

Analyse numérique et optimisation des performances thermo-aérauliques d'un échangeur à quatre rangs de tubes ailetés par l'approche factorielle de Taguchi

Jules Voguelin SIMO TALA^{1,2,3,*}, Serge RUSSEIL^{1,3}, Daniel BOUGEARD^{1,3},

¹ Univ. Lille Nord de France, F-59000 Lille, France

² HEI, Dép¹. EEA, 13 rue de Toul, 59046 Lille, France

³ Mines Douai, EI, F-59500 Douai, France

(*Auteur correspondant : jules-voguelin.simo-tala@hei.fr)

Résumé Dans ce travail, nous effectuons une étude d'optimisation d'un échangeur à quatre rangs de tubes elliptiques à ailettes planes continues en employant l'analyse factorielle de Taguchi. Une variation de différents paramètres géométriques ainsi qu'un couplage conducto-convectif fluide-solide est effectué afin de rechercher les paramètres les plus influents sur les performances thermo-aérauliques. L'analyse factorielle est mise en œuvre en faisant varier le pas longitudinal, transversal, l'ellipticité du tube et le type de matériau de l'ailette, à iso-vitesse frontale et pour une plage de fonctionnement donnée. Cette étude montre que parmi les quatre paramètres analysés, l'ellipticité du tube est le facteur le plus déterminant dans la maximisation des performances thermo-aérauliques.

Nomenclature

D	Diamètre du tube, m	ft	Epaisseur de l'ailette, m
Re_D	Nombre de Reynolds, -	N	Nombre de rangs de tubes, -
U	Vitesse d'entrée, ms^{-1}	<i>Symboles grecs</i>	
T	Température, K	η	Perf. thermo-aéraulique, -
P	Pression, Pa	<i>Indices et exposants</i>	
E	Espacement interailette, m	p	relatif à la paroi
Pl	Pas longitudinal, m	0	relatif à l'entrée
Pt	Pas transversal, m		

1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des composants thermodynamiques qui interviennent dans de nombreuses applications industrielles faisant intervenir des échanges calorifiques. Les configurations géométriques à tubes et ailettes planes continues constituent les modèles de base employés dans les applications de chauffage et de climatisation. Leurs performances thermo-aérauliques sont toutefois relativement faibles du fait d'un brassage insuffisant d'air dans les espaces inter-ailettes ainsi qu'à cause de la formation de zones de recirculation thermiquement inefficaces dans le sillage des tubes circulaires. Dans la littérature, plusieurs travaux se sont focalisés sur l'amélioration des performances de ces équipements par la modification de la forme des tubes ou la génération d'écoulements secondaires [1,2]. Les principaux résultats issus de ces études montrent que la modification de la forme du tube engendre une diminution des pertes charge et une réduction notable des zones thermiquement inactives. Plusieurs autres études retrouvées dans la littérature s'intéressent à l'optimisation de

ces composants en employant des approches stochastiques notamment les algorithmes génétiques [3,4] qui, malgré leur bonne précision sont fortement chronophages.

Dans ce travail, un échangeur à quatre rangs de tubes elliptiques à ailettes planes est numériquement étudié. Une analyse de différents paramètres géométriques est effectuée afin de déterminer la combinaison optimale permettant de maximiser les performances thermo-aérauliques pour une plage de fonctionnement donnée. Le couplage conducto-convectif est considéré et différents matériaux constituant l'ailette sont testés. L'approche d'optimisation par les plans factoriels de Taguchi [5] est employée afin de retrouver les paramètres les plus influents sur les performances thermo-aérauliques.

2. Formulation mathématique, paramétrisation de l'étude

2.1 Formulation mathématique

Les transferts convectifs dans l'échangeur sont modélisés par les équations de Navier Stokes couplées à l'équation d'énergie dans le fluide et à la diffusion thermique dans la masse de l'ailette. La turbulence est prise en compte dans l'écoulement par l'emploi du modèle de turbulence $k-\omega$ SST de Menter. Le choix de ce modèle est justifié par sa grande capacité à prédire les écoulements sujets à de forts champs de gradients de pression adverse ou d'intenses phénomènes de cisaillement et de séparation de fluide [1]. Le fluide en écoulement est de l'air aux propriétés thermo-physiques constantes et indépendantes de la température, de même que les différents matériaux constituant l'ailette considérés dans ce travail.

