5ème Conférence Internationale des Energies Renouvelables (CIER– 2017)
Proceeding of Engineering and Technology –PET
Vol.30 pp.29-36

L'effet du Fluide Caloporteur sur la Production d'Entropie d'une Convection Mixte Assistée Entre Deux Plaques Non Parallèles verticales

Hadjadj Souad[#1], Abidi Aissa[#1], Saouli Salah[*2], Chaiche Zineb[#1]

[#]*Université KASDI Merbah*
Ouargla, Algérie
[1]hadjadjsouad@gmail.dz
[1] asais83@yahoo.fr
[1]chaichrabab@yahoo.com
[*]Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf
MILA, Algeria
[2]sveralgk@yahoo.fr

***Résumé* — Le fluide caloporteur joue un rôle très important dans le système d'écoulement, car il conduit le processus thermique. Pour cet effet, on doit souvent calculer la quantité de chaleur transférée, afin d'assurer son efficacité lors de conception. Dans cet article on va essayer de prouver l'utilité du calcul des dissipations d'énergie pour affirmer les performances du fluide caloporteur dans un système d'écoulement. En comparant entre deux fluides l'air et l'eau, écoulant en régime laminaire et permanent entre deux plaques non parallèles (en convergence symétrique) verticales et isothermes, chauffées uniformément, en convection mixte assistée. Le calcul numérique et la discussion de la production d'entropie est en fonction de plusieurs paramètres tels que le nombre de Richardson, le nombre de Reynolds et le nombre de Bejan.**

***Mots clés* — fluide caloporteur, production d'entropie, convection mixte assistée, plaques non parallèles, système d'écoulement**

I. Introduction

La convection mixte assistée dans un convergent vertical a eu dans ces derniers temps des vastes applications, pour le refroidissement et l'échauffement des installations, le thermique des bâtiments et le confort humain et les systèmes solaires. Vu qu'elle n'exige pas un apport externe, si puissant, d'énergie mécanique, en allant de plus en plus vers l'autonomie énergétique

En telle convection, le fluide de travail ou bien le fluide caloporteur joue un rôle essentiel dans le processus thermique, en contribuant au transfert de chaleur par le biais des caractéristiques thermophysiques (la viscosité, la conductibilité et la diffusivité thermique, la dilatabilité, la chaleur massique, la masse volumique et la chaleur latente en changement d'état).

Les recherches antérieures ont pris en considération l'effet de ces paramètres sur un système d'écoulement du point de vue quantité de chaleur transférée, car un gradient de température à toujours pour conséquence une variation plus au moins marquée de ces derniers, ce qui rend la prise en compte de cette thermodépendance indispensable au moins d'une façon approchée ou partielle. Pour savoir à qui s'en tenir quant à son influence sur le processus thermique [1]. Donc pour mettre en cause ce point de vue, les chercheurs ont traité plusieurs types de fluides, interprétés souvent par le nombre de Prandtl. La pluparts des travaux antérieures, expérimentaux ou numériques ont utilisé l'air comme un fluide de travail [2] - [11] soit pour étudier son comportement lors de ce processus thermique ou bien pour trouver et/ ou analyser des corrélations du nombre de Nusselt. L'étude de Chen [12] est reposée beaucoup plus sur les métaux liquides, comme il a intégré l'effet du champ magnétique, à cet effet, le nombre de Prandtl était limité de [0 , 3]. En augmentant le nombre de Prandtl à 05, Sparrow et al. [13] ont corrélé expérimentalement et numériquement le nombre de Nusselt de l'eau distillée, dont ses propriétés thermophysiques ont été évalués à une température de référence ((T_p + T_{oo}) /2) . En reposant sur cette étude, Marcondes et al. [14] a tenté de trouver une seule corrélation englobante pour évaluer le nombre moyen de Nusselt, en couvrant une vaste gamme de fluides,

Copyright IPCO-2017
ISSN 2356-5608

allant de Pr = 0.7 jusqu'au 88 sous l'effet d'un Rayleigh élevé. L'inclusion d'un facteur de correction (F = 1 /(1 + 1/Pr)) à son équation généralisée a rendu cet objectif possible, en présentant un écart maximal inférieur à 19%.

Le choix du fluide caloporteur se base sur ses caractéristiques thermophysiques, qui subissent de façon notable l'influence de la température, en reflétant une certaine irréversibilité thermodynamique de l'écoulement, résultant de l'existence de forces de frottement internes dues à la viscosité, de la conductibilité thermique [15] et de la dilatabilité générée par les variations de la masse volumique, qui est à l'origine du mouvement. Cette irréversibilité s'interprète sous forme de chaleur dissipée, influant sur le rendement du système d'écoulement. La quantification de cette énergie perdue et le discernement du phénomène responsable de sa production peut se réaliser par l'approche de la production d'entropie [16], [17].

