

Etude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent (méthodique et anti-méthodique)

K. Baadache et C. Bougriou*

LESEI, Département de Mécanique,
Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université de Batna, Batna, Algérie

Résumé – Un modèle numérique est utilisé pour développer une analyse unidimensionnelle en régime permanent d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en arrangement contre courant et co-courant. Les champs de température pour les trois fluides et les trois parois, ainsi que les pertes de charge sont déterminés. Les propriétés physiques des fluides varient avec la température. Les équations gouvernantes sont obtenues à partir d'un bilan énergétique sur un volume de contrôle. Le code de calcul développé est un outil d'optimisation des échangeurs à triple tube concentriques.

1. INTRODUCTION

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Cette diversité des applications a entraîné un foisonnement des formes géométriques des échangeurs (tubulaires, à plaques, à ailettes, etc.). La réalisation des échangeurs se heurte à des difficultés du calcul dues à la complexité des formes géométriques et des écoulements, la maintenance, la corrosion et l'encrassement et les pertes de performances qui en découlent, etc. Les échangeurs de chaleur sont conçus spécialement pour fonctionner en régime permanent, [1-6].

Le présent travail est destiné à étudier le régime permanent en déterminant les champs de température et les pertes de charge le long d'un nouveau type d'échangeurs de chaleur, qui est l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Suivant la littérature, cet échangeur (Fig. 1 et 2) est plus performant qu'un échangeur de chaleur à double tube concentrique d'environ 70 %. Cet échangeur de chaleur peut être utilisé dans les domaines industriels, pharmaceutique, centrale thermoélectrique, centrale nucléaire, transport, distillation, industrie agro-alimentaire, chauffage, froid, climatisation, pompe à chaleur, cryogénie, etc.

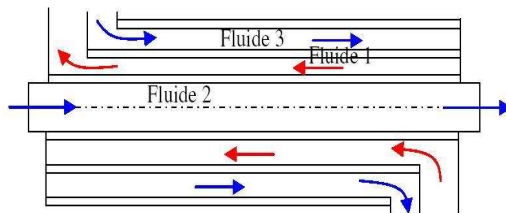


Fig. 1: Coupe de l'échangeur de chaleur

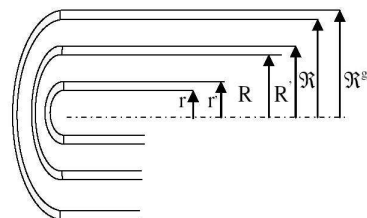


Fig. 2: Dimensions caractéristiques

Le premier fluide froid noté '1' passe dans le tube central de rayons intérieur et extérieur r et r' respectivement, le deuxième fluide chaud noté '3' passe dans l'espace annulaire intermédiaire de rayons intérieur et extérieur R et R' respectivement et le troisième fluide froid noté '5' passe

* cherif_bougriou@yahoo.fr

dans l'espace annulaire extérieur de rayons intérieur et extérieur \mathfrak{R} et \mathfrak{R}' respectivement. Les trois fluides circulent dans le même sens (parallèle, co-courant ou anti-méthodique) ou en sens contraire (contre-courant ou méthodique). Ces trois fluides sont séparés par deux parois métalliques (tubes). Le fluide '1' et le fluide '3' sont séparés par la paroi '2' (tube central) et le fluide '3' et le fluide '5' sont séparés par la paroi '4' (deuxième enveloppe). A travers ces deux tubes coaxiaux internes les échanges de chaleur se font par conduction thermique. La transmission de chaleur entre chaque fluide et sa paroi séparatrice relève de la convection thermique. La paroi du tube extérieur notée '6' sert à séparer le fluide '5' et le milieu extérieur comme le montre la figure 1. Cette paroi est supposée calorifugée.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE

Ce problème est étudié avec les hypothèses suivantes: régime de fonctionnement stationnaire, sections de passage constantes, profils de vitesses invariables, en conséquence les variations d'énergie cinétique sont nulles, les pertes thermiques supposées nulles (paroi 6 isolée), fluides monophasiques, les propriétés thermophysiques des fluides dépendent de la température, la conduction thermique axiale dans les parois est prise en compte et la conduction thermique dans le fluide est négligée, [1-9]. Pour un bilan massique d'un écoulement unidimensionnel stationnaire, l'équation de continuité se réduit à :

$$\rho_e v_e S_{pe} = \rho_s v_s S_{ps} = \text{cte} \quad (1)$$

Notre étude repose sur les bilans d'énergie effectués sur chaque fluide et sur chaque paroi. L'échangeur de chaleur est divisé en volumes de longueur Δx . Dans chaque volume, les propriétés physiques du fluide ou du solide sont assumées constantes, (Fig. 3).

$$q_{H|x-\frac{\Delta x}{2}} - q_{H|x+\frac{\Delta x}{2}} + q_{v|y} - q_{v|y+\Delta y} = 0 \quad (2)$$

Cette équation est appliquée pour les deux types d'écoulement contre-courant et co-courant. Par convention, on considère les énergies entrantes positives et les énergies sortantes négatives. Pour les conditions aux limites, on a supposé que les parois sont isolées thermiquement aux extrémités. Le système d'équations trouvé est résolu numériquement pour les deux types d'écoulement (contre-courant et à co-courant). Les équations trouvées sont discrétisées en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies.

