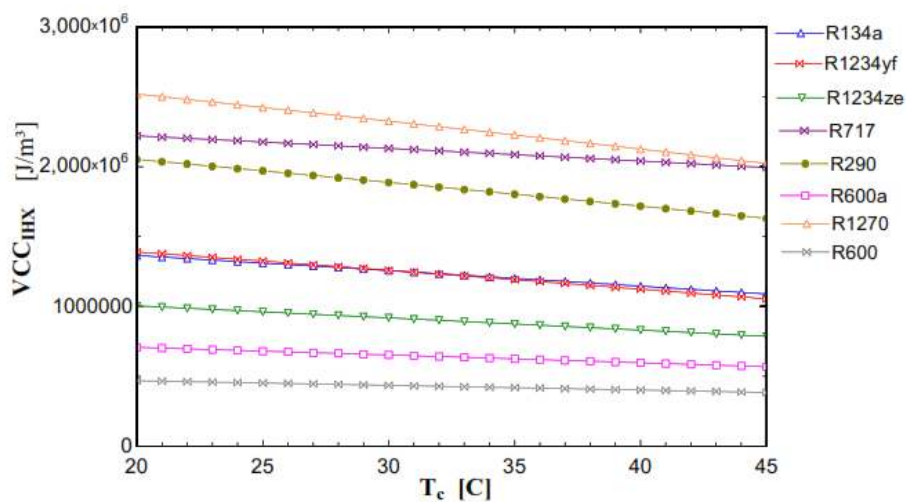


Figure 4.80: Effet de la température de condensation sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle $DEERC_{IHX}$

Les Figure 4.80 et 4.81 présentent les valeurs du VCC et VCC_{imp} correspondant à l'ajout de l'IHX au cycle hybride en fonction de T_C . Ces courbes ont des allures presque identiques à celui du COP et COP_{imp} . On constate que le VCC_{imp} augmente avec l'augmentation de la température de condensation, pour tous les fluides, malgré que la capacité frigorifique volumétrique VCC diminue lorsque T_C augmente.

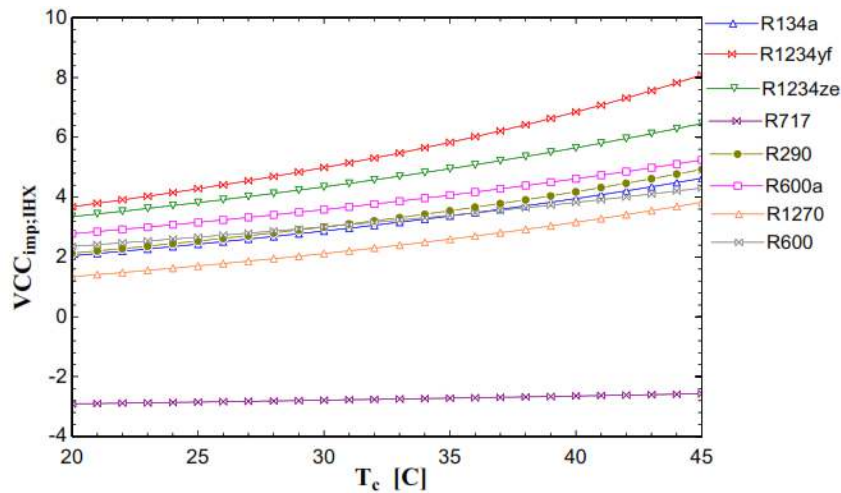


Figure 4.81: Effet de la température de condensation sur l'amélioration de la capacité frigorifique volumétrique $VCC_{imp,IHX}$ du cycle $DEERC_{IHX}$

La diminution de VCC peut s'expliquer d'une part par les résultats illustrés sur la Figure 4.82 où la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération est diminuée avec l'augmentation du T_C , cela peut être justifier par la variation d'enthalpie aux bornes de l'évaporateur de réfrigération qui se trouve diminuée et donc la puissance frigorifique. En outre, par l'augmentation de la masse volumique de vapeur entrant dans le compresseur avec la température de condensation. Sachant que la puissance frigorifique de l'évaporateur de congélation \dot{Q}_{ev2} n'est pas sensible aux variations du T_C . Tandis que l'augmentation du VCC_{imp} peut s'expliquer par l'amélioration croissante de la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération en fonction de T_C comme le montre la Figure 4.82, et cela est dû à l'effet favorable du sous-refroidissement provoqué par l'ajout de l'IHX.

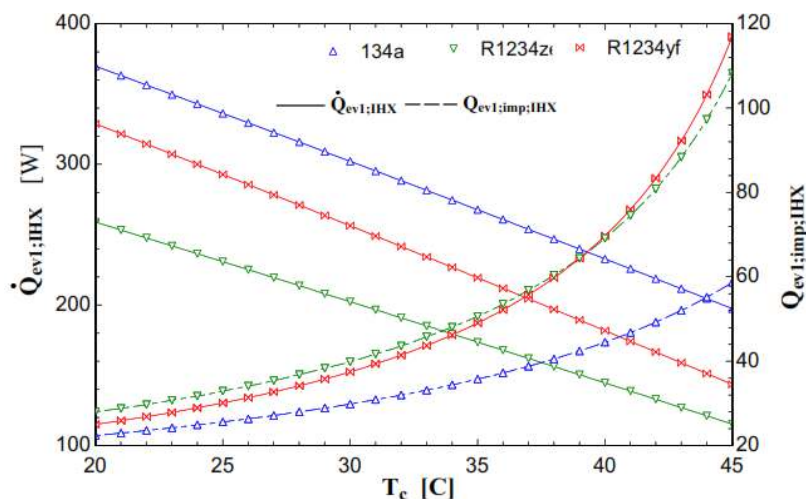


Figure 4.82: Effet de la température de condensation sur la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération du cycle $DEERC_{IHX}$

4.3.4.5 Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur les performances du cycle

L'effet du T_{ev1} sur le coefficient de performance du cycle DEERC munis d'un IHX et le $COP_{imp;IHX}$ pour $T_C=35^\circ C$ et $T_{ev2}=-20^\circ C$ est illustré sur les Figures 4.83 et 4.84. Des allures similaires ont été observées dans les profils des courbes pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

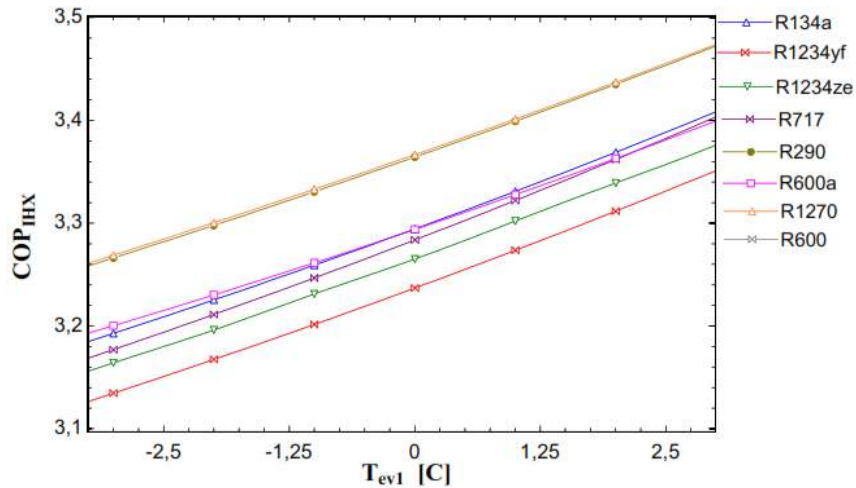


Figure 4.83: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur le COP du système DEERC_{IHX}

On constate qu'une augmentation du T_{ev1} conduit à une augmentation du COP d'une façon monotone et cela est dû au fait que l'augmentation de T_{ev1} conduit d'une part à une augmentation de la puissance frigorifique $\dot{Q}_{ev1,IHX}$ (voir Figure 4.85), et d'autre part à une diminution de la puissance frigorifique de congélation \dot{Q}_{ev2} . Le rapport croissant dans la puissance frigorifique $\dot{Q}_{ev1,IHX}$ est plus élevé et, par conséquent, le coefficient de performance augmente.

