

Analyse exergo-économique de cycles thermodynamiques pour la réfrigération de moyenne puissance

Exergo-economic analysis of thermodynamics cycles for medium cooling power refrigeration applications

Axel PARAN^{1,2}, Yacine BRAHAMI¹, Benoit MICHEL², Rémi REVELLIN²

¹Tecumseh Europe Sales & Logistics, 38290 La Verpillière, France

²INSA Lyon, CNRS, CETHIL, UMR5008, 69621 Villeurbanne, France

Résumé - Les cycles à compression de vapeur pour la réfrigération sont une technologie mature, répandue et bon marché. Cependant, les nouvelles lois et réglementations vont imposer de fortes augmentations de rendements qui vont nécessiter de lourds changements de conception aux constructeurs de machines frigorifiques. Dans cette étude, des analyses exergétiques et économiques ont été menées sur plusieurs cycles afin d'estimer les gains de performances avec différents fluides frigorigènes tels que le R404A, R1234yf, R290, R32 et le R455A.

Abstract - Vapor-compression cycles are a mature, widespread, and cost-effective technology. However, new laws and regulations will impose significant efficiency improvements which require design changes for refrigeration equipment manufacturers. In this study, exergetic and economic analyses were conducted on several cycles to estimate performance improvements with different refrigerants such as R404A, R1234yf, R290, R32 and R455A.

Nomenclature

A	Aire m ²	\dot{P}_a	Puissance absorbée	b	Bulle
C	Coût annualisé €/an		kW	cd	Condenseur
c	Coût composants \$	$Prix$	Prix €	$comp$	Comresseur
$CEPCI$	Chemical Engineering Plant Cost Index	\dot{Q}	Transfert de chaleur	d	Détruite
			kW	e	Entrée
		s	Entropie massique	$elec$	Électricité
Cf	Coût annualisé de production de froid €/an.kW		kJ/(kg.K)	ev	Évaporateur
		SC	Sur-chauffe K	hx	Échangeur
COP	Coefficient de performance	SR	Sous-refroidissement K	i	Intermédiaire
Cp	Capacité thermique à pression constante J/(kg.K)	T	Température K	in	Entrée du composant
		UA	Conductivité globale W/K	inv	Investissement
				is	Isentropique
DX	Cycle détente directe	<i>Symboles grecs</i>		$loss$	Pertes thermiques
ECO	Cycle économiseur	ε	Efficacité	mid	Moyen
\dot{E}_x	Exergie kW	η	Rendement	out	Sortie du composant
h	Enthalpie massique kJ/kg	γ	Taux de change € / \$	pf	Production de froid
IHX	Cycle échangeur interne	θ	Température °C	r	Rosée
\dot{m}	Débit massique kg/s	<i>Indices et exposants</i>		$useful$	Utile
		amb	Ambiant	vlv	Organe de détente
				vol	Volumétrique

1. Introduction : Présentation des cycles

Le cycle à compression de vapeur le plus simple et le plus répandu est le cycle à détente directe (DX), Figure 1a. Cette technologie repose sur les transformations thermodynamiques de compression, condensation, détente puis évaporation d'un fluide frigorigène en circuit fermé. De nombreuses espèces chimiques peuvent être utilisées, historiquement les molécules CFC, HCFC et HFC ont été (et sont encore) très répandues [1]. Cependant, leurs effets sur la couche d'ozone (Ozone Depletion Potential, ODP) et leur pouvoir de réchauffement climatique (Global Warming Potential, GWP) ont provoqué des actions limitant leur utilisation [2] [3] [4]. Ces réglementations ont ramené sur le devant de la scène des fluides frigorigènes naturels, notamment le CO_2 qui n'est pas nocif, pas inflammable, et sans risque pour l'environnement. Néanmoins, ses caractéristiques thermodynamiques limitent ses performances et imposent une utilisation sous haute pression [5]. Ces contraintes technologiques favorisent son utilisation dans des systèmes de fortes puissances (> 20 kW). Pour les petites puissances (< 1 kW), la charge de fluide frigorigène est très limitée et permet l'utilisation des hydrocarbures comme le R600a ou le R290. Dans les gammes des moyennes puissances, aucune solution technologiques ne semble se démarquer (CO_2 , hydrocarbures ou fluides synthétiques). Pour cette raison, nous effectuons une comparaison sur les machines de tailles intermédiaires. Les transformations du fluide frigorigène au sein du cycle sont sources d'irréversibilités thermodynamiques qui reflètent les performances du système. Le rendement global peut être amélioré par le choix de composants ayant des rendements individuels plus élevés. Mais il peut également être optimisé en changeant le cycle thermodynamique [6] [7]. Dans cette étude deux cycles alternatifs ont été modélisés et étudiés pour différentes applications et pour différents fluides.

