Modélisation numérique du comportement instationnaire des échangeurs de chaleur monophasique. Etude des paramètres thermiques et entropiques

Abdelhamid KHEIRI*, Michel FEIDT

Université Henri Poincaré Nancy-Université Lemta,
2 avenue de la Forêt de Haye, Vandoeuvre-lès-Nancy 54516, France.
*(auteur correspondant : abdelhamid.kheiri@esstin.uhp-nancy.fr)

Résumé Dans ce papier nous présentons une modélisation numérique que nous avons mise en place afin de simuler le comportement instationnaire d'un échangeur bitube. Après avoir confortés nos résultats par comparaisons avec des approches analytiques et expérimentales existantes pour le cas de perturbations simples, nous avons étudié le comportement de tels échangeurs soumis à des sollicitations composés (sinusoïdes, autres) sur les températures et/ou sur les débits. Notre modèle numérique permet aussi l'étude de la création d'entropie équivalente à la destruction d'exergie due aux transferts de chaleur en régime instationnaire.

Nomenclature

Cp	capacité calorifique du fluide, $J.K^{-1}.kg^{-1}$
dA	surface élémentaire d'échange, m^2
dV	volume élémentaire de fluide, m^3
h	coefficient de convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
L	Longueur totale de l'échangeur, m
U	vitesse débitante du fluide, $m.s^{-1}$
$d\dot{q}$	flux de chaleur élémentaire, W
r_{ii}	rayon interne du tube intérieur, m
r_{ie}	rayon externe du tube intérieur, m
r_{ei}	rayon interne du tube extérieur, m
r_{ee}	rayon externe du tube extérieur, m
r	rayon, m
t	temps, s
z	axe longitudinal de l'échangeur, m
T	température, K
Symboles grecs	
α	diffusivité thermique paroi, $m^2.s^{-1}$
ε	émissivité radiative
λ	conductivité paroi, $W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	masse volumique du fluide, $kg.m^{-3}$
Indices et exposants	
c	chaud
e	extérieur
f	froid
i	intérieur
p	paroi
a	milieu ambiant

1. Introduction

Le fonctionnement dynamique d'un échangeur de chaleur bitube soumis à des sollicitations simples, du type échelons de débits ou de températures, peut être approché en exprimant les variations temporelles des températures de sortie des deux fluides par une équation à simple ou double constante de temps et à temps de retard [1] à la fois pour le fluide perturbé et pour le fluide non perturbé dans le cas d'un échangeur liquide-liquide.

$$\begin{aligned} &T_f(L,t) = T_f(L,0) \qquad \text{si} \quad t < t_{retard} \\ &T_f(L,t) = T_f(L,\infty) + (T_f(L,0) - T_f(L,\infty))\exp\left(-\frac{t-t_{retard}}{\tau}\right) \quad \text{si} \quad t > t_{retard} \end{aligned} \tag{1}$$

Les paramètres de (1) peuvent être déterminés expérimentalement ou approchés analytiquement [1], [2]. Dans le cas d'un échangeur gaz-gaz, C. Jacquot et all. [3] ont établi expérimentalement que la température en sortie du fluide non perturbé pouvait être modélisé par (1) alors que celle du fluide perturbé était mieux approximée par une équation similaire à (1) mais qui comporte une double exponentielle et deux constantes de temps: une au temps courts et une aux temps longs. Le cas des sollicitations plus complexes, sinusoïdales ou autres, ne peut être facilement appréhendé par ce type d'approches. Par ailleurs, l'accès aux paramètres importants de fonctionnement de l'échangeur qui sont son efficacité et son NUT instationnaires reste très délicat.

L'étude de la création d'entropie, inhérente au fonctionnement instationnaire d'un échangeur n'a que très rarement été abordée [4]. Or la connaissance de cette grandeur est très importante pour l'étude de la capacité du système à détruire ou à conserver l'exergie ce qui est important pour l'étude de l'efficacité énergétique et l'optimisation d'un système global comportant des échangeurs fonctionnant en régime instationnaire. C'est en particulier le cas des systèmes de production d'énergie renouvelable.