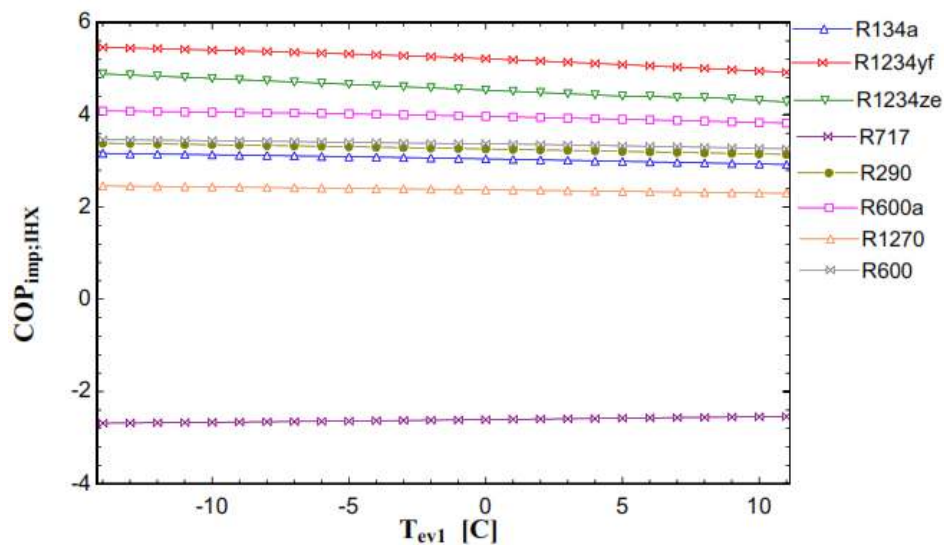


Figure 4.84: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur l'amélioration du COP du système DEERC_{IHX}

Tandis que le COP_{imp} diminue légèrement avec l'augmentation du T_{ev1} . On peut conclure de ces résultats que l'intégration d'un IHX s'avère avantageuse à des températures de réfrigération plus basses.

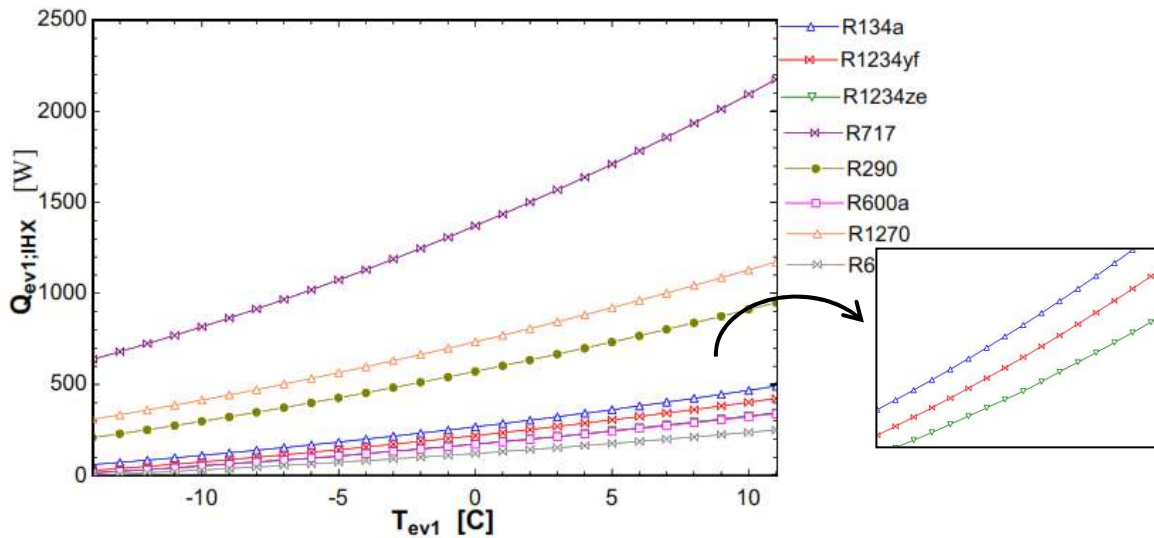


Figure 4.85: Effet de la température d'évaporation T_{ev1} sur l'amélioration du COP du système $DEERC_{IHX}$

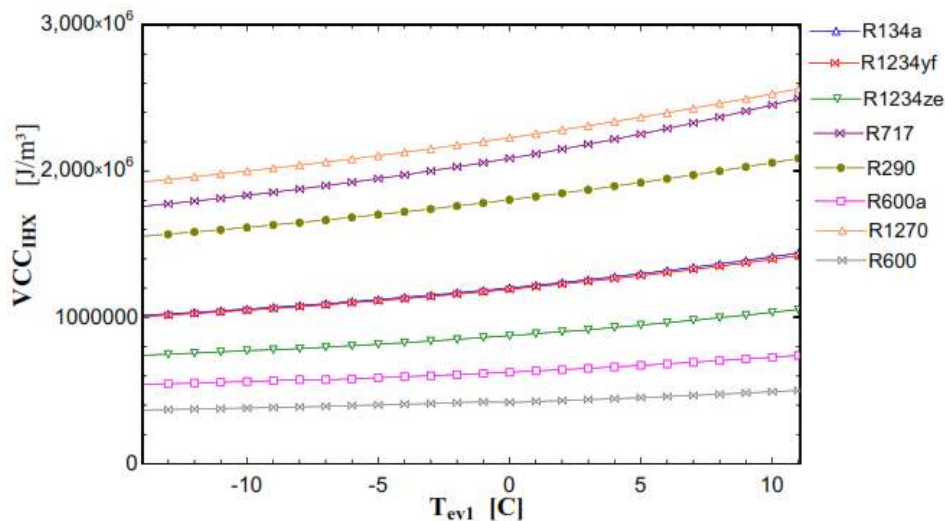


Figure 4.86: Effet de la température d'évaporateur de réfrigération sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle $DEERC_{IHX}$

Les Figures 4.86 et 4.87 présente les valeurs du VCC et VCC_{imp} correspondant à l'ajout de l'IHX au cycle hybride à compression/éjection à deux évaporateurs en fonction de T_{ev1} . L'allure de ces courbes est presque identique à celui du COP et COP_{imp} respectivement. Par ailleurs, l'amélioration du VCC est plus favorable pour des basses températures de l'évaporateur de réfrigération T_{ev1} .

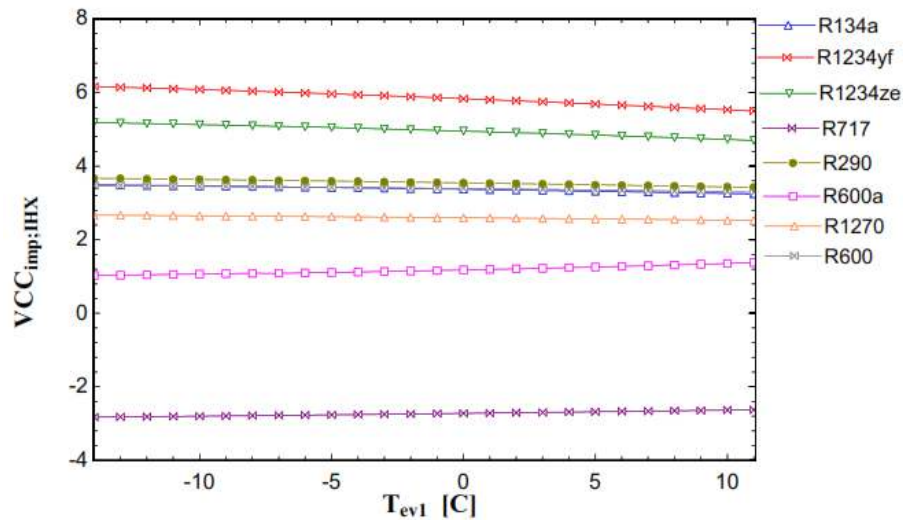


Figure 4.87: Effet de la température d'évaporateur de réfrigération sur la capacité frigorifique volumétrique du cycle $DEERC_{IHX}$

4.3.4.6 Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur la performance du cycle

Selon la Figure 4.88, il est clair que le COP augmente à mesure que T_{ev2} augmente. Des allures similaires (croissantes, régulières et rapides) ont été observées dans les profils des tous les courbes pour tous les fluides frigorigènes étudiés.