2.2 Paramétrisation de l'étude, méthode Taguchi

Différents paramètres peuvent influencer sur les performances d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes notamment, le diamètre des tubes, D , le pas transversal P_t , le pas longitudinal P_l , l'épaisseur de l'ailette f_t , l'espacement inter-ailette E , la profondeur des ailettes L , le matériau constituant l'ailette, etc. L'optimisation de l'échangeur revient de ce fait à trouver la meilleure combinaison de ces paramètres permettant de répondre à des objectifs précis.

Un échangeur ayant $N = 4$ rangs de tubes est considéré dans cette étude. L'espacement inter-ailette E est fixé. Les premiers et derniers rangs de tubes sont fixes par rapport aux bords d'attaque et de fuite de l'ailette respectivement. Les tubes considérés sont elliptiques à ellipticité $e = b/a$ variable mais, leur section de passage intérieur reste fixe permettant ainsi la définition d'un diamètre D de tube circulaire équivalent. L'épaisseur f_t et la profondeur L de l'ailette sont fixées.

Facteur	Notation	Niveau1	Niveau2	Niveau3
Pas longitudinal (mm)	P_l	10	12	14
Pas transversal (mm)	P_t	12	15	18
Ellipticité du tube (-)	e	0,4	0,6	0,8
Matériau (λ ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$))	Mat	80,2	401	237

Tableau 1 : *Discrétisation des facteurs variables*

Les paramètres variables ou facteurs contrôlables sont en conséquence : le pas longitudinal P_l , le pas transversal P_t , l'ellipticité du tube e et la nature du matériau. Les caractéristiques géométriques des échangeurs étudiés sont résumées dans le tableau 1. Nous considérons identiquement une discrétisation de chaque facteur en trois niveaux résumés dans le tableau 1. Quatre valeurs du nombre de Reynolds $Re_D = 1000, 1500, 2000, \text{ et } 2500$ sont considérées.

Les paramètres variables du présent problème d'optimisation constituent un ensemble de quatre facteurs ayant chacun trois niveaux. En conséquence, le plan factoriel complet est

constitué, pour un nombre de Reynolds donné de $Nc = 3^4$ soit 81 simulations à effectuer. Dans le plan factoriel complet et, pour tous les nombres de Reynolds à analyser, on aboutit à un nombre total de simulations $Nt = 4 \times 3^4$ soit 324 simulations nécessaires à effectuer pour déterminer la combinaison de facteurs satisfaisant aux objectifs d'optimisation. La table orthogonale $L_9(3)^4$ de Taguchi [5] (cf. tableau 2) est employée pour réduire le nombre cas $Nc = 3^4$ à simuler dans le plan factoriel complet à un nombre réduit $Nr = 9$. Ceci permet de simuler seulement $Ntr = 4 \times 9$ soit 36 cas pour déterminer les conditions optimales. Les différents cas à simuler conformément à la table orthogonale de Taguchi sont résumés dans le tableau 3.

Cas	P_l	P_t	e	Matériau (λ)
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Tableau 2 : Paramétrisation de l'étude : la table orthogonale de Taguchi $L_9(3)^4$

Cas	P_l	P_t	e	Matériau (λ)
1	10	12	0,4	80,2
2	10	15	0,6	401
3	10	18	0,8	237
4	12	12	0,6	237
5	12	15	0,8	80,2
6	12	18	0,4	401
7	14	12	0,8	401
8	14	15	0,4	237
9	14	18	0,6	80,2

Tableau 3 : Paramétrisation de l'étude : facteurs et niveaux

3. Domaine d'étude et conditions aux limites

Le domaine d'étude est présenté sur la figure 1. Il est constitué d'une région amont servant à tenir compte de l'influence du premier rang de tubes sur les conditions d'entrée, d'une région centrale qui constitue la portion d'échange et d'une région aval qui permet de tranquilliser l'écoulement afin d'éviter des écoulements retour sur les conditions de sortie. L'écoulement et les transferts thermiques sont supposés stationnaires conformément aux travaux issus de la littérature qui montrent une stabilisation de l'écoulement avec la diminution de l'ellipticité du tube [1]. En conséquence, seule la moitié du pas transversal est modélisée. Les conditions aux limites appliquées au domaine d'étude sont les suivantes :