Dans cette étude, nous présentons une modélisation monodimensionnelle des échanges de chaleur au sein d'un échangeur bitube gaz-gaz en incluant la participation de toutes ses parois solides. Dans notre modèle les équations d'énergie et de création d'entropie relative aux transferts de chaleur sont résolues par une approche de différences finies. Nous validons nos résultats dans le cas stationnaire avec l'approche analytique efficacité-NUT pour la partie transferts de chaleur et création d'entropie. Par la suite, en instationnaire nous comparons nos résultats à ceux de la littérature dans le cas de sollicitations simples, échelons de débit ou de température, et confirmons ainsi la possibilité d'approximer dans ce cas le fonctionnement dynamique par une équation à constante de temps et à temps de retard. Nous mettons en évidence la nécessité d'utiliser une formulation avec double exponentielle et constante de temps dans le cas d'un échangeur air-air. Ensuite nous appliquons des sollicitations sinusoïdales en température et en débit et nous étudions «la réponse» de l'échangeur en fréquence et en amplitude. Nous étudions la sensibilité des résultats aux paramètres importants tels que les coefficients d'échange, les longueurs et les épaisseurs des parois de l'échangeur. Dans la dernière partie nous modélisons la création d'entropie due aux transferts de chaleur et aux phénomènes de stockage-destockage de la chaleur dans l'échangeur. Les résultats que nous obtenons à ce propos permettent, en prenant en compte la création d'entropie due à la viscosité, de contribuer à optimiser la conception des systèmes énergétiques comportant des échangeurs devant fonctionner en régime dynamique.

2. Modélisation des transferts de chaleur dans un échangeur bitube

Nous considérons un échangeur bitube qui peut être soumis à des variations quelconques de débits et/ou de températures des fluides en entrées.

2.1. Hypothèses

Précisons que le but recherché est d'arriver à modéliser le comportement de l'échangeur avec un modèle relativement simple du type (1) qui puisse par exemple être intégré dans une boucle de commande de processus énergétique, et qui en même temps nous permette de comprendre le comportement thermique et entropique de ce type d'échangeurs soumis à différentes sollicitations. Ainsi dans le fluide nous ne résolvons pas les équations de Navier Stokes permettant d'obtenir les profils de température dans les fluides qui s'écoulent en régime turbulent non forcément établi. Le modèle considère que sur chaque volume de contrôle qui s'étale sur *dz* chacun des deux fluides est à une température moyenne homogène dans le sens radial. Si cette hypothèse simplificatrice peut se justifier pleinement pour le fluide interne, au moins lorsque l'écoulement devient établi en dynamique et en thermique, pour le fluide qui s'écoule dans l'espace annulaire elle pourrait avantageusement être remplacée par un profil plus réaliste. Toutefois, notons que nous rejoignons dans ces hypothèses plusieurs études précédentes : Pierson et Padet [1] et Garcia-Valladares et all. [5].

Les hypothèses et conditions relatives à notre modèle sont les suivantes:

- Notre approche monodimensionnelle implique que les transferts de chaleur fluide-paroi sont modélisés par une loi de Newton avec un coefficient *h* de transfert convectif local. Ce coefficient, non forcément constant le long de l'axe de l'échangeur, peut donc prendre en compte les effets d'entrée [6]. Il peut aussi varier en fonction des propriétés thermophysiques locales du fluide.

- Nous considérons que les fluides sont monophasiques et incompressibles et nous ne prenons pas en compte l'énergie calorifique liée à la dissipation visqueuse.

- La création d'entropie que nous calculons ici sera celle relative aux transferts instationnaire de chaleur. Notons que la partie relative aux dissipations visqueuses peut se calculer sans difficulté en prenant en compte, dans un contexte de non résolution du profil de vitesses, une corrélation donnant le coefficient de frottement [7] lié à une viscosité qui soit fonction de la température.

- Nous ne considérons pas la conduction longitudinale dans les parois.

- Le modèle prend en compte les cas de l'échangeur isolé ou non de l'extérieur. Toutefois, même dans cette hypothèse, le tube externe joue son rôle de « stockage-destokage » d'énergie en régime instationnaire. Par ailleurs, les épaisseurs et les longueurs des tubes de l'échangeur semblant a priori jouer un rôle important dans l'inertie de celui-ci, le modèle est fait pour résoudre l'équation de la chaleur dans les tubes.

- Le modèle prend en compte les cas co-courant ou contre courant en imposant, en fonction du temps, la température et le débit de chaque fluide en $z=0$ ou bien en $z=L$.