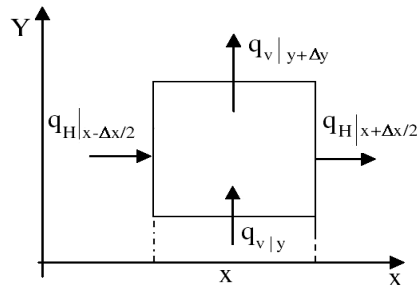


Fig. 3: Bilans énergétiques locaux

Dans ce type d'échangeur de chaleur, on a deux coefficients d'échange global de part et d'autre du fluide s'écoulant dans le passage annulaire interne. La perte de charge de chaque fluide a été calculée et elle est égale à la somme des pertes de charge à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur, régulière et singulière (coudes, etc.).

Un programme en langage (Digital Visual Fortran 6.0) à été réalisé pour la résolution des équations. Le code de calcul développé nous permet de simuler les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent. A l'aide de ce code, on peut voir les profils des grandeurs thermohydrauliques le long de l'échangeur de chaleur, telles que: le coefficient

d'échange de chaleur global, la perte de charge, les températures, les vitesses, etc., pour les trois fluides du travail. Tout cela est rendu possible en découpant l'échangeur de chaleur en un nombre fini des volumes de contrôles de longueur incrémentale Δx . Dans chaque volume du contrôle les propriétés physiques, les différents coefficients d'échange de chaleur sont supposés constants.

Ainsi, dès qu'on augmente le nombre de mailles, on s'approche plus de la réalité. Les calculs ont été effectués pour 300 mailles et cela pour n'importe quelle longueur de l'échangeur de chaleur. Les équations des 3 fluides et des 2 parois sont résolues simultanément dans chaque maille. Le temps de calcul est très court. Le programme contient neuf sous-routines.

3. RESULTATS

Les champs de températures des fluides et des parois, les pertes de charge, le coefficient global d'échange de chaleur, ainsi que l'effet des caractéristiques géométriques et dynamiques sur la performance de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent sont déterminés pour les deux types de circulation des fluides. Les résultats obtenus ont été validés par comparaison à l'étude numérique de García-Valladares [4] et à l'étude expérimentale de Batmaz [10].

A titre d'exemple, on donne sur les figures 4 à 6, les profils des coefficients d'échange global et le champ de température pour un échangeur de chaleur en cuivre: $r = 0.040$ m, $r' = 0.041$ m, $R = 0.050$ m, $R' = 0.051$ m, $\Re = 0.070$ m, $\Re' = 0.071$ m, $m_1 = 4$ kg/s, $m_2 = 2$ kg/s, $m_3 = 4$ kg/s, $T_{e1} = 15$ °C, $T_{e3} = 80$ °C et $T_{e5} = 15$ °C.

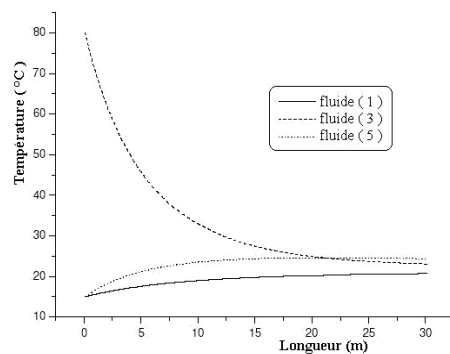


Fig. 4: Variation du coefficient global d'échange de chaleur en arrangement co-courant

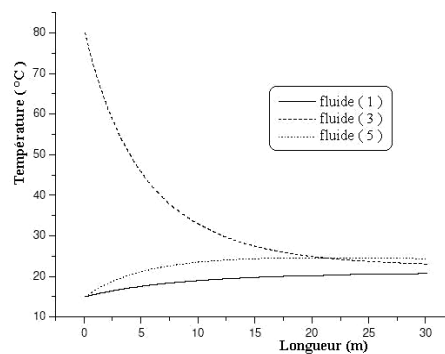


Fig. 5: Profil de température d'un échangeur de chaleur anti-méthodique de 30 m de longueur

