

Analyse exergetique du cycle transcritique du R744

Fadil AYAD^{1*}, Riad BENELMIR¹

¹Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et appliquée
UMR 7563-CNRS-INPL-UHP
2, avenue de la forêt de Haye, BP 160 – 54504 Vandoeuvre-lès-Nancy
^{*}fadil.ayad@ensem.inpl-nancy.fr

Résumé - Nous présentons dans cette étude une analyse exergetique et fonctionnelle du cycle transcritique d'une climatisation automobile fonctionnant au CO₂. Cette étude montre que le gas cooler (refroidisseur de gaz) et le détenteur produisent le plus d'irréversibilités. Une étude de sensibilité en fonction de la température d'air au gas cooler et de la vitesse du compresseur a été également menée.

Nomenclature

COP	coefficient de performance	v	volume spécifique, $m^3.kg$
$\dot{E}x$	flux d'exergie, W	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
h	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	Θ	facteur de Carnot
\dot{I}	puissance exergetique détruite, W	Δ	variation
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{Q}	flux thermique, W	bp, hp	CO ₂ : basse pression, haute pression
p	pression, Pa	c, f	chaud, froid
S	entropie massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	$év$	évaporateur
\dot{S}_p	flux de production d'entropie, W	ei	échangeur interne
T	température, K	fl	fluide
\dot{W}	puissance mécanique technique, W	gc	gas cooler (refroidisseur de gaz)
\dot{q}	densité de flux thermique, $W.m^{-2}$	gl	global
<i>Symboles grecs</i>		ref	réfrigérant
ξ	facteur dissipatif	tt	relatif au transfert thermique
η_{ex}	rendement exergetique	tr	tronçon entre deux composants

1. Introduction

Les systèmes de climatisation automobile actuels fonctionnent suivant un cycle de compression de vapeur avec le R134a comme frigorigène. Ce dernier, en raison de son pouvoir d'effet de serre important, sera banni dans un futur proche. Parmi les fluides susceptibles de le remplacer, le dioxyde de carbone (R744) se place en bonne position. En vue de réduire la surconsommation en carburant occasionnée par le système de climatisation, il est nécessaire de mener une analyse exergetique de ce système pour permettre de situer la part des irréversibilités (travail perdu) de chaque composant et de tenter de les minimiser. Les propriétés thermodynamiques du R744 le distinguent des autres réfrigérants : Ce dernier en raison de sa faible température critique (31°C) fonctionne suivant un cycle transcritique où le rejet de chaleur se fait en simple phase (pression critique de 73,8 bar). Les figures 1 et 2 représentent respectivement un schéma fonctionnel simplifié et le diagramme thermodynamique T-S d'une machine frigorifique au R744.

2. Analyse exergetique des composants

2.1 Irréversibilités aux échangeurs de chaleur

Benelmir [1] a développé une expression généralisée des irréversibilités, du facteur dissipatif et du rendement exergetique pour le transfert de chaleur en fonction des niveaux de températures mises en jeu. L'expression généralisée estimant les irréversibilités dues aux transferts thermique est donnée par :

$$\dot{I}'' = \max(\dot{E}x_c, \dot{E}x_f) - \text{signe}(\Theta_c, \Theta_f) \min(\dot{E}x_c, \dot{E}x_f) \quad (1)$$

où $\dot{E}x_c$ et $\dot{E}x_f$ sont les flux d'exergie associés respectivement à la source chaude et au puits froid. Elles sont calculées par le produit du facteur de Carnot Θ et de la chaleur échangée :

$$\dot{E}x = \Theta \dot{Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (2)$$

Le facteur dissipatif, ξ , est une mesure de la part des irréversibilités par rapport à une ressource exergetique pour un procédé ou un système donnée. Il a pour expression :

$$\xi = I / \left\{ \max(Ex_c, Ex_f) + 0,5 \left[1 - \text{signe}(\Theta_c, \Theta_f) \right] \min(Ex_c, Ex_f) \right\} \quad (3)$$

Le rendement exergetique est le complémentaire du facteur dissipatif :

$$\eta_{ex} = 1 - \xi \quad (4)$$

Aux irréversibilités liées au transfert thermique, viennent s'ajouter les irréversibilités engendrées par les pertes de pression des fluides traversant les échangeurs. Ces dernières sont estimées par la relation suivante [2] :

$$\dot{I}^{\Delta p} = \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p \quad (5)$$

