

Transfert de chaleur convectif d'un écoulement de CO₂ supercritique dans des tubes verticaux de faibles diamètres

Arnaud BRUCH^{2*}, André BONTEMPS², Stéphane COLASSON¹,

¹Laboratoire Greth- CEA Grenoble-17 rue des Martyrs-38054 Grenoble, France

² Université Joseph Fourier, LEGI/GRETh, 38000 Grenoble, France

*(auteur correspondant : arnaud.bruch@cea.fr)

Résumé - Cet article présente les résultats expérimentaux de transfert de chaleur obtenus lors du refroidissement d'écoulements verticaux descendants de CO₂ supercritique, en régime turbulent. Le dispositif expérimental développé pour l'étude, ainsi que sa spécificité par rapport à une pompe à chaleur au CO₂, sont plus particulièrement abordés. Les résultats expérimentaux mettent plus particulièrement en lumière l'influence de la convection mixte sur les transferts thermiques dans cette configuration.

Nomenclature

C_p	Capacité thermique massique, $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles Grecs</i>	
D	Diamètre, m	α	Coefficient d'échange thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$
G	Débit massique surfacique, $kg/m^2.s$	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
Gr	Nombre de Grashoff	μ	Viscosité dynamique, $Pa.s$
L	Longueur, m	ρ	Masse volumique, $kg.m^{-3}$
M	Débit massique, kg/h		
Nu	Nombre de Nusselt	<i>Indice et exposant</i>	
Pr	Nombre de Prandtl	b	fluide
Re	Nombre de Reynolds	w	paroi
T	Température, $^{\circ}C$	c	critique
P	Pression, bar	pc	pseudo-critique

1. Introduction

Les accords internationaux sur la réduction des émissions de gaz à fort impact sur l'environnement ont conduit les acteurs de la réfrigération à chercher de nouvelles solutions techniques et de nouveaux fluides moins polluants. Les caractéristiques du dioxyde de carbone (effet sur la couche d'ozone nul et potentiel d'effet de serre égal à un par définition) en font un candidat intéressant pour succéder aux HCFC (HydroChloroFluoroCarbure) et autres HFC (HydroFluoroCarbure) dans les applications de climatisation, de conditionnement d'air et les pompes à chaleur (Halozan et Rieberer [1]).

Dans ces applications, en raison de la faible valeur de la température critique du CO₂, l'étape de condensation est remplacée par un refroidissement en phase supercritique. Au-delà du point critique ($P_c=73,8$ bars, $T_c=31,1$ °C), la vapeur et le liquide disparaissent. A pression constante, les propriétés thermodynamiques et de transport montrent d'importantes variations avec la température, principalement au voisinage d'un point, spécifique à chaque pression, appelé point pseudo-critique T_{pc} . Ces comportements sont illustrés en Figure 1 et Figure 2 pour des pressions de 80 et 100 bars.

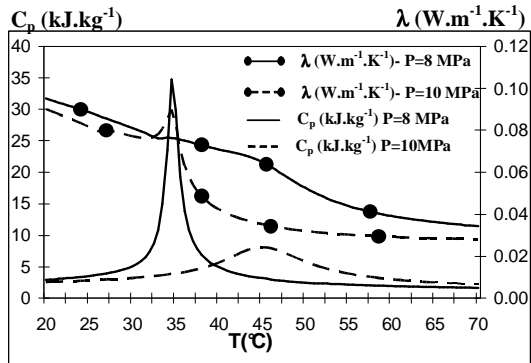


Figure 1 : Evolution avec la température de la capacité thermique massique et de la conductivité thermique, à 80 et 100 bars

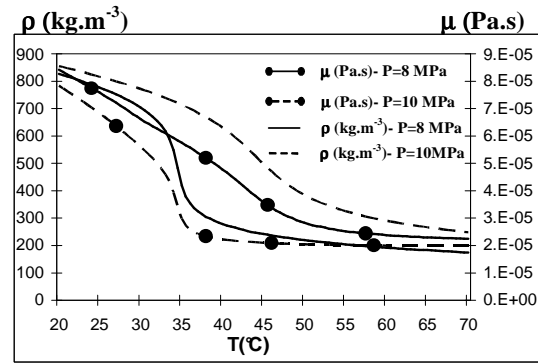


Figure 2 : Evolution avec la température de la viscosité dynamique et de la masse volumique, à 80 et 100 bars