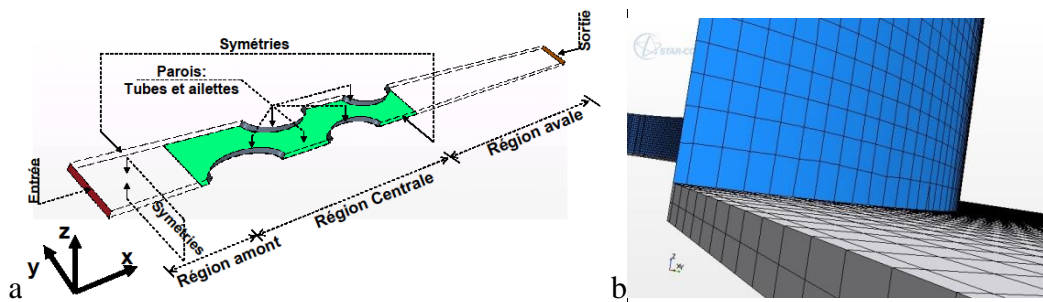


Figure 1 : Domaine d'étude, conditions aux limites(a) et topologie du maillage (b).

- A l'entrée de la région amont, un profil uniforme de vitesse $U = U_0$ et une température $T = 290K$ sont imposés. Un profil uniforme de turbulence $I = 3\%$ y est également imposé, l'échelle de turbulence Ls étant prise égale à 7% du diamètre hydraulique de l'entrée Dh , cf. [1].
- Sur les plans de symétrie, les gradients normaux des variables sont nuls,
- Une température uniforme $Tp = 310K$ est imposée sur la surface extérieure des tubes,
- A l'interface fluide-solide : le couplage conducto-convectif est considéré,

- A la sortie, une condition de pression relative uniforme $p = 0$ est considérée.

4. Procédure de résolution

Les équations de Navier Stokes, de transport des champs turbulents ainsi que l'équation d'énergie sont résolues de façon séquentielle par le solveur Algébrique linéaire Multigrille AMG du code commercial Star CCM+ [6] à travers l'utilisation de l'algorithme SIMPLE et l'emploi de l'approche itérative de Gauss-Seidel. Pour une résolution correcte des termes convectifs, une discrétisation spatiale du second ordre est choisie. De même, afin de bien décrire les caractéristiques thermiques et dynamiques locales, un maillage régulier constitué d'hexaèdres est généré dans le domaine d'étude. Un raffinement adéquat est imposé près des parois afin que la première maille pariétale respecte la condition $z^+ = 1$ pour correctement résoudre les équations dans la sous-couche visqueuse (y compris dans la situation de frottement maximal). L'étude de l'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage que nous ne présentons pas faute d'espace conduit à l'emploi d'un maillage ayant 4 millions mailles hexaédriques.

Dans une telle configuration géométrique, l'écoulement est sujet à de forts gradients de pression adverse qui conduisent au développement de structures tourbillonnaires aux jonctions tube-ailette communément appelées tourbillons fer à cheval. Ces structures tourbillonnaires sont composées de tourbillons primaires et secondaires et contribuent significativement aux transferts thermiques locaux. Afin de valider le modèle adopté pour la description de l'écoulement, la figure 2 présente une comparaison de profils de vitesse obtenus numériquement et expérimentalement dans la configuration d'échangeur à quatre rangs de tubes circulaires.

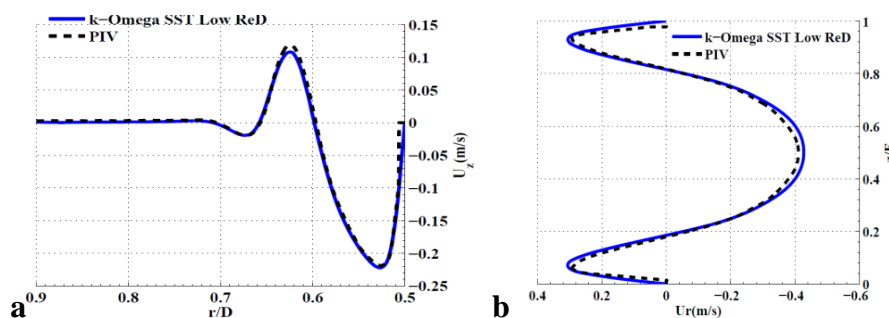


Figure 2: Validation de la modélisation: Profil de vitesse axiale sur une ligne (a) et profil de vitesse radiale sur une ligne verticale (b) passant par le centre du tourbillon primaire au second tube.