Le premier est un cycle à échangeur interne (*Internal Heat Exchanger*, IHX) [8], Figure 1b, où un échangeur de chaleur est inséré avant l'entrée du compresseur et à la sortie du condenseur. Le fluide frigorigène, sous forme de vapeur, est surchauffé en sortie d'évaporateur en sous-refroidissant le liquide en sortie de condenseur. Ce sous-refroidissement correspond à une diminution de l'enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur qui se peut traduire par une production de froid plus importante.

Le cycle à économiseur (*Economizer*, ECO) [9], Figure 1c, est plus complexe car il fait intervenir deux compresseurs et un échangeur de chaleur. Une partie du débit de fluide frigorigène est détendue et évaporée dans un échangeur pour sous refroidir le débit principal et gagner en enthalpie spécifique à l'évaporateur. Ce débit secondaire ainsi évaporé et à une pression intermédiaire est mélangé avec le refoulement du compresseur basse pression. Le mélange et ensuite comprimé par le compresseur haute pression pour compléter le cycle.

2. Modélisation

La modélisation se porte sur une analyse en régime permanent des différents cycles pour différents points de fonctionnement. L'objectif est de pouvoir comparer leurs performances, pour cinq fluides frigorigènes (R404A, R1234yf, R290, R32 et R455A). L'étude a été menée avec le logiciel Engineering Equation Solver (EES) [10]. Un ensemble d'équation défini chaque composant et les relie entre eux. Après initialisation, les équations convergent vers un point de fonctionnement du système. Les propriétés thermodynamiques sont déterminées par REFPROP [11].

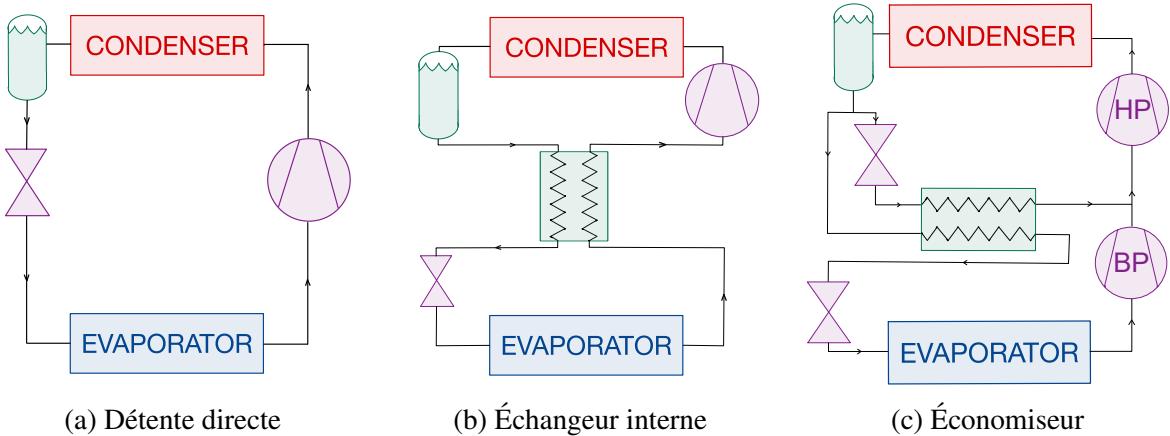


Figure 1 : Trois cycles à compression de vapeur

2.1. Condenseur

Nous considérons des condenseurs de type tube-ailettes, échangeant avec l'air ambiant. Le modèle de condenseur se base sur un coefficient d'échange global constant. L'hypothèse repose sur une prédominance de la résistance thermique du côté air. Par ailleurs, le flux d'air est considéré constant ce qui correspond à une vitesse de rotation fixe du ventilateur. Bien que la résistance thermique côté fluide frigorigène varie beaucoup au cours de la condensation, et aussi en fonction de son débit, cette dernière étant un à deux ordres de grandeurs plus élevés que celle côté air, la conductance thermique globale ne varie que très peu suivant les différents points de fonctionnement et différents fluides frigorigènes. Nous avons donc :