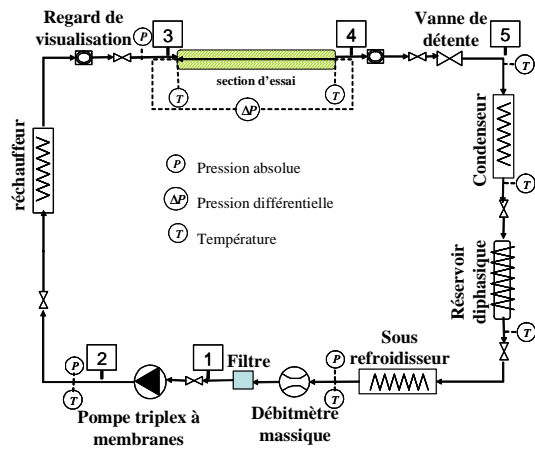
Les propriétés thermodynamiques (capacité thermique massique et masse volumique) sont évaluées au moyen de l'équation d'état de Span et Wagner [2], les propriétés de transport (viscosité dynamique et conductivité thermique) sont évaluées comme décrit par Vesovic *et al* [3]. Les incertitudes respectives annoncées par les auteurs sont de 1 % et 5 %.

Le « refroidisseur de gaz » est donc un élément clé du cycle transcritique au CO₂, et les transferts de chaleur en phase supercritique influent notablement sur les performances du système (Yin et al. [4]). L'étude des pertes de pression et des transferts de chaleur lors du refroidissement de CO₂ supercritique est donc un élément indispensable au dimensionnement et à l'optimisation des machines utilisant ce fluide.

2. Dispositif expérimental

L'installation expérimentale utilisée pour cette étude est schématiquement représentée en Figure 3. A des fins de lisibilité, seul le circuit principal au dioxyde de carbone est considéré. Une vue réelle est également présentée en Figure 4. Le dioxyde de carbone liquide est mis sous pression et en circulation au moyen d'une pompe à membranes (des points 1 à 2 du schéma de boucle et du diagramme Pression-Enthalpie) comportant trois têtes déphasées de 120° aux courses réglables séparément (pompe triplex LEWA de type Ecoflow LDC3). Les fluctuations de débit associées à ce système sont inférieures à 5% en amplitude. Un variateur, monté sur le moteur, permet d'ajuster plus finement le débit de CO₂. Au final, ce choix permet une mise en œuvre plus aisée et une gamme de débit plus étendue que ne le permettrait un compresseur. Après préchauffage dans un échangeur, le CO₂ est refroidi dans la section d'essais et détendu jusqu'à la basse pression. Il y est alors refroidi, condensé, stocké sous forme diphasique dans un ballon réservoir et enfin sous-refroidi avant l'entrée de pompe. Les échangeurs dont est équipée l'installation sont constitués d'un tube en serpentin dans lequel circule le CO₂ placé dans un ballon à corps creux (espace annulaire). Cette géométrie permet de réduire le volume interne d'eau, d'augmenter la vitesse autour du tube enroulé. Les données de fonctionnement de l'installation sont fournies dans le Tableau 1.

Le choix d'une pompe et non d'un compresseur fait que le CO₂ suit un cycle original et inversé par rapport à un cycle à compression de vapeur classique comme on le trouve dans les pompes à chaleur (Figure 5).