Ces profils de vitesse sont respectivement tracés sur une ligne horizontale et verticale passant par le centre de la structure tourbillonnaire primaire la plus intense dans le plan frontal au second rang de tube. Les profils obtenus numériquement sont comparés aux mesures expérimentales issues des acquisitions PIV et disponibles dans la littérature [7]. Quelques différences sont observées entre la prédiction numérique et l'expérience au niveau des extrema de vitesse à $r/D=0,64$ pour le profil horizontal de vitesse et à $z/E=0.5$ pour le profil vertical. Toutefois, la comparaison globale des deux profils montre une très bonne corrélation entre les simulations numériques et les mesures.

5. Résultats

Dans cette partie, les résultats du processus d'optimisation en employant l'approche factorielle sont présentés. Deux objectifs sont recherchés notamment la maximisation de la puissance évacuée \dot{Q} et la minimisation de la puissance de ventilation $\dot{\nu}\Delta P$. La performance thermo-aéraulique $\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{\nu}\Delta P}$ est en conséquence choisie comme fonction objectif. Cette

fonction peut être influencée par différentes paramètres (paramètres géométriques, propriétés physiques des matériaux, conditions de fonctionnement). Les paramètres variables ou facteurs contrôlables choisis dans ce travail sont notamment le pas longitudinal P_l , le pas transversal P_t , l'ellipticité des tubes e et le type de matériau constituant l'ailette. Le but de ce travail est d'analyser l'effet de chaque paramètre sur la fonction objectif afin de retrouver la combinaison permettant de la maximiser.

5.1 Analyse des effets de chaque facteur

L'analyse des effets de chaque facteur par la méthode ANOM [8] est effectuée en calculant la contribution de chaque paramètre variable (facteur contrôlable) sur l'évaluation de la fonction objectif.

Fonction objectif : η	Niveau	P_l	P_t	e	Matériau
	1	253,40	215,73	332,73	260,52
	2	277,95	277,42	265,48	274,25
	3	277,19	315,39	210,33	273,77
$R(\max(\eta)-\min(\eta))$	260,34	24,54	99,66	122,41	13,73
Contribution(%)	100	9,42	38,28	47,02	5,27

Tableau 4 : Calcul des contributions pour $Re_D=1000$

En considérant par exemple les neuf calculs effectués pour le nombre de Reynolds $Re_D = 1000$, le tableau 4 présente les effets de chaque paramètre de contrôle sur la performance thermo-aéraulique η correspondant à chaque niveau. L'effet d'un paramètre de contrôle sur les performances thermo-aérauliques à un niveau donné est égal à la moyenne arithmétique des valeurs des performances thermo-aérauliques correspondant au niveau en question dans les neuf combinaisons de niveaux, c'est à dire les neuf simulations effectuées. La valeur $R = \max(\eta) - \min(\eta)$ désigne la différence, pour chaque paramètre de contrôle, entre l'effet maximal et l'effet minimal sur l'évaluation de la performance thermo-aéraulique.