Finalement, les irréversibilités totales au niveau des échangeurs sont données par :

$$\dot{I} = \dot{I}'' + \dot{I}_{fl,c}^{\Delta p} + \dot{I}_{fl,f}^{\Delta p} \quad (6)$$

2.2 Irréversibilités au compresseur

Le travail technique fourni par le compresseur (exergie apportée au système) est donné par :

$$\dot{W} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (7)$$

Les irréversibilités au compresseur sont estimées par le produit de la température ambiante et de la variation du flux d'entropie :

$$\dot{I}_{comp} = T_0 \dot{m}_{ref} (s_2 - s_1) \quad (8)$$

2.3 Irréversibilités à l'organe de détente

De même que pour le compresseur, les irréversibilités engendrées par la détente sont données par :

$$\dot{I}_{det} = T_0 \dot{m}_{ref} (s_7 - s_6) \quad (9)$$

2.4 Irréversibilités aux tronçons reliant les composants entre eux

Compte tenu de l'existence d'échange de chaleur entre ces tronçons et l'air ambiant, des irréversibilités existent. Les irréversibilités liées aux pertes de pression s'ajoutent à celles-ci.

$$\dot{I}_{tr} = \Theta_{tr} \dot{Q}_{tr} + I_{tr}^{\Delta p} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{tr,ref}}\right) \dot{Q}_{tr} + \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{tr,ref}} \Delta p_{tr,ref} \quad (10)$$

3. Performance thermodynamique de la machine frigorifique

Le coefficient de performance réel de la machine frigorifique est donné par :

$$COP_{réel} = \frac{\dot{Q}_{év}}{\dot{W}} \quad (11)$$

Pour une puissance thermique à l'évaporateur donnée, la puissance technique de compression minimale suffisante pour le cas d'une machine réversible est [3] :

$$\dot{W}_{min} = \frac{\dot{Q}_{év}}{COP_{max}} \quad (12)$$

où le coefficient de performance maximal, noté COP_{max} , qui correspond au COP d'une machine de Carnot pour laquelle la température maximale est la température du fluide caloporteur au gas cooler (l'air dans notre cas) et la température minimale, celle du fluide frigopporteur à l'évaporateur (également de l'air), tel que :

$$COP_{max} = \frac{1}{\frac{T_{gc,air}}{T_{év,air}} - 1} \quad (13)$$

Les irréversibilités sont traduites par une consommation supplémentaire de travail au compresseur :

$$\dot{I}_{gl} = \dot{W}_{perdu} = \dot{W} - \dot{W}_{min} \quad (14)$$

On retrouve ces irréversibilités en sommant les irréversibilités de tous les composants :

$$\dot{I}_{gl} = \sum \dot{I}_{composants} \quad (15)$$

Le facteur dissipatif, ξ , est une mesure de la part des irréversibilités par rapport à une ressource exergetique (travail technique de compression) pour un procédé ou un système donnée.

$$\xi = \frac{\text{irréversibilités}}{\text{ressources}} = \frac{\dot{I}_{gl}}{\dot{W}} \quad (16)$$

Enfin, le rendement exergetique de la machine se déduit à partir de la relation suivante :

$$\eta_{ex} = 1 - \xi \quad (17)$$

Les températures des fluides sont des températures thermodynamiques moyennes :

$$T = \frac{\Delta h}{\Delta s} - v \frac{\Delta p}{\Delta s} \quad (18)$$

La quantité, $v \frac{\Delta p}{\Delta s}$, tient compte de la variation de pression (perte de pression) des fluides dans les échangeurs.

4. Application à un système de climatisation automobile

Une étude expérimentale d'un système de climatisation automobile fonctionnant au CO₂ a été menée par Giannavola et Hrnjak [4]. Ce système a été expérimenté sur un banc d'essai assurant la métrologie et permettant de simuler les conditions réelles de fonctionnement (vitesse du compresseur, débit d'air et température d'air aux échangeurs). Cette machine frigorifique était constituée d'un compresseur à pistons de cylindrée variable (33 cm³ max), d'un détendeur manuel et d'un échangeur interne à mini-canaux et de type contre courant. Le gas cooler et l'évaporateur sont décrits dans le tableau 1.