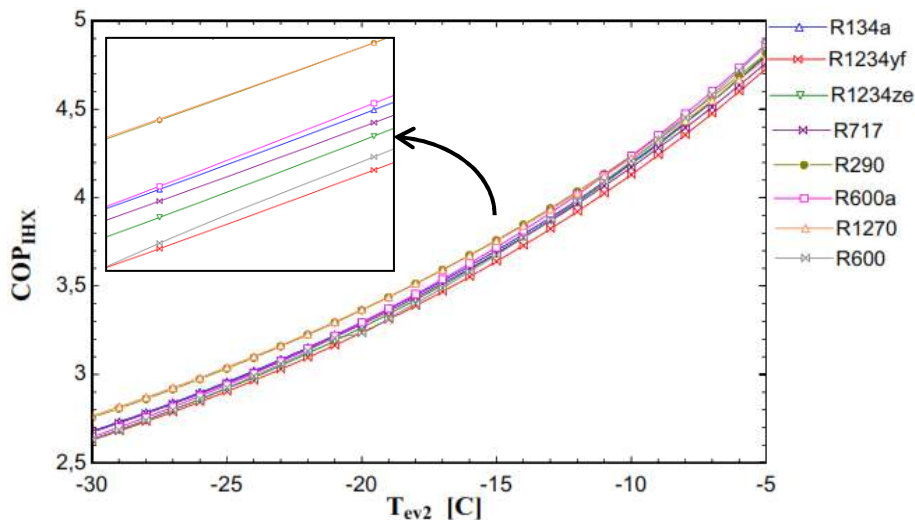


Figure 4.88: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur le COP du système $DEERC_{IHX}$

Cette augmentation peut s'expliquer de la même façon que dans le cas du cycle sans IHX, l'augmentation de la température d'évaporateur de congélation T_{ev2} produit un moindre besoin en travail de compression, contribuant ainsi à l'augmentation du COP. En revanche, la Figure 4.89 montre que l'augmentation de T_{ev2} conduit à une légère diminution du COP_{imp} . On peut conclure de ces résultats que l'intégration d'un IHX s'avère avantageuse à des températures de congélation plus basses.

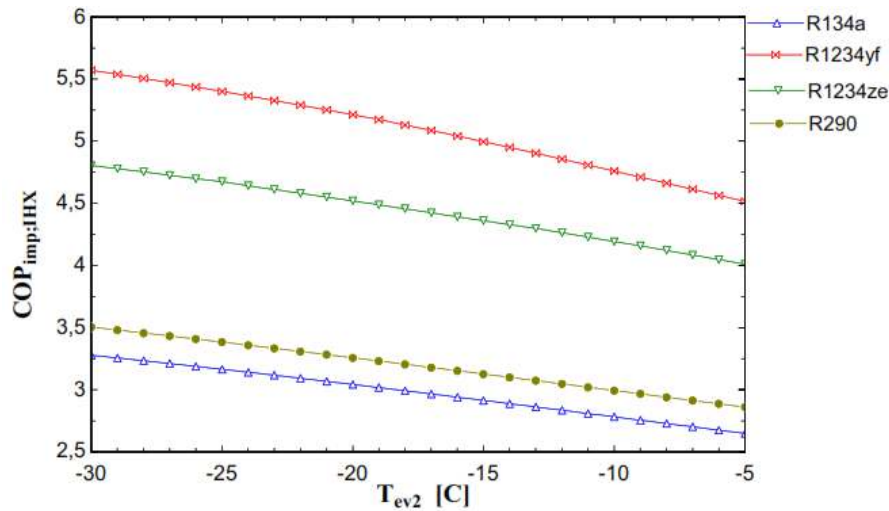


Figure 4.89: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur l'amélioration du COP du système $DEERC_{IHX}$

D'après la Figure 4.90, la puissance frigorifique de l'évaporateur de réfrigération $\dot{Q}_{ev1,IHX}$ diminue avec l'augmentation de T_{ev2} , tandis que $\dot{Q}_{ev2,IHX}$ augmente. Cela est dû au fait que l'enthalpie en aval de l'évaporateur de congélation augmente par l'augmentation de T_{ev2} , la différence d'enthalpie aux bornes de l'évaporateur de congélation se trouve augmentée et donc la puissance frigorifique \dot{Q}_{ev2} . En revanche, il est clair que le débit massique total qui passe par l'évaporateur de réfrigération change avec T_{ev2} à cause de l'augmentation du débit secondaire, ce qui affecte le titre x_5 à la sortie de ce dernier, donc le h_5 se trouve diminuée, et par conséquent, la différence enthalpique aux bornes de l'évaporateur de réfrigération se trouve également diminuée et donc la puissance frigorifique $\dot{Q}_{ev1,IHX}$.

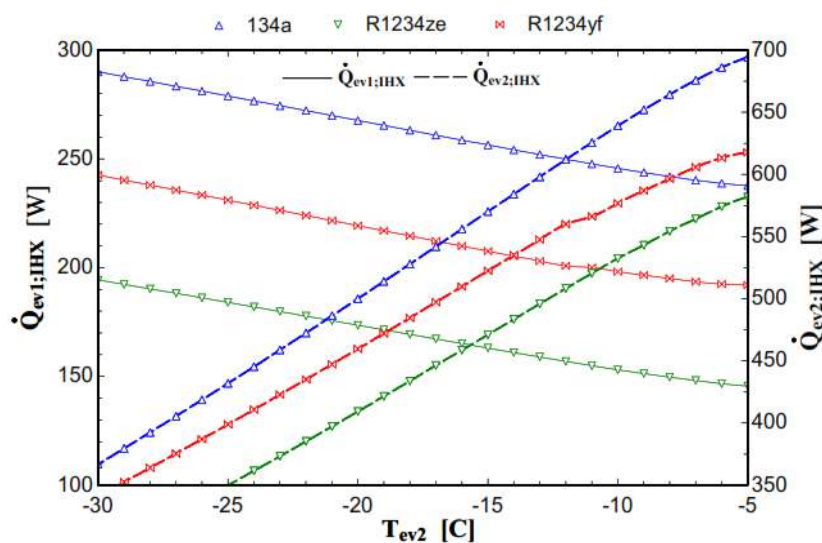


Figure 4.90: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du cycle $DEERC_{IHX}$

La Figure 4.91 montre que l'augmentation de T_{ev2} entraîne celle de la capacité frigorifique volumétrique. Cela est due malgré une augmentation du débit total, d'une part au fait que lorsque T_{ev2} augmente, le rapport croissant dans la puissance frigorifique $\dot{Q}_{ev2;IHX}$ est élevé que le rapport de décroissance de $\dot{Q}_{ev1;IHX}$, et d'autre part, cette augmentation entraîne celle de la masse volumique de vapeur entrant dans le compresseur.

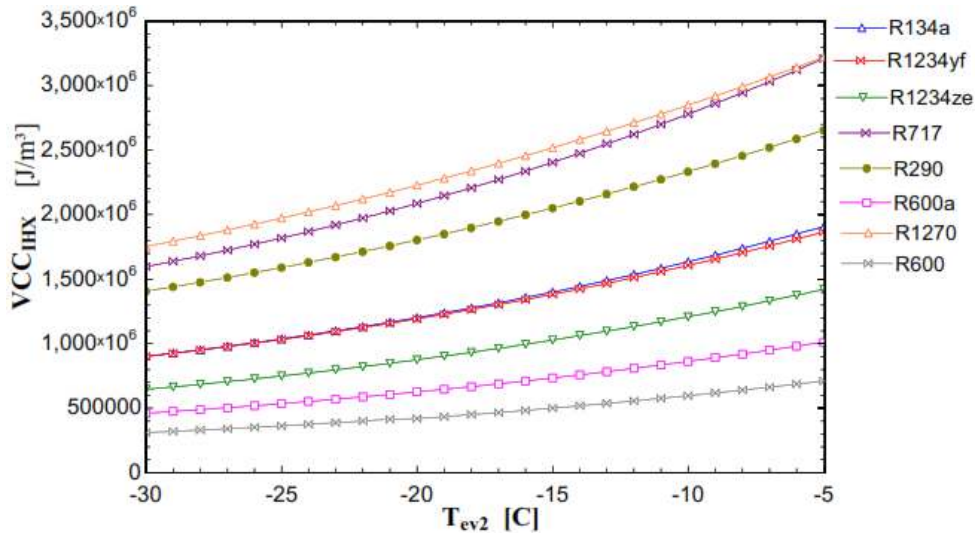


Figure 4.91: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du système DEERC_{IHX}

Cependant, comme le montre la Figure 4.92, l'amélioration du VCC est favorable pour des basses températures de T_{ev2} .