2.2. Système d'équations et conditions aux limites pour le transfert de chaleur

2.2.1. Fluide interne

Pour le fluide interne, qui sera le fluide chaud dans notre cas, la température varie en fonction de la position sur l'axe *z* et du temps *t*. L'équation de transport de l'énergie correspondante est la suivante:

$$\frac{\partial T_c(z,t)}{\partial t} + U_c(t)\frac{\partial T_c(z,t)}{\partial z} = \left[\frac{h_{ii}\mathrm{dA}}{\rho C_p \mathrm{d}V}\right]_c (T_{pi}(r_{ii},z,t) - T_c(z,t)) \tag{2}$$

Dans cette équation *dA* et *dV* sont respectivement la surface élémentaire d'échange entre le fluide et la paroi le long de *dz* et le volume élémentaire du fluide le long de ce même *dz*.

On a $dA = 2\pi r_{ii} dz$ et $dV = \pi r_{ii}^2 dz$ où r_{ii} est le rayon interne du tube.

La condition aux limites pour cette équation est fournie par la donnée de la température en fonction du temps $T_c(0,t)$ en $z=0$ ou bien $T_c(L,t)$ en $z=L$ selon que l'échangeur soit en co-courant ou en contre-courant. On peut ainsi imposer en fonction du temps une température fixe ou variable de la manière que l'on souhaite à l'entrée qui convient. De même, en $z=0$ ou bien en $z=L$, selon le cas, la vitesse débitante du fluide chaud $U_c(t)$ peut être maintenue fixe ou imposée variable en fonction du temps.

2.2.2. Fluide externe

Pour le fluide externe, qui circule dans l'espace annulaire et qui dans notre cas est le fluide froid, l'équation de transport de l'énergie prend en compte les transferts convectifs à la fois avec le tube interne et avec le tube externe:

$$\frac{\partial T_f}{\partial t}+U_f\frac{\partial T_f}{\partial z}=\left[\frac{h_{ie}\mathrm{dA}}{\rho C_p\mathrm{dV}}\right]_f\left(T_{pi}(r_{ie},z,t)-T_f(z,t)\right)+\left[\frac{h_{ei}\mathrm{dA}}{\rho C_p\mathrm{dV}}\right]_f\left(T_{pe}(r_{ei},z,t)-T_f(z,t)\right) \tag{3}$$

Les deux coefficients d'échange de chaleur [6]du fluide froid par convection au niveau des parois internes et externe qui délimitent l'espace annulaire ne sont pas forcément identiques

La condition aux limites pour cette équation est fournie par la donnée de la température à $T_f\left(0,t\right)$ en $z=0$ ou bien $T_f\left(L,t\right)$ en $z=L$ selon que l'échangeur soit en co-courant ou en contre-courant. On peut ainsi imposer en fonction du temps une température fixe ou variable de la manière que l'on souhaite à l'entrée qui convient. De même, en $z=0$ ou bien en z=L selon le cas, la vitesse débitante du fluide chaud $U_f(t)$ peut être maintenue fixe ou imposée variable en fonction du temps.

2.2.3. Tube interne et tube externe

Pour le tube interne nous résolvons l'équation de la chaleur avec des conditions aux limites de Fourier sur ses faces interne et externe en contact avec chacun des deux fluides. Pour le tube externe, qu'il soit isolé du milieu ambiant ou non, nous avons montré par un calcul préliminaire que son inertie thermique intervient de manière très significative dans le comportement instationnaire de l'échangeur et qu'il convient que notre modèle permette d'y résoudre l'équation de la chaleur avec des conditions aux limites de Fourier sur sa face interne. Sur Sa face externe nous prenons en compte, en plus de l'échange conductif, les échanges radiatifs avec le milieu ambiant. Si le tube est isolé le modèle considère nulle la dérivée de la température dans le sens radial. Ces équations ne sont pas reprise ici (cf [8]).

3. Création d'entropie dans l'échangeur instationnaire

Au niveau des fluides chaud et froid l'expression générale de la création, ou la génération, locale d'entropie par unité de volume, s'écrit [9]:

$$dS'''_{gén}=\frac{\lambda}{T^2}(\nabla T)^2+\frac{\mu}{T}\Phi \tag{4}$$

La fonction Φ est la fonction de dissipation. Dans ce travail ne nous intéressons qu'à la création d'entropie consécutive aux transferts de chaleur dans l'échangeur, ce qui se justifie relativement bien pour le cas d'un échangeur gaz-gaz. La destruction locale d'exergie par unité de volume (en W/m^3) est alors obtenue en multipliant (4) par la température de référence qui peut être T_a.

Cependant, notre modèle de discrétisation suppose que (4) soit discrétisée d'une manière particulière. En effet, les gradients de température sont situés uniquement aux interfaces fluide-paroi, ainsi (4) donne une valeur nulle sauf au niveau de ces interfaces.