Débit (kg/h)	3 → 70 kg/h
Re_b	5000 → 180000
Pression basse (bars)	30 → 80 bars
Pression haute (bars)	30 → 150 bars
Température Section d'Essais (°C)	15 → 80 °C

Tableau 1: Gamme de fonctionnement de l'installation expérimentale

Figure 3: Schéma simplifié de l'installation expérimentale

Le débit de CO₂ est mesuré au moyen d'un débitmètre à effet Coriolis (Micromotion série F025) avec une incertitude inférieure à 1%. Les pressions statiques, haute et basse, sont déterminées par des capteurs de pression absolue (Keller, type PA33) à 0,1 bar près. Enfin, deux capteurs de pression différentielle (Rosemount, modèle 3051S), de gammes respectives 0-150 mbars et 0-2 bars et d'incertitude inférieures à 0,065% de l'étendue de mesure, sont installés entre l'entrée et la sortie de la section d'essais.

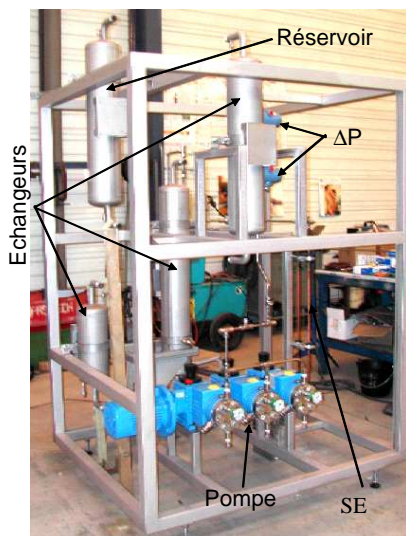


Figure 4: Vue globale du dispositif expérimental, avant calorifugeage

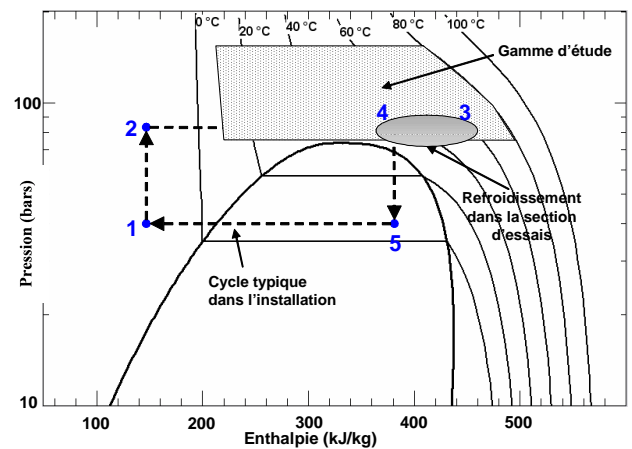


Figure 5: Cycle thermodynamique de l'installation expérimentale

La section d'essais consiste en deux passes verticales de géométrie de type bi-tube coaxial. Dans chaque passe, le CO₂ circule dans un tube en cuivre non recuit de diamètres 6/8 mm et est refroidi par un écoulement annulaire à contre-courant d'eau industrielle circulant dans un tube en cuivre de diamètres 14/16 mm. Les températures du CO₂ et de l'eau de refroidissement sont mesurées en entrée et en sortie de chaque passe par des thermocouples de type T de 1 mm de diamètre. Cette configuration permet une étude simultanée des écoulements montants et descendants.

Les données géométriques de la section d'essais de 6 mm de diamètre hydraulique sont regroupées dans le Tableau 2.

Le coefficient d'échange de chaleur côté CO₂ est évalué à partir d'un coefficient d'échange global calculé au moyen d'une méthode ΔT_{lm} classique entre l'eau de refroidissement et le CO₂.

	D (mm)	L (mm)	T (°C)	P (bars)	M	G (kg/m ² .s)
CO ₂	6/8	750 par passe	15-70	75-150	0-70 kg/h	< 700
Eau	14/16		10-70	3-5	0-2000 L/h	< 5400

Tableau 2: Caractéristiques de la section d'essais coaxiale de 6 mm de diamètre hydraulique