Gas cooler	Description		Tubes à mini-canaux, 1 passe, 3 rangées
	Surface frontale	cm ²	2122
	Volume	cm ³	4307
	Surface d'échange externe	m ²	7,1
Evaporateur	Description		Serpentin, tubes à mini-canaux, 2 rangées
	Surface frontale	cm ²	430
	Volume	cm ³	3655
	Surface d'échange externe	m ²	4,4

Tableau 1 : Description géométrique du gas cooler et de l'évaporateur

Une analyse exergetique, telle que présentée ci-dessus, a été menée sur ce système pour différentes conditions expérimentales. Parmi ces dernières, nous en avons sélectionnées quatre, notés (L1, L2, L3, H) et dont les conditions opératoires sont résumés dans le tableau 2. Les tests L1 et L2 ont permis d'étudier l'impact de la température d'air admis au gas cooler, tandis que les tests L3 et H ont permis d'étudier l'influence de la vitesse du compresseur.

Tests	Vitesse du Compresseur tr.min ⁻¹	Gas cooler		Evaporateur	
		Débit d'air kg.h ⁻¹	T _{air,ent} °C	Débit d'air kg.s ⁻¹	T _{air,ent} °C
L1	1000	2140	38	600	38
L2	1000	2140	49	600	38
L3	1000	2140	43	600	32
H	2000	4280	43	600	32

Tableau 2 : Conditions opératoires des différents tests

Le tableau 3 montre que le gas cooler et le détendeur sont les composants qui génèrent le plus d'irréversibilités. Le niveau élevé des irréversibilités au gas cooler est dû à l'écart de température important entre la température moyenne du fluide caloporteur et celle du

frigorigène. Les irréversibilités importantes au détendeur sont dues à la production élevée d'entropie lors de l'évolution isenthalpique du réfrigérant passant de l'état supercritique ou liquide sous refroidi à l'état diphasique. En absence d'échangeur interne, la production d'entropie au détendeur serait plus élevée. En effet, pour un écart de pression donné, la détente produit moins d'entropie à mesure que l'enthalpie à l'entrée du détendeur diminue. Par ailleurs, la part d'irréversibilités relativement faible du compresseur (comparée au cycle R-134a) s'explique par son faible taux de compression offrant ainsi un rendement isentropique élevé.

	Tests	\dot{Q} ou \dot{W}	$\Delta\dot{S}$	$\Delta\dot{E}x$	$\Delta\dot{S}_p$	\dot{i}	ζ	η_{ex}	\dot{I} / \dot{I}_{gl}
		kW	$kW.K^{-1}$	kW	$KW.K^{-1}$	kW	%	%	%
Compresseur	L1	2,03	0,0006	1,849	0,0006	0,19	9,11	90,89	11,67
	L2	2,51	0,0007	2,294	0,0006	0,22	8,70	91,3	11,3
	L3	2,28	0,0006	2,081	0,0006	0,19	8,52	91,48	11,28
	H	4,53	0,0018	3,950	0,00183	0,58	12,82	87,18	15,97
Gas cooler	L1	-8,33			0,00151	0,47	82,82	17,18	29,53
	L2	-8,49			0,00184	0,59	87,40	12,60	31,24
	L3	-7,90			0,00178	0,56	87,26	12,74	32,86
	H	-12,56			0,00423	1,30	99,65	0,35	35,86
Evaporateur	L1	6,31			0,00092	0,29	51,84	48,16	18,11
	L2	5,98			0,00085	0,28	37,12	62,88	14,48
	L3	5,49			0,00087	0,28	38,96	61,04	16,03
	H	7,94			0,00179	0,57	44,03	55,97	15,58
Echangeur interne	L1	2,57			0,00052	0,16	100	0	10,23
	L2	2,84			0,00064	0,21	83,24	16,58	10,81
	L3	2,38			0,00057	0,18	84,13	15,87	10,51
	H	3,47			0,00116	0,37	88,15	11,85	10,07
Détendeur	L1	0	0,0014	-0,443	0,00143	0,44	100	0	27,91
	L2	0	0,0017	-0,0561	0,00174	0,56	100	0	29,53
	L3	0	0,0014	-0,439	0,00139	0,44	100	0	25,53
	H	0	0,0023	-0,725	0,00229	0,72	100	0	19,94