Afin de déterminer l'entropie due au transfert de chaleur créée au niveau par exemple du fluide intérieur, le fluide chaud, nous intégrons le long de l'axe de l'échangeur les éléments de puissance d'entropie locale créée:

$$\dot{S}_{gén,c}(t)=\int_0^L d\dot{q}\left(\frac{1}{T_{pi}(r_{ii},z,t)}-\frac{1}{T_c(z,t)}\right) \tag{5}$$

où $$d\dot{q}=h_{r_{ii}}\left(T_c(z,t)-T_{pi}(r_{ii},z,t)\right) \tag{6}$$

Nous obtenons aussi des expressions similaires pour les deux ou trois autres interfaces fluide-paroi : fluide froid avec les deux parois formant l'espace annulaire et, lorsque l'échangeur n'est pas isolé, paroi externe de l'échangeur avec le milieu ambiant.

Au niveau des parois le transfert de chaleur est uniquement conductif. La génération d'entropie volumique est donnée là aussi par l'expression (4) dans laquelle le dernier terme relatif à la dissipation visqueuse n'intervient pas. Comme nous avons supposé que le transfert de chaleur ne se fait que de manière radiale dans les parois, nous aboutissons à l'expression suivante (7) pour la création d'entropie bidimensionnelle le long de la paroi interne et à une expression similaire pour la paroi externe:

$$\dot{S}_{gén,\,pi}(t) = \int_0^L \int_{r_{ii}}^{r_{ie}} \frac{\lambda_{pi}}{T^2} \left(\frac{\partial T(r,z,t)}{\partial r} \right)^2 2\pi r dr dz \tag{7}$$

4. Résultats et discussion

Nous avons résolu numériquement l'ensemble des équations précédentes avec un schéma implicite aux différences finies. Cette méthode de résolution reste classique et nous ne la détaillons pas ici. Nous avons validé notre modèle en stationnaire en comparant les résultats qu'il fournit avec ceux fournis avec une approche classique analytique par efficacité-NUT. Ensuite, nous avons appliqué à notre modèle d'échangeur un certain nombre d'entrées variables en température ou en débit.

Les figure 1 et 2 concernent un échangeur air-air co-courant avec un débit du fluide chaud de 18 Nm^3h^{-1} et un débit fluide froid de 35 Nm^3h^{-1}. La température du fluide froid est de 26°C, alors que le fluide chaud subit en entrée un échelon de température qui amène sa température de 60 à 120°C. Sur la figure 1 nous avons l'évolution de la température du fluide froid en sortie, où l'on constate qu'elle peut être approximée très valablement par une équation exponentielle à une seule constante de temps et sans temps de retard. Les paramètres des exponentielles sont évalués par indentification paramétrique en utilisant un logiciel dédié [10]. Nous trouvons que la température du fluide chaud en sortie, figure non présentée ici, est mieux approximée par une double exponentielle à deux constantes de temps, une aux temps courts et une aux temps longs. Ces deux résultats confirment les résultats expérimentaux obtenus dans notre laboratoire par C. Jacquot [11]. Nous constatons aussi que l'échangeur possède des constantes de temps différentes pour chacun des deux fluides [8].

Sur la figure 2 nous présentons pour le fluide non perturbé, dont la température peut être approximée par une exponentielle à une seule constante de temps, l'évolution de cette dernière en fonction à la fois du coefficient *h* d'échange et de la longueur de l'échangeur. Nous obtenons des évolutions similaires lorsque l'on fait varier *h* et l'épaisseur du tube intérieur. Dans ces deux cas, nous notons que la constante de temps a une évolution de forme exponentielle en fonction de la longueur ou de l'épaisseur de l'échangeur, soit aussi en fonction de sa capacité calorifique totale, et atteint une limite lorsque cette inertie augmente. D'autres résultats intéressants relatifs aux entrées instationnaires du type sinusoïdal et aux efficacités moyennes instationnaires sont disponibles dans [8].

5. Conclusion

Dans cet article nous avons présenté une modélisation numérique d'un échangeur bitube soumis à différentes sollicitations. Nous avons validé nos résultats en comparant avec des approches analytiques et expérimentales existantes pour des sollicitations simples en échelon.