3. Résultats expérimentaux en écoulement descendant

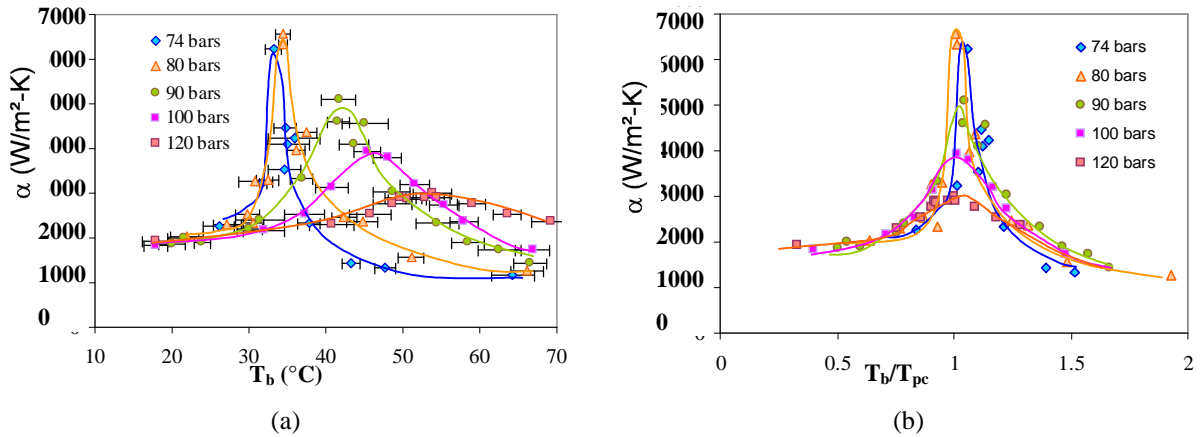


Figure 6 : Influence de la pression sur le coefficient d'échange de chaleur côté CO₂; (a) en fonction de la température moyenne de fluide, (b) en fonction de la température de fluide adimensionnée.

La Figure 6 présente l'influence de la pression de fonctionnement sur le coefficient d'échange de chaleur du CO₂ pour un écoulement descendant. Pour toutes les pressions, le coefficient d'échange de chaleur est quasiment constant dans la région pseudo liquide, passe par un maximum -lié au pic de capacité thermique massique C_p - au voisinage du point pseudo-critique, puis diminue et tend vers une valeur faiblement variable dans la région pseudo-gaz. Les tracés en fonction des rapports T_b/T_{pc} illustrent clairement ce comportement. L'augmentation de la pression conduit à une atténuation du maximum du coefficient d'échange de chaleur et à son déplacement vers des températures de fluide plus élevées. Lorsqu'il est tracé en fonction de T_b/T_{pc} , il apparaît que l'influence de la pression se limite principalement à la valeur au pic. La valeur au pic plus importante à 80 bars qu'à 74 bars traduit l'instabilité de l'écoulement à mesure que la pression tend vers la pression critique, et la limite expérimentale de l'installation.

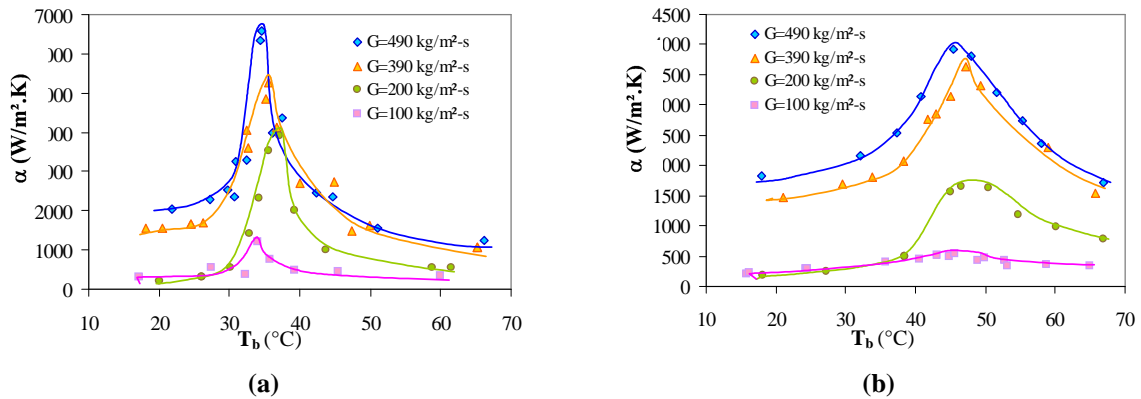


Figure 7 : Influence du débit sur le coefficient d'échange de chaleur, (a) 80 bars, (b) 100 bars