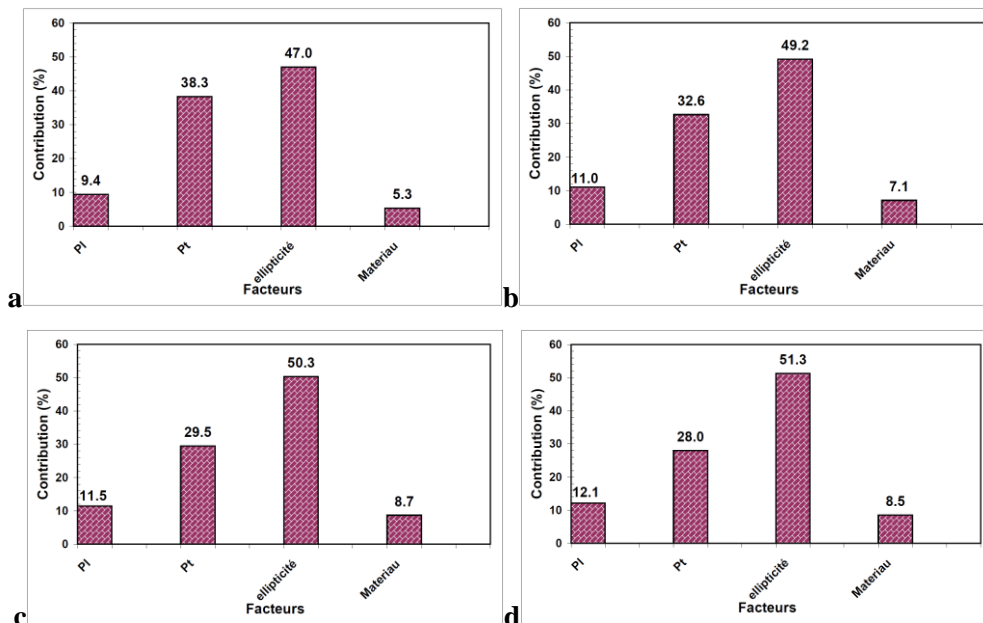


Figure 3 : Contribution de chaque facteur à l'évaluation de la performance thermo-aéraulique pour $Re_D=1000$ (a) ; 1500 (b) ; 2000 (c) et 2500 (d)

La contribution de chaque facteur à l'évaluation de la fonction objectif est en conséquence égale au quotient (exprimé en pourcentage) de la différence R correspondant à chaque

paramètre de contrôle par la somme des différences correspondant à tous les paramètres de contrôle. Cette approche a été récemment employée par Huisseune [9] dans l'évaluation des performances d'échangeurs à tubes et ailettes persiennées par la méthode Taguchi.

La figure 3 présente les contributions de chaque paramètre de contrôle sur l'évaluation de la performance thermo-aéraulique pour les quatre valeurs du nombre de Reynolds considérées dans cette étude. On observe que l'ellipticité du tube et le pas transversal inter-tube produisent les effets les plus importants sur la performance thermo-aéraulique η avec des contributions respectives de 47% et 38,3% pour le nombre de Reynolds $Re_D = 1000$ (figure 3a). Le pas longitudinal et le matériau ont des contributions plus faibles et ne représentent pas, par conséquent, des facteurs déterminants dans l'optimisation de la performance thermo-aéraulique. L'accroissement du nombre de Reynolds est accompagné d'une relative augmentation de la contribution du pas longitudinal, de l'ellipticité du tube et de la nature du matériau. Par contre, on observe une diminution nette de la contribution du pas transversal de près de 10% avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les contributions de l'ellipticité et du pas transversal restent cependant toujours les plus importantes pour tous les facteurs contrôlables. La forte diminution observée sur la contribution du pas transversal et l'augmentation observée sur celle de l'ellipticité avec l'accroissement du nombre de Reynolds indiquent que l'ellipticité du tube est un facteur majeur, de plus en plus influant dans le processus d'optimisation des performances thermo-aérauliques lorsque le nombre de Reynolds augmente.

5.2 Détermination des conditions optimales

La figure 4 représente les courbes de réponse de l'analyse ANOM. Elle présente l'évaluation moyenne de la fonction objectif η en fonction des facteurs contrôlables à leur différents niveaux.