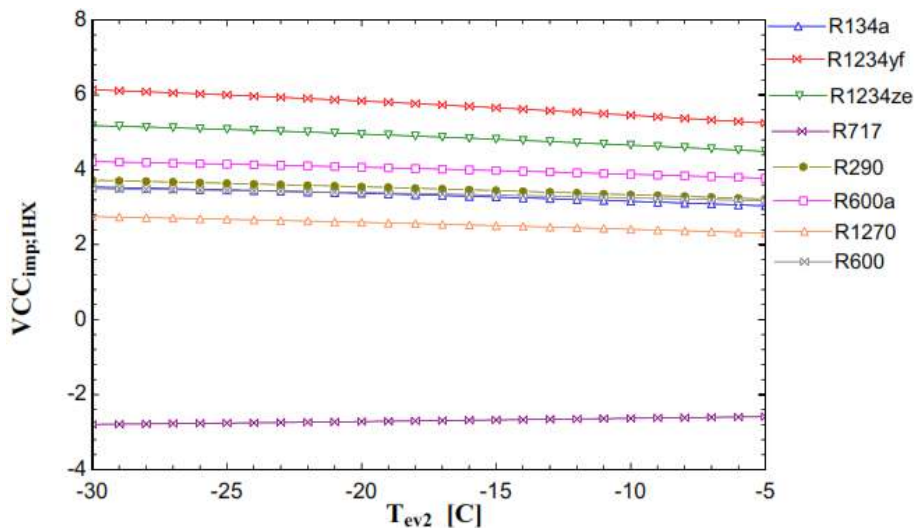


Figure 4.92: Effet de la température d'évaporation T_{ev2} sur les puissances frigorifiques du cycle DEERC_{IHX}

4.3.5 Conclusion

L'effet d'un IHX sur les caractéristiques de performance du DEERC a été étudié théoriquement. On peut résumer les principaux résultats comme suit :

- ✘ Le R1234yf et le R1234ze sont les fluides qui bénéficient le plus de l'apport de l'IHX. Pour une valeur de degré de sous-refroidissement égale à 10 °C et un HTR de 0,8, l'amélioration du COP est de 5,23 % pour le premier fluide et de 4,51 % pour le deuxième.
- ✘ L'utilisation d'un IHX est déconseillée dans le cas du R717.
- ✘ Des valeurs plus élevées de COP_{imp} peuvent être atteinte pour tous les fluides testés, y compris le R717 dont les augmentations du COP deviennent positives pour des valeurs de HTR plus faibles.
- ✘ La contribution de l'IHX pour augmenter les performances du DEERC est d'autant plus importante quand le HTR de l'IHX est plus faible et quand le degré de sous-refroidissement est plus élevé.
- ✘ L'effet de l'IHX sur l'augmentation des caractéristiques de performance du DEERC est accru avec la diminution des températures de réfrigération et de congélation et l'augmentation de celle de condensation.

Conclusion

Générale

Dans le contexte d'un intérêt grandissant pour le domaine d'efficacité énergétique, l'objectif principal de ce travail de recherche est d'effectuer des modifications d'un cycle frigorifique à deux niveaux de température d'évaporation en utilisant des fluides frigorigènes à faible impact écologique, afin d'améliorer ses performances énergétiques.

Dans une première étape, le cycle du système frigorifique conventionnel à deux évaporateurs est modifié par l'incorporation d'un éjecteur utilisé comme dispositif de détente afin de récupérer les pertes énergétiques liées au processus de détente isenthalpique associés à l'usage des détendeurs classiques.

La modélisation du système frigorifique hybride à compression/éjection est intimement liée à celle de son éjecteur, donc un modèle mathématique de fonctionnement du cycle du système frigorifique basé sur la théorie unidimensionnelle de l'éjecteur et incluant l'effet de frottement dans la section de mélange a été développé et simulé par le software Engineering Equation Solver (EES). Les propriétés thermodynamiques des frigorigènes considérés à savoir: le R134a (fluide de référence), R1234yf, R1234ze, R600, R600a, R290, R1270 et le R717 ont été calculées à l'aide de la librairie de ce logiciel.

Quel que soit le fluide, les résultats de la simulation prouvent le potentiel important d'amélioration des performances du cycle frigorifique conventionnel à deux évaporateurs grâce à l'incorporation d'un éjecteur, pour les mêmes conditions de fonctionnement. On peut résumer les principaux résultats comme suit :

- ✘ L'existence, pour chacun des frigorigènes, d'un optimum de chute de pression dans la tuyère secondaire de l'éjecteur qui maximise uniquement le taux d'entraînement.
- ✘ Pour de fortes valeurs de la chute de pression ΔP , les caractéristiques de performance du système frigorifique se dégradent pour tous les fluides considérés.
- ✘ Pour une chute de pression $\Delta P=5\text{kPa}$, le frigorigène R1234yf qui constitue bien un excellent substitut du R134a en particulier pour la climatisation automobile et la réfrigération domestique, possède des améliorations de performance moins élevées que celle du R134a avec $\text{COP}_{\text{imp}}=16,14\%$ et $\text{VCC}_{\text{imp}}=22,11\%$. Par contre, le R717, avec sa grande chaleur latente de vaporisation permet une récupération de chaleur plus élevée, constitue un frigorigène très avantageux pour le cycle DEERC, d'autant plus qu'il offre les meilleures caractéristiques de performance avec une amélioration du coefficient de performance de 19,92% et une amélioration de la capacité frigorifique volumétrique de 26,34%.

- ✘ Des augmentations des températures d'évaporation conduisent à une augmentation des performances (COP et VCC) du système frigorifique avec une diminution du rapport de compression. Par contre, le COP_{imp} et le VCC_{imp} augmentent avec l'augmentation de T_{ev1} et la diminution de T_{ev2} inversement au cas du taux d'entraînement.
- ✘ L'augmentation de la température de condensation entraîne la diminution des caractéristiques de performance du cycle (COP et VCC) ainsi que du COP_{imp} , par contre le rapport de compression augmente avec cette augmentation. Sachant que le taux d'entraînement et le VCC_{imp} sont insensibles aux variations de T_c .

Dans une seconde étape, un échangeur de chaleur interne (IHX) est inséré dans le nouveau système hybride frigorifique à deux évaporateurs. L'incorporation d'un IHX dans un cycle frigorifique à compression de vapeur est souvent l'option la plus simple et la plus courante pour obtenir une augmentation des performances énergétiques par rapport au système frigorifique conventionnel. En effet, son inclusion favorise un sous-refroidissement du liquide provenant du condenseur, ce qui empêche la présence de "gaz flash" à l'entrée du détendeur ; et une surchauffe de la vapeur du frigorigène en aval de l'éjecteur, ce qui évite la possibilité de présence de liquide à l'entrée du compresseur.

Les résultats obtenus montrent que des coefficients de performance élevés peuvent être atteints en combinant à la fois un éjecteur avec un IHX, même si les deux dispositifs sont en concurrence dans la réduction des pertes du processus d'étranglement dans les détenteurs classiques. Les principaux résultats sont les suivants :

- ✘ Le R1234yf et le R1234ze sont les fluides qui bénéficient le plus de l'apport de l'IHX. En effet, pour une valeur de sous-refroidissement égale à 10 °C et un HTR de l'IHX de l'ordre de 0,8, l'amélioration du COP par rapport à celui du système DEERC est de 5,23 % pour le premier fluide et de 4,51 % pour le deuxième. Sachant que l'amélioration du COP est de 3,03 % dans le cas du R134a (fluide de travail de référence).
- ✘ L'utilisation d'un IHX est déconseillée dans le cas des fluides frigorigènes légers tel que le R717 qui présente une dégradation des performances de 2,62% du COP et de 2,73% du VCC.
- ✘ A noter que pour des valeurs de HTR plus faibles (par exemple 0,4), les valeurs de COP_{imp} sont plus élevées pour tous les fluides testés, y compris le R717 dont les augmentations du COP deviennent positives.