La Figure 7 illustre l'influence du débit massique sur le coefficient d'échange, pour des pressions de 80 bars et 100 bars. Lorsque le débit surfacique massique passe de 490 kg/m².s à 200 kg/m².s, un comportement classique est observé : les échanges diminuent. Un point particulier est cependant à noter : le passage d'un débit massique surfacique de 200 kg/m².s à 100 kg/m².s se traduit par une légère amélioration des échanges thermiques dans la région pseudo liquide, traduisant une influence de la convection mixte.

Les résultats expérimentaux peuvent être présentés sous une forme adimensionnelle caractéristique des études de la convection mixte (Figure 8). Le nombre de Nusselt expérimental est alors adimensionné par un nombre de Nusselt issu d'une corrélation de convection forcée pure et tracé en fonction d'un paramètre caractéristique de la convection mixte. Celui retenu ici est celui de Jackson [5] défini par

$$\frac{\overline{Gr}}{Re^{2.7}} \quad (1)$$

avec

$$\overline{Gr} = \frac{(\rho_b - \bar{\rho})\rho_b g D^3}{\mu_b^2} \quad (2)$$

La grandeur $\bar{\rho}$ est la masse volumique moyenne, intégrée entre les températures de paroi et de cœur, et calculée de façon simplifiée comme proposée par Bae [6] :

$$\bar{\rho} \approx \begin{cases} (\rho_w + \rho_b)/2 & \text{si } T_w > T_{pc} \text{ ou } T_b < T_{pc} \\ \frac{[\rho_b(T_b - T_{pc}) + \rho_w(T_{pc} - T_w)]}{T_b - T_w} & \text{si } T_w < T_{pc} < T_b \end{cases} \quad (3)$$

La corrélation de convection forcée pure utilisée est celle de Krasnoshchekov 1967 modifiée par Jackson [7], soit :

$$Nu_{Jackson1975} = 0,0183 Re_b^{0,82} \bar{Pr}_b^{0,5} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{-0,3} \quad (4)$$

dans laquelle le nombre de Prandtl \bar{Pr} est calculé en utilisant la capacité thermique massique moyenne \bar{C}_p intégrée entre les températures des paroi T_w et de mélange T_b .

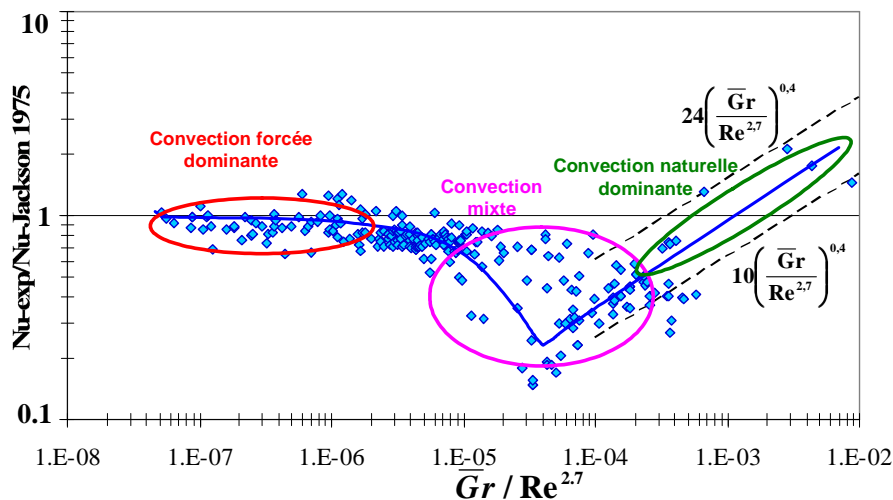


Figure 8 : Evolution du Nusselt adimensionné par un Nusselt de convection forcée pure en fonction du paramètre $\overline{Gr} / Re^{2.7}$