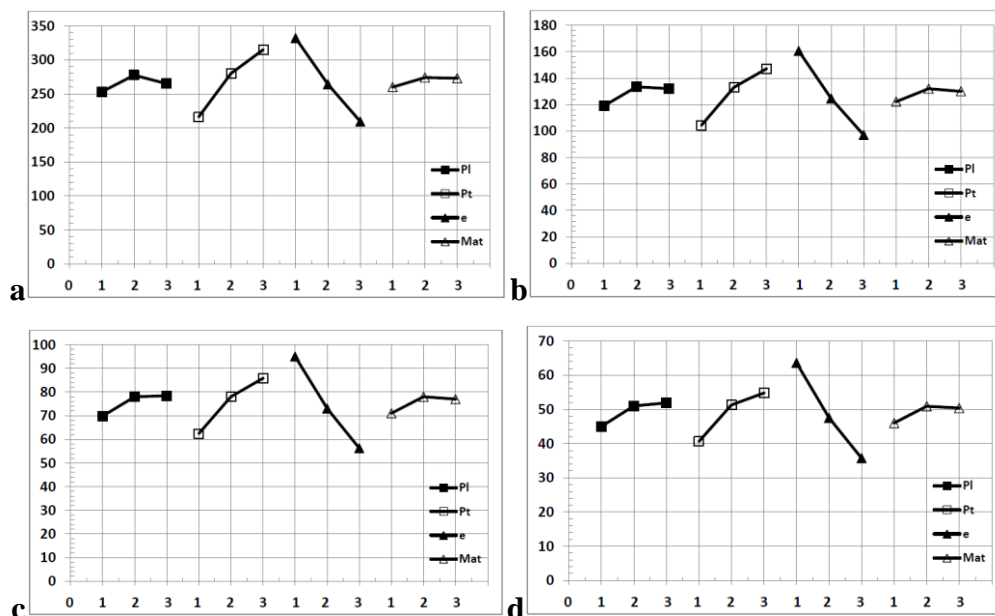


Figure 4 : Courbe de réponse : objectif η max pour $Re_D=1000$ (a) ; 1500 (b) ; 2000 (c) et 2500 (d)

Les niveaux indiqués par les nombres 1, 2 & 3 constituent la discrétisation de chaque paramètre de contrôle, cf. tableau 1. Cette représentation graphique permet de retrouver la combinaison de facteurs contrôlables permettant de remplir l'objectif recherché. Dans le cas présent, les performances thermo-aérauliques les plus élevées doivent être recherchées afin que l'échangeur puisse transférer le maximum de chaleur tout en consommant le moins de

puissance de ventilation possible. Sur les courbes de réponses, les niveaux qui maximisent l'objectif sont donc recherchés.

<i>Reynolds</i>	<i>1000</i>	<i>1500</i>	<i>2000</i>	<i>2500</i>
<i>Combinaison optimale</i>	Pl ₂ Pt ₃ e ₁ Mat ₂	Pl ₂ Pt ₃ e ₁ Mat ₂	Pl ₃ Pt ₃ e ₁ Mat ₂	Pl ₃ Pt ₃ e ₁ Mat ₂

Tableau 5 : *Combinaisons optimales pour différentes valeurs du nombre de Reynolds*

Les combinaisons optimales sont résumées dans le tableau 5 pour tous les nombres de Reynolds analysés. On constate que l'augmentation du nombre de Reynolds est accompagnée d'un déplacement de la combinaison optimale de paramètres contrôlables vers les grandes valeurs du pas longitudinal. Pour la plage de fonctionnement testée, la contribution de l'ellipticité du tube du pas transversal et du matériau à l'évaluation de la fonction objectif est indépendante du nombre de Reynolds. Le déplacement de la combinaison optimale vers les grandes valeurs du pas longitudinal est lié à l'accroissement de la contribution du pas longitudinal avec l'augmentation du nombre de Reynolds observé sur la figure 4.

5.3 Reproductibilité par test de confirmation

Un test de confirmation [10] est employé pour valider la procédure d'optimisation et l'optimum obtenu. Ce test consiste à vérifier (souvent par des simulations numériques supplémentaires) que l'optimum trouvé réalise la plus grande performance par rapport à toutes les autres combinaisons de niveau. En analysant les combinaisons optimales aux nombres de Reynolds $Re_D = 1000$ et 1500 , on constate qu'elles sont présentes dans les combinaisons du tableau de Taguchi de départ (cf. tableau 2). En conséquence il suffit de comparer les valeurs de η issues des simulations numériques à ces différents nombres de Reynolds pour valider ces optima. Toutefois, la combinaison fournissant la performance la plus mauvaise ne faisant pas partie du tableau de Taguchi de départ, nous avons réalisé des simulations numériques supplémentaires pour cette combinaison afin de corroborer le test de confirmation.