$$\dot{Q}_{cd} = (UA)_{cd} \Delta T_{mid_{cd}} \quad (1)$$

Avec

$$\Delta T_{mid_{cd}} = \frac{T_{cd_b} + T_{cd_r}}{2} - T_{amb} \quad (2)$$

$\Delta T_{mid_{cd}}$ représente la différence entre la température ambiante et la température moyenne de condensation à la saturation liquide et vapeur. La température de condensation est constante le long de l'échangeur pour les fluides frigorigènes purs contrairement aux mélanges, particulièrement pour les mélanges zéotropes comme le R455A.

2.2. Évaporateur

Dans cette étude, nous nous intéressons à la production frigorifique. Pour simplifier, nous considérons le cas d'une température d'évaporation et puissance frigorifique fixes. Dans ce cas, le modèle d'évaporateur consiste en un bilan thermique avec le modèle de compresseur, à point de fonctionnement imposé.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}(h_{ev-out} - h_{ev-in}) \quad (3)$$

$$T_{mid_{ev}} = \frac{T_{ev-in} + T_{ev_r}}{2} \quad (4)$$

Le fluide frigorigène est surchauffé dans l'évaporateur pour protéger le compresseur. Cette surchauffe dépasse la température d'évaporation est doit être retranchée de la puissance frigorifique utile.

$$\dot{Q}_{pf} = \dot{m}(h_{ev_r} - h_{ev-in}) \quad (5)$$

2.3. Compresseur

Le compresseur est défini par des rendements isentropique et volumétrique fixes de $\eta_{is} = 0,8$ et $\eta_{vol} = 0,8$. Pour prendre en compte l'échange thermique du compresseur avec l'ambiant

un coefficient de perte thermique de $\eta_{loss} = 0,4$ est ajouté. Il représente la part de l'énergie absorbée par le compresseur qui est rejetée à l'ambiance par convection. Les valeurs de ces rendements ont été déterminées à partir de données expérimentales de l'entreprise Tecumseh Europe issues de la caractérisation de leurs compresseurs avec différents fluides.

$$\eta_{is} = \frac{h_{out-comp_{is}} - h_{in-comp}}{h_{out-comp} - h_{in-comp}} \quad (6)$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}_{cc}\rho_{in-comp}} \quad (7)$$

$$\dot{P}_{a_{elec}} = \frac{\dot{m}(h_{out-comp} - h_{in-comp})}{1 - \eta_{loss}} \quad (8)$$

2.4. Détendeur et échangeurs ECO et IHX

Pour les cycles à échangeur interne et à économiseur des échangeurs de chaleur sont utilisés. Ils sont modélisés avec une efficacité constante $\varepsilon = 0,8$. La détente est considérée comme isenthalpique.

3. Paramètres et méthodes

3.1. Conditions de simulations

Les trois cycles ont été simulés pour la même puissance frigorifique au point d'annonce LT (Low Temperature, $T_{ev_{mid}} = -35^\circ\text{C}$ / $T_{amb} = 32^\circ\text{C}$) défini par la norme EN13215 [12]. Il en découle 15 points de fonctionnement pour les 5 fluides frigorigènes sur les 3 cycles.

L'étude a également été étendue en faisant varier les températures ambiantes (de 5°C à 43°C) et d'évaporation (de -40°C à -10°C) pour avoir une cartographie des performances.

Les paramètres pour la simulation des trois cycles sont présentés dans le Tableau 1. La surchauffe de 10 K en sortie d'évaporateur sert à protéger le compresseur. Le cycle IHX permet de s'affranchir de cette surchauffe grâce à l'échangeur interne. Concernant le cycle ECO, il est supposé que le faible débit sortant de l'échangeur économiseur sera rapidement surchauffé par le débit principal sortant du compresseur BP, protégeant ainsi le compresseur HP.

La valeur $(UA)_{cd}$ a été choisie pour que la température de condensation ne dépasse pas les 60°C au point le plus défavorable pour le cycle à détente directe, Tableau 2. C'est une valeur standard pour la tenue en pression et en température des condenseurs.