Tableau 3 : Analyse exergetique des composants

Pour montrer l'influence de la vitesse du compresseur sur la performance du système, nous avons comparé les tests L3 (vitesse faible du compresseur) et H (vitesse élevée du compresseur). Le tableau 4 montre que les performances énergétique (COP) et exergetique de la machine sont plus faibles pour le cas du test H. Le tableau 3 montre que les irréversibilités de tous les composants dans le cas du test H sont supérieurs à ceux du test L3. L'augmentation de la vitesse du compresseur engendre, d'une part une élévation du taux de compression par une diminution de la pression à l'aspiration et d'autre part, une augmentation du débit massique du réfrigérant. L'augmentation du taux de compression dégrade le rendement isentropique du compresseur générant plus d'irréversibilités. Les irréversibilités au gas cooler augmentent car la puissance thermique à évacuer et les pertes de pression sont plus importantes. Au niveau de l'évaporateur, en plus de l'augmentation des pertes de pressions, la

température de saturation étant plus basse, les irréversibilités liées au transfert thermique augmentent.

Tests	$COP_{réel}$	COP_{max}	\dot{W}_{min} kW	$\dot{W}_{réel}$ kW	$\dot{I} = \dot{W}_{réel} - \dot{W}_{min}$ kW	$\dot{I} = \sum \dot{I}_{composants}$ kW	ζ (%)	η_{ex} (%)
L1	3,10	14,43	0,44	2,03	1,60	1,59	78,12	21,88
L2	2,38	9,68	0,62	2,51	1,90	1,90	75,66	24,34
L3	2,41	9,65	0,57	2,28	1,71	1,71	75,56	24,34
H	1,75	8,94	0,89	4,53	3,64	3,67	81,04	18,96

Tableau 4 : Analyse exergetique de la machine

5. Conclusion

Une analyse exergetique a été menée sur un système de climatisation automobile fonctionnant au CO₂. Il en ressort que le gas cooler et le détenteur sont les composants les plus dissipatifs. Les irréversibilités élevées générées par le premier sont dues à l'écart important de température du fluide caloporteur et celle du frigorigène alors que pour le deuxième, c'est l'écart d'entropie du réfrigérant qui est élevé car pour une isenthalpe donnée, l'entropie diminue fortement aux pressions supercritiques.

L'étude de sensibilité a montré que l'augmentation de la vitesse du compresseur dégrade aussi bien la performance énergétique (COP) que exergetique. Par ailleurs, l'augmentation de la température d'air à l'entrée du gas cooler détériore le COP mais en même temps le rendement exergetique s'en trouve augmenté.

Références

- [1] R. Benelmir, An exergy indicator for the characterization of the performance of heat transfer. *Int. J. of Energy Environment Economy*, 11-4 (2003), 27-38.
- [2] J. Sarkar, Soukir Bhattacharyya, M. Ram Gopal, Transcritical CO₂ heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. *Energy Conversion and Management*, 46 (2005), 2053-2067.
- [3] R. Benelmir, A. Lallemand, M. Feidt, Analyse exergetique, Techniques de l'ingénieur, BE8015 (2002), 1-15.
- [4] M. S. Giannavola, P. S. Hrnjak, Experimental study of system performance improvements in transcritical R744 systems for mobile air-conditioning and heat pumping. Rapport interne n° CR-46, Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC), (University of Illinois, Urbana-Champaign, USA, avril 2002).

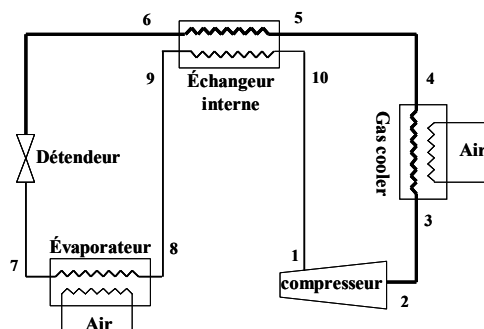


Figure 1 : Boucle frigorifique du CO₂

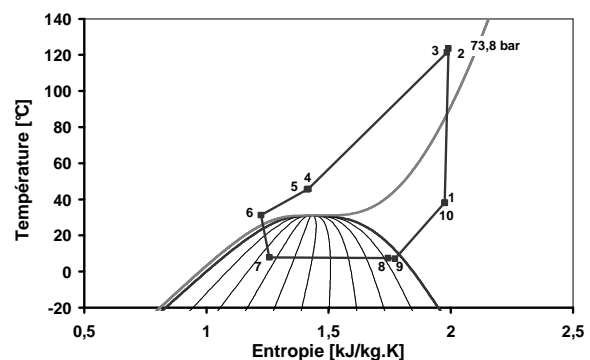


Figure 2 : Diagramme T-S du CO₂