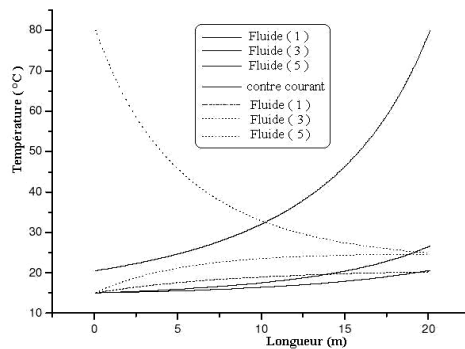


Fig. 6: Profil de température pour les deux arrangements co-courant et contre-courant

4. CONCLUSION

Un modèle numérique est utilisé pour développer une analyse unidimensionnelle en régime permanent d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en arrangement méthodique et anti-méthodique. Les équations gouvernantes des fluides et des parois sont obtenues à partir d'un bilan énergétique sur un volume du contrôle

Les coefficients empiriques utilisés dans le modèle ont été choisis après une comparaison avec la littérature technique. La simulation a été implémentée à la base d'un schéma upwind pour les écoulements des fluides et un schéma de méthode numérique des différences finies dans les solides. Les équations sont résolues itérativement dans un chemin jusqu'à atteinte de la convergence.

Le code du calcul développé peut être un outil d'optimisation des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. Cela est très possible en fixant le diamètre extérieur de l'échangeur et en jouant sur les rapports des rayons intérieurs de l'échangeur de chaleur et sur les débits des fluides.

L'optimisation de cet échangeur de chaleur est obtenue pour un flux de chaleur maximum transférable et une faible puissance électrique de pompage des fluides pour vaincre les frottements. Notre code donne les champs des températures, des vitesses, des pertes de charge, des différents coefficients d'échange de chaleur, etc.

Pour les perspectives futures, on propose d'optimiser cet échangeur de chaleur et de le comparer à un échangeur de chaleur à double tube concentrique. Cela est très facile, il suffit de supposer un débit du fluide nul à l'intérieur du tube intérieur de diamètre égal à zéro.

NOMENCLATURE

- q_H, q_V : Flux de chaleur, direction horizontale et verticale, (W)
 r, r' : Rayon interne et externe du tube central, (m)
 R, R' : Rayon interne et externe de l'espace annulaire interne, (m)
 $\mathfrak{R}, \mathfrak{R}'$: Rayon interne et externe de l'espace annulaire externe, (m)
 S_p : Section de passage, (m²); v : Vitesse, (ms⁻¹); ρ : Masse volumique, (kg.m⁻³)
 e : entrée; s : sortie; Δx : pas spatial, (m)

REFERENCES

- [1] A. Ünal, 'Theoretical Analysis of Triple Concentric Tube Heat Exchanger, Part 1: Mathematical Modelling', Int. Com. Heat Mass Transfer, Vol. 25, N°7, pp. 949 – 958, 1998.
- [2] A. Ünal, 'Theoretical Analysis of Triple Concentric Tube Heat Exchanger, Part 2: Case Studies', Int. Com. Heat Mass Transfer, Vol. 28, N°2, pp. 243 – 256, 2001.
- [3] C. Zuritz, 'On the Design of Triple Concentric-Tube Heat Exchangers', J. Food Process Eng., Vol. 12, pp. 113 – 130, 1990.
- [4] O. García-Valladares, 'Numerical Simulation of Triple Concentric-Tube Heat Exchangers', Universidad Nacional Autónoma de México, 2004.
- [5] F. Escanes, C.D. Pérez-Segarra and A. Oliva, 'Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Double-Pipe Condensers and Evaporators - A Numerical Study', I. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow, Vol. 5, N°9, pp. 781 – 795, 1995.
- [6] A. Ünal, 'Effectiveness-NTU Relations for Triple Concentric-Tube Heat Exchangers', Int. Com. Heat Mass Transfer, Vol. 30, N°2, pp. 261 – 272, 2003.
- [7] C. Bougriou, 'Calcul et Technologie des Echangeurs de Chaleur', Université de Batna, 1997.
- [8] Refprop Version 7.0, 'Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties', NIST Standard Reference Database USA, 2002.
- [9] D.B Spalding, 'A Novel Finite Difference Formulation for Differential Expressions Involving. Both First and Second Derivatives', The Imperial College of Science and the Technology, London, 1970.
- [10] E. Batmaz, 'Overall Heat Transfer Coefficients and Axial Temperature Distribution of Fluids in a Triple Tube Heat Exchanger', Thesis Submitted to the Graduate Faculty of North Carolina State, University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science Food Science, Raleigh, 2003.