- ✘ La contribution de l'IHX pour augmenter les performances du DEERC est d'autant plus importante quand le degré de sous-refroidissement est plus élevé et que le HTR de l'IHX est plus faible.
- ✘ L'effet de l'IHX sur l'augmentation des caractéristiques de performance du DEERC ($COP_{imp,IHX}$ et $VCC_{imp,IHX}$) est accru avec la diminution des températures de réfrigération et de congélation et l'augmentation de celle de condensation.

Concernant la suite à apporter au présent travail, il convient de noter que la stratégie adoptée lors de l'utilisation de la technologie IHX est de maximiser le sous-refroidissement et de minimiser la surchauffe. Donc un certain équilibre doit être maintenu entre le sous-refroidissement et la surchauffe afin d'obtenir des meilleures performances du système DEERC, et pour cela, des études de performances énergétiques de plusieurs positions de l'IHX et même de l'éjecteur dans le système frigorifique hybride à compression/éjection et à deux évaporateurs peuvent être effectuées.

Dans le but d'approfondir l'analyse énergétique du système frigorifique hybride, on recommande aussi d'étudier l'influence des paramètres géométriques de l'éjecteur sur les performances du système et même de tester de nouveaux fluides frigorigènes tels que : le R513A, le R515B, le R450A et le R454B.

Références

-
- [1] Duminil, M. (Jan. 2012). *Théorie des machines frigorifiques, Machine à compression mécanique*. B9730, traité Génie énergétique: Techniques de l'Ingénieur.
- [2] Riollet, G. (Fév. 1992.). *Thermodynamique appliquée, Énergie, entropie, exergie*. B1210, traité Génie énergétique: Techniques de l'Ingénieur.
- [3] Vrinat, G. (Aout. 1991). *Production du froid, Technologie des machines industrielles*. B2365, traité Génie énergétique: Techniques de l'Ingénieur.
- [4] Fléchon, J., & Machizaud, F. (1980). Réfrigération solaire par simulation en absorption sèche. *Physique Appliquée, 15*, 909-918.
- [5] Le Goff, P. (1997). *Energétique industrielle : Analyse thermodynamique et mécanique des économies d'énergie*. Paris: Technique et documentation.
- [6] Rapin, P. (1988). *Installations frigorifiques* (Vol. Tomes 01). Paris: P.V.C. Edition.
- [7] Krarti, M. (2016). *Energy Audit of building systems*. Boca Raton, FL: CRC Press.
- [8] Feidt, M. (2016). *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*. Lavoisier.
- [9] Elbel, S., & Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *62*, 1-18.
- [10] Keenan, J., Neumann, E., & Lustwerk, F. (1950, Sep). An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. *Journal of Applied Mechanics, 17*(3), 299-309.
- [11] Kornhauser, A. (1990). The use of an ejector as a refrigerant expander. *International refrigeration and air conditioning conference*. Purdue, USA.
- [12] Harrell, G., & Kornhauser, A. (1995). Performance tests of a two phase ejector. *Proceedings of 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 3*, pp. 49-53. NY, USA: ASME.
- [13] Li, D., & Groll, E. (2005). Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration, 28*, 766-773.
- [14] Deng, J., Jiang, P., Lu, T., & Lu, W. (2007). Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering, 27*(2-3), 381-388.
- [15] Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration, 31*(3), 411 -422.
- [16] Topping, R., & Lee, W. D. (1981). Development of a High Efficiency Automatic Defrosting Refrigerator-Freezer. *ASHRAE Transactions, 87*(2), 859-867.

- [17] Shen, M., & Gao, Q. (2020). Simulation and Analysis of Dual Evaporator Refrigeration System for Electric Vehicles. *Automotive Innovation*, 3, 347–355.
- [18] Choi, S., Han, U., Cho, H., & Lee, H. (2018). Review : Recent advances in household refrigerator cycle technologies. *Applied Thermal Engineering*, 132, 560-574.
- [19] Khaton, S., & Karimi, M. N. (2023). Thermodynamic analysis of two evaporator vapor compression refrigeration system with low GWP refrigerants in automobiles. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 31(2).
- [20] Tomasak, M., & Radermacher, R. (1995). Analysis of a domestic refrigeration cycle with an ejector. *ASHRAE Transactions*, 101(1), 1431–1439.
- [21] Kraslawski, A., & Turunen, I. (2013). *23rd European Symposium on Computer Aided Process Engineering* (Vol. 32). Elsevier.
- [22] Molina, M. J., & Rowland, F. S. (1974, Jun). Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature*, 249(5460), 810–812.
- [23] Gantz, C. (2015). *Refrigeration : a history*. Jefferson, North Carolina: McFarland & Company.
- [24] Liong, L. (2012). *Performance of refrigerator operating with and without liquid-suction heating*. University Malaysia Pahang, Faculty of Mechanical Engineering.
- [25] Meunier, F., & Colbourne, D. (2014). *Les fluides frigorigènes : Composés halogénés et fluides naturels*. Paris : DUNOD.
- [26] ONU environnement. (2017). *Manuel du Protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone*. Kenya: UNEP.
- [27] ASHRAE. (2018). *Handbook of Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
- [28] Claret, J. L. (1995). *Retour d'expérience : L'ammoniac et la réfrigération*. Paris : BARPI.
- [29] Coquelet, C. (2003). *Étude des fluides frigorigènes: mesures et modélisations*. École Nationale Supérieure des Mines de Paris: Thèse de doctorat.
- [30] Palm, B. (2011). Refrigerants of the future. *10th IEA Heat Pump Conference*. Tokyo. Japan.
- [31] Lorentzen, G. (1994). Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 17(5), 292-301.
- [32] Hammad, M. A., & Alsaad, M. A. (1999). The use of hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 19(11), 1181-1189.
- [33] Dongsoo, J., Park, B., & Lee, H. (1999). Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12. *International Journal of Refrigeration*, 22(7), 558-568.

- [34] Dalkilic, A., & Wongwises, S. (2010). A performance comparison of vapour compression refrigeration system using various alternative refrigerants. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(9), 1340-1349. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.07.006.
- [35] Harby, K. (2017). Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview. *Renewable and Sustainable Energy*, 73, 1247-1264. doi:10.1016/j.rser.2017.02.039.
- [36] Tolman, K., & Dalpiaz, A. (2013). Occupational and Environmental Hepatotoxicity. *Drug-Induced Liver Disease (Third Edition)*, 659-675.
- [37] Hayman, G., & Derwent, R. (1997). Atmospheric chemical reactivity and ozone-forming potentials of potential CFC replacements. *Environmental science & technology*, 31(2), 327-336.
- [38] MKuijpers, L. (1993). Copenhagen 1992: a revision or a landmark?: Development in international agreements and regulations. *International Journal of Refrigeration*, 16(3), 210-220. doi:10.1016/0140-7007(93)90050-I.
- [39] Tsai, W. (2005). An overview of environmental hazards and exposure risk of hydrofluorocarbons (HFCs). *Chemosphere*, 61(11), 1539-1547.
- [40] Tullo, A. H. (2006). The switch is on for refrigerants. *Chemical & Engineering News*, 84(17), 24-25.
- [41] Minor, B., & Spatz, M. (2008). HFO-1234yf low GWP refrigerant update. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (pp. 2349(1-8)). Purdue e-Pubs.
- [42] Brown, J. (2009). HFOs: new low global warming potential refrigerants. *ASHRAE Journal*, 51(8), 22-29.
- [43] Bolaji, B., & Huan, Z. (2014). Performance investigation of some hydro-fluorocarbon refrigerants with low global warming as substitutes to R134a in refrigeration systems. *Journal of Engineering Thermophysics*, 23, 148-157. doi:10.1134/S1810232814020076.
- [44] Soni, S., Mishra, P., Maheshwari, G., & Verma, D. S. (2022). Comparative energy analysis of R1234yf, R1234ze, R717 and R600a in Vapour Compression Refrigeration system as replacement of R134a. *Materials Today: Proceedings*, 56(3), 1600-1603. doi:10.1016/j.matpr.2022.03.206.
- [45] GeneralGas. (s.d.). *HFO 1233zd(e) : le substitut Low GWP du R123 dans les refroidisseurs*. Récupéré sur <http://surl.li/fetcm>.
- [46] Hundy, G. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*. Elsevier Science.
- [47] ISO 817:2014/AMD 2:2021 Refrigerants. (2021). *Designation and safety classification*.