En écoulement descendant (convection mixte turbulente aidée), l'allure du nombre de Nusselt adimensionné est analogue à celles classiquement observées en convection mixte turbulente aidée verticale et en particulier à celles de Fewster [8] qui utilise le même paramètre de convection mixte pour caractériser ses mesures en chauffage. Il est ainsi possible de distinguer trois régimes thermiques particuliers selon les valeurs du paramètre $\overline{Gr}/Re^{2.7}$, c'est-à-dire selon l'intensité des forces de flottabilité. Pour de faibles valeurs du paramètre $\overline{Gr}/Re^{2.7}$, l'influence de la convection naturelle n'est pas significatif et le rapport $Nu_{exp}/Nu_{Jackson\ 1975}$ est très proche de l'unité. A mesure que les forces d'Archimède s'intensifient, les échanges diminuent suite à la relaminarisation de l'écoulement (Jackson [9]). Le minimum de coefficient d'échange est observé pour des valeurs de $\overline{Gr}/Re^{2.7}$ comprises entre 2.10^{-5} et 4.10^{-5} . Au-delà, la convection naturelle devient prédominante et les échanges augmentent à nouveau suivant l'équation donnée par Fewster [8] en chauffage :

$$\frac{Nu_b}{Nu_{Jackson1975}} = 15 \left(\frac{\overline{Gr}}{Re^{2.7}} \right)^{0.4} \quad (5)$$

4. Conclusion

Des mesures de coefficient de transfert de chaleur ont été réalisées lors du refroidissement d'écoulements verticaux descendants de CO₂ supercritique, en régime turbulent. Les mesures montrent que le coefficient d'échange passe par un maximum au voisinage de la température pseudo-critique, lié au pic de C_p à cette température. Les influences de la pression et du débit massique ont été étudiées. Les résultats ont été présentés sous une forme adimensionnelle caractéristique des études de la convection mixte et montrent un comportement analogue à celui classiquement observé en chauffage. Il apparaît en particulier que trois régimes thermiques peuvent être mis en évidence selon l'influence croissante des forces de flottabilité : convection forcée dominante, convection mixte où la relaminarisation de l'écoulement conduit à une forte dégradation des échanges, et enfin convection naturelle dominante. Ces résultats complètent les données manquantes de la littérature sur la convection mixte en refroidissement.

Références

- [1] H. Halozan, R. Rieberer, CO₂ as refrigerant-possible applications, *Proc. Of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid* (Purdue University, 2000), 43-50.
- [2] R. Span and W. Wagner, A new equation of state for CO₂ covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa, *J. Phys. Chem. Ref.*, Vol 25, No 6, (1996), 763-808.
- [3] Vesovic and W.A. Wakeham, The transport properties of carbon dioxide, *J. Phys. Chem. Ref Data*, Vol 19, No 3, (1990), 1509-1596.
- [4] J. Yin, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, Design stage for R744 gas coolers, *Proc. Of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluid* (Purdue University, 2000), 315-322.
- [5] J.D. Jackson, W.B. Hall, Influences of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions, *In Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles, Hemisphere, New York*, 1979, Vol. 2, 613-640.
- [6] J.H. Bae, J.Y. Yoo, Direct numerical simulation of turbulent supercritical flows with heat transfer, *Physics of fluids*, No. 17, 2005, 1-24.
- [7] J.D. Jackson, W.B. Hall, J. Fewster, A. Watson, M.J. Watts, Heat transfer to supercritical fluids, *U.K.A.E.A. A.E.R.E.-R. 8158, Design Report 34*, 1975.
- [8] J. Fewster, Mixed convection and free convective heat transfer to supercritical pressure fluids flowing in vertical tubes, *Ph.D. Thesis, University of Manchester*, 1976.
- [9] J.D. Jackson, M.A. Cotton, B.P. Axcell, Studies of mixed convection in vertical tubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 10 (1), 1989, 2-15.