	θ_{amb} °C	$\theta_{ev_{mid}}$ °C	\dot{Q}_{pf} kW	SR K	SC K	$(SC)_i$ K
DX	32	-35	1.50	3	10	-
IHX	32	-35	1.50	3	1	-
ECO	32	-35	1.50	3	10	1

Tableau 1 : Paramètres d'entrée au point d'annonce $-35^\circ\text{C} / 32^\circ\text{C}$

	R404A W/K	R1234yf W/K	R290 W/K	R32 W/K	R455A W/K
$(UA)_{cd}$	366	420	340	357	375

Tableau 2 : Conductances globales des condenseurs en fonction du fluide

3.2. Exergie

L'exergie est une mesure de la qualité des différentes formes d'énergie par rapport à un environnement. Le bilan exergétique appliqué à une installation complète permet de quantifier et de comparer les irréversibilités de chaque processus interne [13]. C'est un indicateur quantitatif et qualitatif du rendement de chaque composant.

Les différents modèles de cycles donnent l'état thermodynamique en entrée et en sortie de chaque composant. Un bilan exergétique par composant peut être calculé en ajoutant les flux exergétiques du combustible (électricité, $\dot{P}a_{elec}$) et du produit (transfert de chaleur à la température d'évaporation \dot{Ex}_{useful} , Équation 14 [14]). L'état de référence correspond à la température ambiante. Les équations bilans d'exergie pour le compresseur, condenseur, évaporateur, détendeur, échangeurs internes s'expriment respectivement par :

$$\dot{Ex}_{dest-comp} = \dot{P}a_{elec} - \dot{m}((h_{out} - h_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})) \quad (9)$$

$$\dot{Ex}_{dest-cd} = -\dot{m}((h_{out} - h_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})) \quad (10)$$

$$\dot{Ex}_{dest-ev} = -\dot{m}((h_{out} - h_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})) - \dot{Ex}_{useful} \quad (11)$$

$$\dot{Ex}_{dest-vlv} = -\dot{m}((h_{out} - h_{in}) - T_{amb}(s_{out} - s_{in})) \quad (12)$$

$$\dot{Ex}_{hx} = -\dot{m}_1((h_{out1} - h_{in1}) - T_{amb}(s_{out1} - s_{in1})) + \dot{m}_2((h_{out2} - h_{in2}) - T_{amb}(s_{out2} - s_{in2})) \quad (13)$$

$$\dot{Ex}_{useful} = -\dot{Q}_{pf} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{ev_{mid}}} \right) \quad (14)$$

3.3. Coûts

Les cycles comme IHX ou ECO peuvent permettre une augmentation de performance qui se traduit par une amélioration du COP [7]. En revanche ces cycles possèdent plus de composants que le cycle de référence et leur coût d'investissement est plus important. Il faut donc comparer le coût total (investissement et fonctionnement) de l'installation sur sa durée de vie. Le coût de l'électricité a été pris à $Prix_{elec} = 0,2092 \text{ €/kWh}$ [15], pour un fonctionnement sur toute l'année $N_{heure} = 8760 \text{ h}$. Le taux de change du dollar vers l'euro est pris à $\gamma = 0,8791$, la durée de vie de l'installation est $N_{annee} = 15 \text{ ans}$ avec un taux d'emprunt $IR = 0,05$. Les équations de coûts des composants sont issus de la littérature [16].

$$\begin{aligned} C_{elec} &= Prix_{elec} \times \dot{P}a_{elec} \times N_{heure}; & CRF &= \frac{IR(1+IR)^{N_{annee}}}{(1+N_{annee})^{N_{annee}} - 1} \\ c_{cd} &= 1.56 \times 10^5 \left(\frac{A_{cd}}{200} \right)^{0.89}; & C_{inv} &= c_{equip} \frac{CEPCI_{2022}}{CEPCI_{2000}} \times \gamma \times CRF \\ c_{comp} &= 9.84 \times 10^4 \left(\frac{\dot{P}a_{elec}}{250} \right)^{0.46}; & Cf &= \frac{C_{inv} + C_{elec}}{\dot{Q}_{pf}} \end{aligned} \quad (15)$$

4. Résultats et discussion

4.1. Analyse exergétique

Les simulations ont été faites au point d'annonce $T_{ev_{mid}} = -35 \text{ °C}$, $T_{amb} = 32 \text{ °C}$. La Figure 2, représente la destruction d'exergie pour chaque composant dans chaque cycle et pour les cinq fluides frigorigènes. Les résultats du cycle DX montrent que le compresseur est la source la plus importante d'irréversibilité suivie par l'organe de détente, le condenseur et enfin l'évaporateur. Dans ce dernier, la destruction d'exergie correspond exclusivement à la surchauffe de 10 K.