<i>N°</i>	<i>P_l</i>	<i>P_t</i>	<i>e</i>	<i>Mat(λ)</i>	<i>Codification</i>	<i>η(Re_D=1000)</i>	<i>η(Re_D=1500)</i>
1	10	12	0,4	80,2	Pl ₁ Pt ₁ e ₁ Mat ₁	253,84	123,17
2	10	15	0,6	401	Pl ₁ Pt ₂ e ₂ Mat ₂	262,01	124,58
3	10	18	0,8	237	Pl ₁ Pt ₃ e ₃ Mat ₃	244,35	109,31
4	12	12	0,6	237	Pl ₂ Pt ₁ e ₂ Mat ₃	224,35	108,90
5	12	15	0,8	80,2	Pl ₂ Pt ₂ e ₃ Mat ₁	217,68	102,09
6	12	18	0,4	401	Pl ₂ Pt ₃ e ₁ Mat ₂	391,78	189,01
7	14	12	0,8	401	Pl ₃ Pt ₁ e ₃ Mat ₂	168,95	81,27
8	14	15	0,4	237	Pl ₂ Pt ₂ e ₁ Mat ₃	352,58	171,68
9	14	18	0,6	80,2	Pl ₂ Pt ₃ e ₂ Mat ₁	310,04	141,94
<i>Optimum</i>	12	18	0,4	401	Pl ₂ Pt ₃ e ₁ Mat ₂	391,78	189,01
<i>Minimum</i>	10	12	0,8	80,2	Pl ₁ Pt ₁ e ₃ Mat ₁	160,23	75,65

Tableau 5 : *Table de confirmation*

Le tableau 5 présente la performance thermo-aéroulque de chaque combinaison de niveaux aux nombres de Reynolds ci-dessus ainsi que les performances des combinaisons optimale et minimale. L'analyse de ce tableau montre très clairement que la performance thermo-aéroulque de la combinaison optimale est la plus élevée de toutes les combinaisons simulées. De même, bien que la combinaison la plus défavorable ne figure pas dans le tableau de Taguchi utilisé pour l'optimisation, sa performance thermo-aéroulque est inférieure à celle de tous les cas de base d'où elle dérive par analyse des moyennes. Ceci confirme la reproductibilité de l'optimum et du minimum validant ainsi la procédure d'optimisation.

6. Conclusion

Dans ce travail, l'analyse factorielle de Taguchi combinée aux simulations numériques a été employée pour optimiser un échangeur à quatre rangs de tubes à ailettes planes continues.

La méthode ANOM a été employée pour analyser les effets et les contributions de chaque facteur à l'évaluation de la performance thermo-aéraulique. Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- ✓ L'ellipticité et le pas transversal inter-tube produisent les effets les plus importants sur la performance thermo-aéraulique.
- ✓ Le pas longitudinal et le matériau ont des contributions plus faibles et ne représentent pas, par conséquent, des facteurs déterminants dans l'optimisation thermo-aéraulique.
- ✓ A iso-vitesse frontale et dans la plage de fonctionnement étudiée, l'ellipticité du tube est le facteur le plus déterminant dans la maximisation des performances thermo-aérauliques.

Références bibliographiques

- [1] J.V. Simo Tala, D. Bougeard, S. Russeil, J.-L. Harion, Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 225-235, 2012.
- [2] Y. Chen, M. Fiebig, N.K. Mitra, Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 417-437, 2000.
- [3] A. K. Gholap and J. A. Khan, Second law analysis in heat transfer, *Applied Energy*, 84, 1226-1239, 2007.
- [4] R. Hilbert, G. Janiga, R. Baron and D. Thévenin, Multiobjective shape optimization of heat exchanger using genetic algorithms, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2567-2577, 2006.
- [5] M. Vigier. *Pratique des plans d'expériences par la méthode Taguchi et compléments*. Edition d'Organisation, 1988.
- [6] CD-Adapco Star CCM+ v5, User guide, 2010.
- [7] J. V. Simo Tala, J.-L. Harion, S. Russeil, D. Bougeard, Investigation of the flow characteristics in a multirow finned-tube heat exchanger by means of PIV measurements, *Experimental Thermal Science*, 50, 45-53, 2013.
- [8] P. R. Nelson, P. S. Wludyka and K. A. F. Copeland. *The Analysis of Means: A graphical Method for Comparing Means, Rates, and Proportions*. ASA-SIAM Series on Statistics and Applied Probability, 18, 2005.
- [9] H. Huisseune, Performance evaluation of louvered fin compact heat exchanger with vortex generators, dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, Universiteit Ghent, Belgium, 2011.
- [10] M. Zeng, L. H. Tang, M. Lin and Q. W. Wang, Optimization of heat exchangers with vortex generators fin by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering* 30, 1775-1783, 2010.

Remerciements

Ce travail a été réalisé avec le soutien financier la région Nord - Pas-de-Calais et ARMINES. Les auteurs leur sont reconnaissants pour leurs soutiens constants.