Nous avons aussi étudié l'évolution des constantes de temps en fonction des paramètres d'inertie et d'échange. Le modèle permet d'obtenir de très nombreux résultats, il permet en particulier d'étudier le comportement de l'échangeur soumis à des sollicitations composées en températures et/ou en débit. Par ailleurs nous avons étudié la création d'entropie, synonyme de la destruction d'exergie, dans cet échangeur soumis à différentes variations dynamiques des conditions d'entrées. Les résultats obtenus, complétés avec la prise en compte de l'entropie liée à l'écoulement [8] peuvent contribuer à optimiser un système énergétique qui fonctionne en régime instationnaire ou intermittent et qui comporte des échangeurs. C'est le cas par exemple des systèmes de production d'énergie de source solaire ou éolienne. Les résultas obtenus peuvent être étendus aux cas d'écgangeur plus complexes. En effet il a été montré, [4],[1], que que pour des échangeur de forme plux complexe, que l'on peut définir un échangeur bitube équivalent pour l'étude du régime instationnaire.

Références Bibliographiques

[1] P. Pierson, J. Padet, Etude théorique et expérimentale des échangeurs en régime thermique instationnaire, *Int. J. Heat Mass Transfer*., 31, 1577 (1988),

[2] L. Malinowski et S. Bielski. An analytical method for calculation of transient temperature field in the counter-flow heat exchangers, *Int. Comm. Heat Mass Transf.*, Vol. 31, No. 5, pp. 683-691, (2004).

[3] C. Jacquot, M. Feidt, Ph. Corvisier, G. Albano, Transient convective heat and mass transfer in adiabatic heat exchangers: application to cryogenic heat exchangers, *Procceding of International Symposium on transient convective heat and mass transfer in single and two-phase flows*, Août 2003, Cesme Turkie. ICHMT. J. Padet, F. Arinç Editors.

[4] M. Feidt, *Energétique, Concepts et Applications*, Dunod, Paris (2006).

[5] O. Garcia-Valladares, C.D. Péres-Segerra, J. Rigola. Numerical simulation of double pipe condensers and evaporators, *Int. J. Ref.* 27 (2004) 656-670.

[6] V.Gnielink, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Inter. Chemical Engineering, Vol. 16-2, (1976), 359-367.

[7] W. M. Kays, *Convective Heat and Mass Transfer*, Mc Graw Hill Book, New York, (1966).

[8] A. Kaled. *Rapport de Master Recherche*, UHP 2009.

[9] A. Bejan, *Entropy generation rate through heat and fluid flow*, Wiley Intersciences (1982).P. Pierson, L. Pinçon, J. Padet, Définition d'une efficacité moyenne pour un échangeur fonctionnant en régime thermique variable, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 1990, 5-17, 567 (1990).

[10] Origin 8.1 *Getting Started Booklet*. OriginLab Corporation, Northampton USA.

[11] C. Jacquot, *Transfert instationnaire de chaleur en échangeur récupérateur de moteur de fusée ; simulation expérimentale en échangeur bitube*, Thèse UHP, Nancy, (2007).

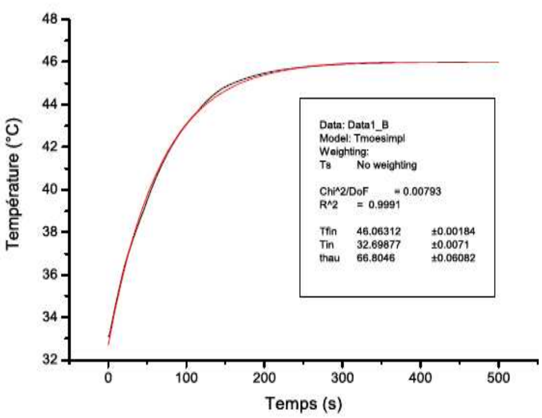

Figure 1. Evolution de la température de sortie du fluide non perturbé

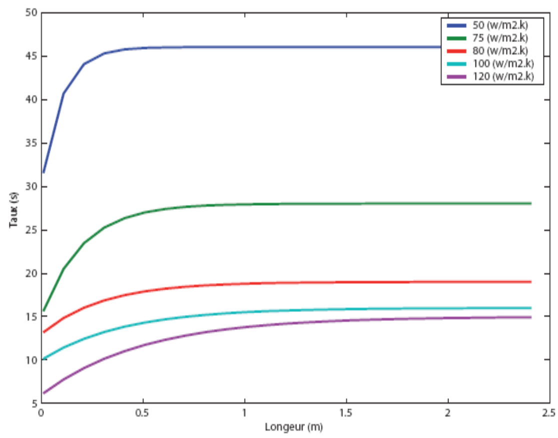

Figure 2. Constante de temps pour le fluide non perturbé en fonction de h_f et de L