C'est également la raison pour laquelle cette destruction d'exergie est absente pour le cycle IHX car la surchauffe est assurée par l'échangeur interne.

Le cycle IHX réduit la destruction d'exergie en majeur partie au sein du détendeur. C'est un résultat attendu car la détente isenthalpique d'un liquide sous-refroidie s'approche de la détente isentropique [7]. En contre partie, la surchauffe supplémentaire entraîne une température de refoulement plus grande et augmente les irréversibilités au sein du condenseur. De plus, la masse volumique à l'aspiration étant plus grande, le débit de fluide frigorigène est réduit. Le cycle IHX est un compromis entre augmentation d'enthalpie massique et diminution du débit. Conformément à Klein et al (2002) [17], nous observons que le gain de performances du cycle IHX est fortement dépendant du fluide frigorigène considéré.

Le cycle ECO confère un gain de performance proche du cycle IHX, sauf pour le R32 et le R455A où une différence significative est observée. On remarque que ce cycle réduit les irréversibilités en majeur parti au sein des organes de détente. L'étagement de la compression, en revanche, n'offre pas de gain substantiel sur les performances des compresseurs. Le choix du modèle de compresseur à rendements constants montre ses limites. Le rendement volumétrique est dépendant du taux de compression, particulièrement pour les compresseurs à volume mort [18]. Un étagement de la compression devrait permettre d'augmenter ce rendement et de réduire la cylindrée totale nécessaire pour une production de froid fixe. Le rendement isentropique est lui aussi dépendant du taux de compression [6]. Avec un modèle de compresseur plus fidèle, le gain attendu avec ce cycle serait plus important.

Le Tableau 3 nous montre qu'à puissance frigorifique fixe, les cylindrées des compresseurs sont fortement dépendantes du fluide frigorigène et du cycle considérés.

	R404A <i>cm</i> ³	R1234yf <i>cm</i> ³	R290 <i>cm</i> ³	R32 <i>cm</i> ³	R455A <i>cm</i> ³
DX	50,0	92,8	52,5	27,0	47,2
IHX	39,4	72,4	45,6	27,3	39,3
ECO	33,4 et 13,6	63,9 et 23,7	39,1 et 16,4	21,8 et 9,4	32,2 et 13,7

Tableau 3 : Cylindrées des compresseurs en fonction du fluide frigorigène et du cycle considérés

4.2. Fenêtre de fonctionnement ($T_{ev_{mid}} = -40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ à $-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ pour $T_{amb} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ à $43 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

La Figure 3 présente le gain de COP du cycle considéré par rapport au cycle DX en % déterminé d'après l'équation 16. On remarque que, le gain est positif sur l'ensemble de la fenêtre de fonctionnement pour le R1234yf que ça soit avec le cycle IHX ou ECO. L'amélioration étant plus importante pour une température ambiante haute. Pour le R32, l'amélioration de performance est moindre et même négative sur une partie de la fenêtre avec le cycle IHX.

$$\left(\frac{COP}{COP_{DX}} - 1 \right) \times 100 \quad (16)$$

4.3. Analyse économique

Le Tableau 4 présente le coût annualisé de la production de 1 kW de froid au point $-35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ / $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$. On remarque une réduction significative du coût des cycles IHX et ECO par rapport au cycle DX pour l'ensemble des fluides mais peu de différence entre les cycles IHX et ECO entre eux, excepté pour le R32. Par ailleurs, on remarque que le coût de l'investissement ne représente qu'une faible portion du coût total. Cela signifie que les cycles augmentant fortement le COP sont à privilégier même si leur coût d'investissement est important.