- [48] ANSI/ASHRAE Standard 15-2019. (2019). *Safety Standard for Refrigeration Systems and Designation and Safety Classification of Refrigerants*. packaged w/ Ashrae Standard 34-2019 (ANSI Approved).
- [49] DTC Engineering bulletin no. 3. (2020). *Refrigeration classification, properties, and selection*. chicago: Dual temp clauger engineers.
- [50] Wang, H., Zeng, X., Zhang, X., Liu, H., & Xing, H. (2021). Ammonia exposure induces oxidative stress and inflammation by destroying the microtubule structures and the balance of solute carriers in the trachea of pigs. *Ecotoxicology and Environmental Safety*, 212, 111974(1-10).
- [51] Marvillet, C. (oct. 2015). *Principaux fluides et leurs applications : Fluides caloporteurs et frigoporteurs - Définitions. Critères de choix*. BE9570 v2 , traité Génie énergétique: Techniques de l'Ingénieur.
- [52] ASHRAE Handbook. (2021). *Fundamentals*.
- [53] Rebelo, L., Canongia Lopes, J., Esperança, J., & Filipe, E. (2005). On the Critical Temperature, Normal BoilingPoint, and Vapor Pressure of Ionic Liquids. *The Journal of Physical Chemistry B*, 109(13), 6040-6043. doi:10.1021/jp050430h.
- [54] Van Aubel, E. (1896). Remarques sur les relations entre la chaleur latente de vaporisation et d'autres grandeurs physiques. *Journal de Physique*, 5(1), 70-72. doi:10.1051/jphystap:01896005007001.
- [55] Bullard, C. (2004). Internal heat exchange, expanders and intercooling in transcritical CO2 cycles. *Proceedings of the 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. Glasgow, UK.
- [56] Wu, D., Hu, B., & Wang, R. (2018). Performance simulation and exergy analysis of a hybrid source heat pump system with low GWP refrigerants. *Renewable Energy*, 116(A), 775-785. doi:10.1016/j.renene.2017.10.024.
- [57] Zhang, L., Jiang, Y., Dong, J., & Yao, Y. (2018). Advances in vapor compression air source heat pump system in cold regions: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(1), 353–365. doi:10.1016/j.rser.2017.08.009.
- [58] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Mendoza-Miranda, J. M., & Peris, B. (2017). Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity. *Applied Thermal Engineering*, 111(25), 786–792.
- [59] Pérez-García, V., Belman-Flores, J. M., Rodríguez-Muñoz, J. L., Rangel-Hernández, V. H., & Gallegos-Muñoz, A. (2017). Second law analysis of a mobile air conditioning system with internal heat exchanger using low GWP refrigerants. *Entropy*, 19(4), 175(1-14).

- [60] Domanski, P., Didion, D., & Doyle, J. (1994). Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 17(7), 487-493.
- [61] Aprea, C., Ascani, M., & De Rossi, F. (1999). A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system. *Applied Thermal Engineering*, 19(4), 329–336.
- [62] Nelson, S., & Hrnjak, P. (2002). *Improved R134A Mobile Air Conditioning Systems*. Urbana, IL,: University of Illinois at Urbana-Champaign, ACRC Report CR-45.
- [63] Dai Riva, E., Del Col, D., & Cavallini, A. (2010). Experimental performance of a semi-hermetic reciprocating compressor working with propane. *International Compressor Engineering Conference* (pp. 1448(1-8)). West Lafayette, IN, USA: Purdue University.
- [64] Desai, A. D., Sapali, S. N., & Parthasarathi, V. G. (2011). Development of energy efficient R-134a automotive air conditioning system using internal heat exchanger. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol III*. London U.K.
- [65] Navarro-Esbrí, J., Molés, F., & Barragán-Cervera, Á. (2013). Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapor compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. *Applied Thermal Engineering*, 59(1-2), 153–161.
- [66] Chen-Yu, L. (2014). *Role of internal heat exchanger in air conditioning systems*. Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering: University of Illinois.
- [67] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., & Peris, B. (2015). Drop-in of an internal heat exchanger in a vapour compression system using R1234ze(E) and R450A as alternatives for R134a. *Energy*, 90(2), 1636–1644.
- [68] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Pascual-Miralles, V., Barragán-Cervera, A., & Maiorino, A. (2019). Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system. *Applied Thermal Engineering*, 147(25), 482-491. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.10.092.
- [69] Cabello, R., Torrella, E., Llopis, R., & Sánchez, D. (2010). Comparative evaluation of the intermediate systems employed in two-stage refrigeration cycles driven by compound compressors. *Energy*, 35(3), 1274-1280.
- [70] Groll, A., & Kim, J. (2011). Review of Recent Advances toward Transcritical CO₂ Cycle Technology. *HVAC&R Research*, 13(3), 499-520. doi:10.1080/10789669.2007.10390968
- [71] Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., & Zilio, C. (2009). Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 1058-1067.

- [72] Kim, M., Pettersen, J., & Bullard, C. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119-174.
- [73] Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., & Zilio, C. (2005). Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1274-1283. doi:10.1016/j.ijrefrig.2005.09.004.
- [74] Pottker, G., Guo, B., & Hrnjak, P. (2010). Experimental investigation of an R410A vapor compression system working with an ejector. *International refrigeration and air conditioning conference* (pp. 2473(1-8)). West Lafayette, IN , USA: Purdue University.
- [75] Nickl, J., Will, G., Quack, H., & Kraus, W. (2005). Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1219-1224.
- [76] Elbel, S. (2007). *Experimental and Analytical Investigation of a Two-Phase Ejector Used for Expansion Work Recovery in a Transcritical R744 Air-Conditioning System*. Urbana, IL, USA: University of Illinois at Urbana-Champaign, Ph.D. Dissertation.
- [77] Domanski, P. (1995). *Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector*. Report NISTIR 5606, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA . doi:10.6028/NIST.IR.5606.
- [78] Huff, H., Radermacher, R., & Preissner, M. (2003). Experimental Investigation of a Scroll Expander in a Carbon Dioxide Air-Conditioning System. *21th International Congress of Refrigeration, ICRO485* . Washington D.C., USA.
- [79] Horst, L. (1911). Verbesserte CO₂-Expansions-Kältemaschine. *Zeitschrift für Sauerstoff- und Stickstoff-Industrie*, 12(3), 241-246.
- [80] Plank, R. (1912). Verbesserung der Kohlensäure-Kältemaschine durch Einführung eines Expansionszylinders. *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, 3.
- [81] Hwang, Y. (2011). Editorial: Expansion Work Recovery Machine: Worth Using or Not? *HVAC&R Research*, 15(4), 671-672. doi:10.1080/10789669.2009.10390856.
- [82] Robinson, D., & Groll, E. (1998). Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. *International Journal of Refrigeration*, 21(7), 577-589.
- [83] Yang, J., Ma, Y., Li, M., & Guan, H. (2005). Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 30(7), 1162-1175.