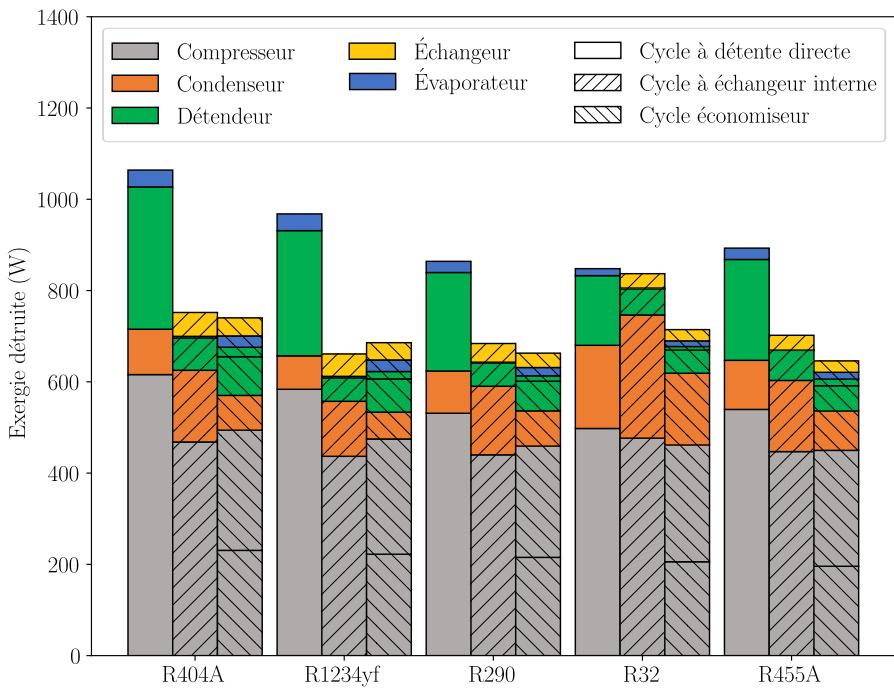


Figure 2 : Destruction d'énergie de chaque composants au point $T_{ev_mid} = -35^\circ\text{C}$ / $T_{amb} = 32^\circ\text{C}$

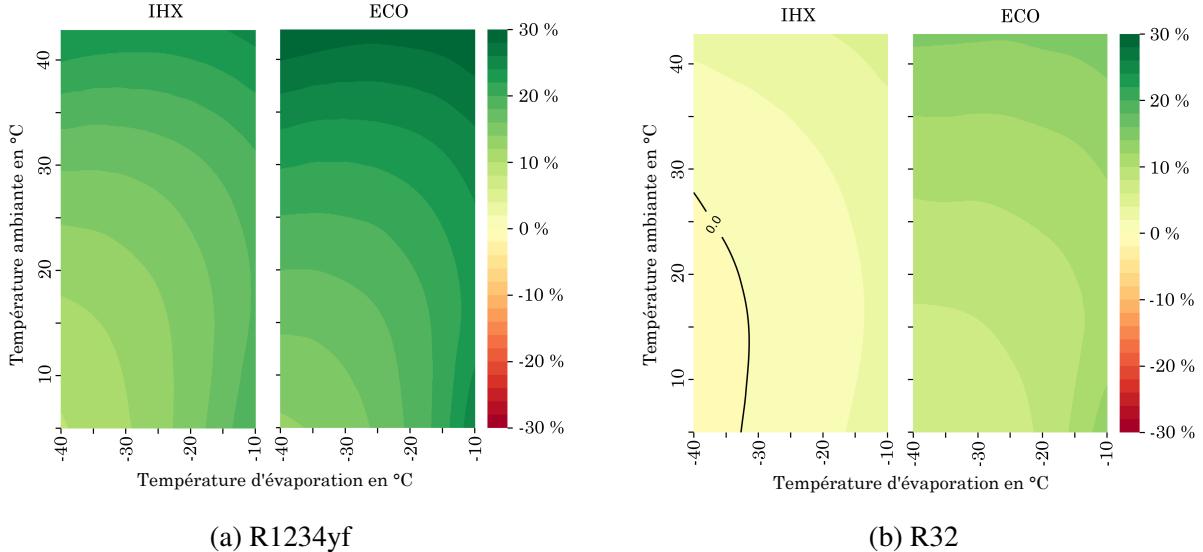


Figure 3 : Gains de COP en % pour les cycles IHX et ECO par rapport au DX, avec (a) R1234yf et (b) R32 comme fluide frigorigène

		R404A	R1234yf	R290	R32	R455A
DX	C_{inv}	179	185	169	170	174
	C_{elec}	1821	1698	1571	1552	1606
	C_{total}	2000	1883	1740	1722	1780
IHX	C_{inv}	185	192	176	177	181
	C_{elec}	1437	1323	1352	1539	1373
	C_{total}	1622	1515	1528	1716	1554
ECO	C_{inv}	200	206	191	194	194
	C_{elec}	1425	1355	1328	1396	1388
	C_{total}	1625	1561	1519	1590	1582