- [84] Baek, J., Groll, E., & Lawless, P. (2005). Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation. *International Journal of Refrigeration*, 28(2), 141-151.
- [85] Baek, J., Groll, E., & Lawless, P. (2005). Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part II: theoretical model. *International Journal of Refrigeration*, 28(2), 152-164.
- [86] Zhang, B., Peng, X., He, Z., Xing, Z., & Shu, P. (2007). Development of a double acting free piston expander for power recovery in transcritical CO₂ cycle. *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9), 1629-1636.
- [87] Kim, H., Ahn, J., Cho, S., & Cho, K. (2008). Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO₂ trans-critical cycles. *Applied Thermal Engineering*, 28(13), 1654-1661.
- [88] Yang, B., Peng, X., He, Z., Guo, B., & Xing, Z. (2009). Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), 2289-2296. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.11.023.
- [89] Subiantoro, A., & Ooi, K. (2010). Design analysis of the novel Revolving Vane expander in a transcritical carbon dioxide refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 675-685.
- [90] Jia, X., Zhang, B., Pu, B., Guo, B., & Peng, X. (2011). Improved rotary vane expander for trans-critical CO₂ cycle by introducing high-pressure gas into the vane slots. *International Journal of Refrigeration*, 34(3), 732-741.
- [91] Hua, T., Yitai, M., Minxia, L., Haiqing, G., & Zhongyan, L. (2011). Influence of a non-condensable gas on the performance of a piston expander for use in carbon dioxide transcritical heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 31(11-12), 1943-1949. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.02.041.
- [92] Jiang, Y., Ma, Y., Fu, L., & Li, M. (2013). Some design features of CO₂ two-rolling piston expander. *Energy*, 55, 916-924.
- [93] Boumaraf, L., & Khadraoui, R. (2020). Investigation on the Performance of a Solar Hybrid Refrigeration System Using Environmentally Friendly Fluids. *International Journal of Heat and Technology*, 38(4), 960-966. doi:10.18280/ijht.380423
- [94] Garcia, J. C., & Berana, M. S. (2017). Theoretical evaluation of the effect of internal heatexchanger in standard vapor compression and compressor-driven ejector refrigeration systems. *Proceedings of the World Congress on Engineering WCE, II*. London, U.K.

- [95] Sarkar, J. (2009). Performance characteristics of natural-refrigerants- based ejector expansion refrigeration cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(5), 543–550. doi:10.1243/09576509JPE753.
- [96] Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A., & Barragán-Cervera, Á. (2014). Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapor compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 44, 141-150.
- [97] Besagni, G., Mereu, R., & Inzoli, F. (2016). Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 373-407.
- [98] Association française du froid. (1929). Le nouveau cycle frigorifique fermé Guarini à évaporation et compression par l'emploi de l'éjecteur comme aspirateur et thermo-compresseur. *10*(3), 81-91.
- [99] Paliwoda, A. (1968). Experimental study on low grade heat and solar energy operated halocarbon vapour jet refrigeration systems. *Bulletin de l'institut international du froid*, 4, 1003-1035.
- [100] Whitney, L. (1932). The mercury ejector refrigerator. *Refrigerating engineering*, 26, 143-146.
- [101] Kalustian, P. (1934). Analysis of the ejector cycle. *Refrigerating engineering*, 28, 188-193.
- [102] Boester, F. (1940, février). Air Conditioned Drive-In Theaters. *Heating and ventilating*, 38.
- [103] Jordan, J. (1937). *Firm leaflet*. Chicago: Rapport, general household utilities.
- [104] Marynowski, T. (2007). Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique dans un éjecteur avec et sans flux induit. Thèse de doctorat: University of Sherbrook.
- [105] Akteriana, S. (2011). Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. *Procedia Food Science*, 1, 1785 – 1791.
- [106] Ding, Y. (2014). Experimental research on jet injector used in slag pneumatic conveying. *China Powder Science and Technology*, 20, 75-78.
- [107] Alasfour, F., Darwish, M., & Bin Amer, A. (2005). Thermal analysis of ME—TVC+MEE desalination systems. *Desalination*, 174(1), 39-61. doi:0.1016/j.desal.2004.08.039.
- [108] Adamopoulos, K. G., & Petropakis, H. J. (1999). Simulation of distribution of discrete inert particles in two phase supersonic mixing. *Journal of Food Engineering*, 42(1), 59-66. doi:10.1016/S0260-8774(99)00106-5.

- [109] Hu, H., & Koochesfahani, M. (2002). A novel method for instantaneous, quantitative measurement of molecular mixing in gaseous flows. *Experiments in fluids*, 33, 202-209. doi:10.1007/s00348-002-0452-5.
- [110] De Chant, L. J., & Seidel, J. A. (2001). Analytical development of non-ideal effects for volume based mixer models. *Applied Thermal Engineering*, 21(15), 1521-1533. doi:10.1016/S1359-4311(01)00013-8.
- [111] Majamaki, A. J., Smith, O. I., & Karagozian, A. R. (2003). Passive Mixing Control via Lobed Injectors in High Speed Flow. *AIAA Journal*, 41(4), 623-632. doi:10.2514/2.2016.
- [112] Sun, D. (1996). Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. *Energy*, 21(10), 919–929.
- [113] Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8(2), 129–155. doi:10.1016/j.rser.2003.10.001.
- [114] Sun, D. W., & Eames, I. W. (1995). Recent developments in the design theories and applications of ejectors. *Journal of the institute of energy*, 68(475), 65-79. doi:10.1016/0140-6701(95)96874-c.
- [115] Yu, J., Chen, H., Ren, Y., & Li, Y. (2006). A new ejector refrigeration system with an additional jet pump. *Applied Thermal Engineering*, 26(2-3), 312-319. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.04.018.
- [116] Wang, J. W., Yang, W. L., Chen, J. H., Hong, R. L., & Liu, Y. C. (2014). Performance analysis on a direct expansion solar- driven ejector refrigeration system. *Fluid Machinery*, 42, 84-86.
- [117] Alexis, G., & Rogdakis, E. (2002). Performance of solar driven methanol-water combined ejector-absorption cycle in the Athens area. *Renewable Energy*, 25(2), 249-266. doi:10.1016/S0960-1481(01)00060-X.
- [118] Zhao, Z., Chong, D. T., & Yan, J. J. (2012). Modeling and experimental investigation on water-driven steam injector for waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 40, 189- 197. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.02.006.
- [119] Oechslein, W. (2004). Status of the Vinci Combustion Chamber Vacuum Ignition Tests. 40th Joint Propulsion Conference and Exhibit (pp. 11-14). Fort Lauderdale, Florida: AIAA/ASME/ SAE/ASEE. doi:10.2514/6.2004-3531.
- [120] Hunter, C., Presz, W., & Reynolds, G. (2002). Thrust augmentation with mixer/ejector systems. 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit (pp. 14-17). Reno, NV, U.S.A: Aerospace Research Cental. doi:10.2514/6.2002-230.

- [121] Srikrishnan, A. R., Kurian, J., & Sriramulu, V. (1996). An Experimental study on mixing enhancement by petal nozzle in supersonic flow. *Journal of Propulsion and Power*, 12(1), 165-169. doi:10.2514/3.24006.
- [122] Berman, C., Andersen Jr, O., & Dreizin, E. (1996). Enhanced mixing and noise reduction by auxiliary jets. *American Society of Mechanical Engineers-Fluids Engineering Division*, 491-496.
- [123] Wang, S., & Li, L. (2006). Investigations of flows in a new infrared suppressor. *Applied Thermal Engineering*, 26(1), 36-45.
- [124] Hwang, J. J. (2014). Passive hydrogen recovery schemes using a vacuum ejector in a proton exchange membrane fuel cell system. *Journal of Power Sources*, 247, 256 –263.
- [125] Chen, W., Chong, D., Yan, J., & Liu, J. (2013). The numerical analysis of the effect of geometrical factors on natural gas ejector performance. *Applied Thermal Engineering*, 59(1–2), 21–29.
- [126] Wang, F., Cheng, Z., & Ding, Y. (2007). Application of water jet pump in high-rise building direct-connected system. *Building Energy & Environment*, 26, 64-67.
- [127] Munday, J. H., & Bagster, D. F. (1977). A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. *I&EC Process Design of Development*, 16(4), 442-449.
- [128] Huang, B., & Chang, J. (1999). Empirical correlation of ejector design. *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 379–388.
- [129] Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004). An experimental investigation of steam-ejector refrigerator, the analysis of pressure profile along ejector. *Applied Thermal Engineering*, 24(2-3), 184–188. doi:10.1016/j.applthermaleng.2003.07.003.
- [130] Huang, B., Chang, J., Wang, C., & Petrenko, V. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 354-364.
- [131] Gil, B., & Kaspersky, J. (2015). Efficiency analysis of alternative refrigerants for ejector cooling cycles. *Energy Conversion and Management*, 94, 12-18.
- [132] Yapici, R., & Ersoy, H. K. (2005). Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. *Energy Conversion and Management*, 46(18-19), 3117-3135.
- [133] Nehdi, E. (1989). Etude paramétrique expérimental des caractéristiques du système tritherme a éjecteur. Thèse de Doctorat: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- [134] Gay, N. H. (1931). Refrigerating system. Patent US1836318A.