Tableau 4 : Coût de fonctionnement par an par kW de froid (€/(an.kW))

5. Conclusion

Les cycles à compression de vapeur alternatifs au cycle à détente directe offrent une amélioration énergétique, résumée dans le Tableau 5, au prix d'une complexité et d'un investissement plus importants. Ce sur-coût initial est largement compensé par le gain de consommation électrique sur la durée de vie du système, considéré à 15 ans dans cette étude. Néanmoins, des paramètres tels que le fluide frigorigène utilisé, la puissance ou la température souhaitée ont un impact important et doivent être pris en compte.

	R404A	R1234yf	R290	R32	R455A
IHX	26,4%	28,4%	16,2%	0,8%	17,0%
ECO	27,5%	25,3%	18,3%	11,2%	22,8%

Tableau 5 : Gain de COP par rapport au cycle DX au point d'annonce –35 °C / 32 °C

De plus, les cycles alternatifs considérés, à échangeur interne et économiseur, ne montrent pas de différence significative sur le long terme. L'arbitrage entre ces deux solutions doit se faire par l'ajout d'autres critères de sélection, tel que la maintenabilité et le risque de défaillance. En perspective, une étude considérant des modèles de composants réalistes, simulés dynamiquement sur l'année voire par une étude expérimentale, permettraient d'élever le niveau de confiance dans ces résultats.

6. Bibliographie

- [1] J.M. CALM. “The next Generation of Refrigerants – Historical Review, Considerations, and Outlook”. In : *International Journal of Refrigeration* (nov. 2008).
- [2] Règlement (UE) 2024/573 du Parlement européen et du Conseil du 7 février 2024 relatif aux gaz à effet de serre fluorés.
- [3] UNITED NATIONS. *Protocole de Montréal Relatif Aux Substances Qui Appauvrisse La Couche d'ozone*. 1987.
- [4] CONFERENCE OF THE PARTIES. *Report of the Conference of the Parties on Its 21st Session, Held in Paris from 30 November to 13 December 2015*. Paris : United Nations, 29 jan. 2016.
- [5] H.J. HUFF et R. RADERMACHER. “CO2 Compressor-Expander Analysis”. In : *Arlington, VA : Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute* (2003).
- [6] B. YU et al. “An Updated Review of Recent Advances on Modified Technologies in Transcritical CO2 Refrigeration Cycle”. In : *Energy* (déc. 2019).
- [7] C. PARK et al. “Recent Advances in Vapor Compression Cycle Technologies”. In : *International Journal of Refrigeration* (déc. 2015).
- [8] P.A. DOMANSKI, D.A. DIDION et J.P. DOYLE. “Evaluation of Suction-Line/Liquid-Line Heat Exchange in the Refrigeration Cycle”. In : *International Journal of Refrigeration* 17.7 (1994).
- [9] X. WANG, Y. HWANG et R. RADERMACHER. “Two-Stage Heat Pump System with Vapor-Injected Scroll Compressor Using R410A as a Refrigerant”. In : *International Journal of Refrigeration* (sept. 2009).
- [10] S.A. KLEIN et G.F. NELLIS. *Mastering EES*. 2012.
- [11] E. LEMMON et al. “NIST Standard Reference Database 23 : Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP V10”. In : *Standard Reference Data Program, Gaithersburg* (2018).
- [12] AFNOR. *NF EN 13215 + A1*. AFNOR, 2020.
- [13] T.J. KOTAS. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Paragon Publishing, 2012.
- [14] A. DOBROVICESCU. “Exergoéconomie”. In : *Techniques de l'ingénieur* (2014).
- [15] EUROSTAT. *Prix de l'électricité Par Type d'utilisateur*. 2022. DOI : 10.2908/TEN00117.
- [16] R. SMITH. *Chemical Process Design and Integration*. John Wiley & Sons, 2005.
- [17] S.A. KLEIN, D.T. REINDL et K. BROWNELL. “Refrigeration System Performance Using Liquid-Suction Heat Exchangers”. In : *International Journal of Refrigeration* (déc. 2000).
- [18] F. MEUNIER, P. RIVET et M.F. TERRIER. *Froid industriel - 2eme édition*. DUNOD, 2010.