- [135] Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 4927-4937.
- [136] Dong, J., Li, L., Jiang, Y., & Wang, P. (2015). The Stability of Water Ejector Using in Heating System. *Procedia Engineering*, 121, 1252-1258.
- [137] Keenan, J., & Neumann, E. (1942). A simple air ejector. *Journal of Applied Mechanics*, 64, 75-81. doi:10.1115/1.4009187.
- [138] Fabri, J., & Siestrunk, R. (1958). Supersonic Air Ejectors. *Advances in Applied Mechanics*, 5, 1-34. doi:10.1016/S0065-2156(08)70016-4.
- [139] Addy, A. L., Dutton, J. C., & Mikkelsen, C. D. (1981). Supersonic ejector–diffuser theory and experiments. Urbana-Champaign, Urbana, USA: Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois.
- [140] Grazzini, G., & Mariani, A. (1998). A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles. *Energy Conversion and Management*, 39(16-18), 1827-1834. doi:10.1016/S0196-8904(98)00070-3.
- [141] Sherif, S. A., Lear, W. E., Steadham, J. M., Hunt, P. L., & Holladay, J. B. (2000). Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications. *International Journal of Mechanical Sciences*, 42(2), 185-198. doi:10.1016/S0020-7403(98)00123-4.
- [142] He, S., Li, Y., & Wang, R. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 1760-1780.
- [143] Sriveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K. (2007). Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), 812-822.
- [144] Sriveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K. (2007). Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), 823-833.
- [145] Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., & Mercadier, Y. (2006). Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. *Applied thermal engineering*, 26(5-6), 604-612.
- [146] Nehdi, E., Kairouani, L., & Bouzaina, M. (2006). Performance analysis of the vapor compression cycle using ejector as an expander. *International Journal of Energy Research*, 31(4), 364-375.

- [147] Bilir, N., & Ersoy, H. (2008). Performance improvement of the vapor compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *International Journal of Energy Research*, 33(5), 469-480.
- [148] Sarkar, J. (2010). Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. *International Journal of Energy Research*, 34(1), 84-94.
- [149] Menegay, P., & Kornhauser, A. A. (1996). Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle. *IECEC 96. 31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. Washington, DC, USA: IEEE. doi:10.1109/IECEC.1996.553783.
- [150] Disawas, S., & Wongwises, S. (2004). Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, 27(6), 587-594. doi:10.1016/j.ijrefrig.2004.04.002.
- [151] Liu, J., Chen, J., & Chen, Z. (2002). Thermodynamic analysis on transcritical R744 vapor compression/ejection hybrid refrigeration cycle. *Proceedings of fifth IIR G. Lorenzen conference on natural working fluids*, (pp. 184-188). Guangzhou, China.
- [152] Elbel, S., Henjak, P. (2004). Effect of internal heat exchanger on performance of trans critical CO₂ systems with ejector. *Tenth international refrigeration and air conditioning conference at Purdue*, (pp. R166(1-8)). West Lafayette, IN, USA.
- [153] Nakagawa, M., Marasigan, A., Matsukawa, T., & Kurashina, A. (2011). Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 34(7), 1604-1613.
- [154] Lee, W. H., Kim, Y. J., Kim, M. S., & Cho, K. S. (2000). Experimental Study on the Performance of Dual-Evaporator Refrigeration System with an Ejector. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (pp. 361-368). West Lafayette, IN, USA: Purdue University.
- [155] Oshitani, H., Yamanaka, Y., Takeuchi, H., Kusano, K., Ikegami, M., Takano, Y., Ishizaka, N., & Sugiura, T. (2005). Vapor compression cycle having ejector. U.S. Application Publication Patent US0268644A1.
- [156] Oshitani, H., Gocho, M., & Takano, Y. (2008). Ejector-type cool box. *SAE World Congress & Exhibition*, Paper 2008-01-0734, 1(1), 640-645. Detroit, MI, USA.
- [157] Yamada, E., Nishijima, H., Matsui, H., Ueno, T., Taniguchi, M., & Fujita, A. (2009). Next generation ejector cycle for truck-transport refrigerator. *SAE World Congress & Exhibition*, Paper 2009-01-0973, 2(1), 58-63. Detroit, MI, USA.

- [158] Brodie, B. R., Takano, Y., & Gocho, M. (2012). Evaporator with integrated ejector for automotive cabin cooling. *SAE World Congress and Exhibition*, Paper 2012-01-1048, Detroit, MI, USA. doi: 10.4271/2012-01-1048.
- [159] Burk, R., Dürr, G., Feuerecker, G., Kohl, M., Manski, R., & Strauß, T. (2006). Vorrichtung zur Luftkonditionierung für ein Kraftfahrzeug. DE Patent No 10 2005 021 396 A1.
- [160] Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., & Bouaziz, N. (2009). Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1173-1185.
- [161] Liu, Y., Xin, T., Cao, L., Wan, C., & Zhang, M. (2010). Compression-injection hybrid refrigeration cycles in household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2442-2447.
- [162] Bai, T., Yan, G., & Yu, J. (2015). Thermodynamics analysis of a modified dual-evaporator CO₂ transcritical refrigeration cycle with two-stage ejector. *Energy*, 84(1), 325-335.
- [163] Zhu, L., Yu, J., Zhou, M., & Wang, X. (2014). Performance analysis of a novel dual-nozzle ejector enhanced cycle for solar assisted air-source heat pump systems. *Renewable Energy*, 63, 735-740.
- [164] Brunin, O., Feidt, M., & Hivet, B. (1997). Comparison of the working domains of some compression heat pumps and compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 20(5), 308-318.
- [165] Kabul, A., Kizilkan, Ö., & Yakut, A. (2008). Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a). *International Journal of Energy Research*, 32(9), 824-836. doi:10.1002/er.1396.
- [166] Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., & Kurtbaş, I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two-evaporator vapor compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 26-37.
- [167] Boumaraf, L., & Lallemand, A. (1999). Performance of a jet cooling system using refrigerants mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 22, 580-589.
- [168] Boumaraf, L., & Lallemand, A. (2005). Optimal design of an ejector in air conditioning system operating with various refrigerants. *2nd International Conference on Applied Thermodynamics*, (pp. 353-359). Istanbul-Turkey.
- [169] Dorantès, R., & Lallemand, A. (1995). Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 18(1), 21-30.

- [170] Khadraoui, R., Boumaraf, L., & Haberschill, P. (2022). Effect of an Internal Heat Exchanger on the Performances of a Double Evaporator Ejector Refrigeration Cycle. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, 19(5), 1115-1128. doi:10.32604/fdmp.2022.022674
- [171] ASHRAE. (1979). *Steam-Jet Refrigeration Equipment*. Equipment Handbook vol.13.
- [172] ESDU 86030. (2007). *Ejectors and Jet Pumps. Design for Steam Driven Flow*. London: Engineering Science Data Unit.
- [173] Lu, L. T. (1986). *Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme à éjecteur de fluide frigorigène*. Thèse de doctorat: Institut national polytechnique, Grenoble. France.
- [174] Boumaraf, L., & Lallemand, A. (2007). Comparaison des performances optimales d'un éjecteur dimensionné selon les modèles a pression constante et a section constante. *13ème Journées Internationales de Thermique*, (pp. 371-375). Albi-France.
- [175] Selvaraju, A., & Mani, A. (2004). Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerant. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(9), 915-921.
- [176] Joseph, D., & Yang, B. (2010). Friction factor correlations for laminar, transition and turbulent flow in smooth pipes. *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 239(14), 1318-1328.
- [177] McKeon, B. J., Swanson, C. J., Zagarola, M. V., Donnelly, R. J., & Smits, A. J. (2004). Friction factors for smooth pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 511, 41-44.