Dans ce travail on va percevoir le fluide caloporteur, du point de vue performance énergétique, en utilisant l'approche de calcul de la production d'entropie. En comparant entre deux fluides (l'air et l'eau), écoulant en régime laminaire dans un convergent vertical est isotherme, chauffé uniformément, sous l'effet d'une convection mixte assistée. Ce problème est résolu numériquement par la méthode des volumes finis. Les résultats sont presentés pour des différents paramètres comme le nombre de Reynolds (Re), le nombre de Richardson (Ri), le nombre de Prandtl (Pr) et le nombre de Bejan (Be).

II. Formulation du probleme

Ce travail consiste le calcul de la production d'entropie d'une convection mixte assistée entre deux plaques non-parallèles (inclinées symétriquement par un angle α, en convergence) verticales et isothermes, chauffées uniformément. Le régime d'écoulement est laminaire et permanent. Les deux fluides caloporteurs utilisés (l'eau et l'air) sont considérés incompressibles.

Selon la fig.1, le dimensionnement de la conduite est basé sur l'étude expérimentale de Huang et al. [3], chaque plaque est inclinée par (α = 2°), d'une longueur égale à l = 45 cm . cos 2°, l'espace inter-plaque, à la sortie est Dmin = 5 cm et à l'entrée est Dmax.

La convection mixte assistée va être traitée en deux cas [2], [18]: (voir fig. 1)

- Le 1ier cas : le fluide se réchauffe en montant : écoulement ascendant entre deux plaques plus chaudes que le fluide ($T_p - T_\infty > 0$)
- le 2ème cas : le fluide se refroidit en descendant : écoulement descendant entre deux plaques plus froides que le fluide ($T_p - T_\infty < 0$)

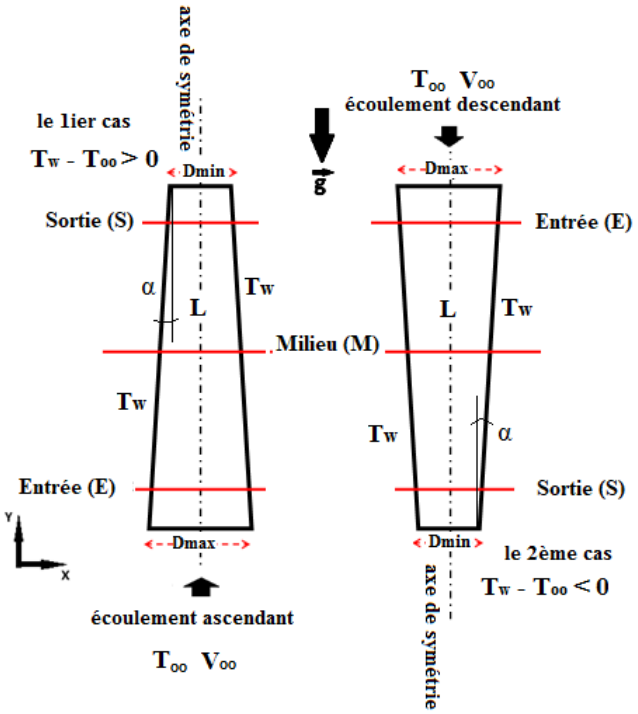

Fig. 1 schéma représentatif du problème

L'écoulement est obéit par l'hypothèse de Boussinesq. Les autres paramètres thermophysiques sont considérés constants durant l'écoulement

En 2D les équations gouvernantes (de continuité, de mouvement et d'énergie) de ce système d'écoulement sont les suivantes :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{2}$$

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y}\right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) - \rho_\infty\left[1 - \beta(T - T_\infty)\right]g \tag{3}$$

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{k}{\rho c_P}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad (4)$$

L'équation de la production d'entropie locale (S_T) égale à :

$$S_T = S_{Th} + S_{fric} \quad (5)$$

Où S_{th} est la production d'entropie due au transfert thermique et S_{fric} représente la production d'entropie due à la viscosité. Ces deux types de production d'entropie sont appelés aussi par commodité (et par abus de langage) entropie thermique et entropie visqueuse, respectivement [19]

$$S_T=\frac{k}{T^2}\left(\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2\right)+\frac{\mu}{T}\left[2\left\{\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2\right\}+\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2\right] \quad (6)$$

Les nombres sans dimension utilisés dans ce problème sont : le nombre de Reynolds ($\mathrm{Re}=\frac{\rho V_\infty D_{\max}}{\mu}$) ; le nombre de Prandlt ($\mathrm{Pr}=\frac{\mu Cp}{k}$) ; le nombre de Grashof ($Gr=\frac{g\beta(T_p-T_\infty)D_h^{\,3}}{\nu^2}$) ; le nombre de Richardson ($Ri=\frac{Gr}{\mathrm{Re}^2}$) ; le nombre de Nusselt ($Nu=\frac{hL}{k}$) et le nombre de Bejan ($Be=\frac{S_{Th}}{S_T}$)

Les conditions aux limites imposées sont :

- à l'entrée du convergent : la vitesse (v_∞) et la température (T_∞) du fluide
- à la sortie du convergent : la pression de sortie (la pression ambiante)
- aux parois : la température de paroi (T_P)
- au centre du convergent : l'axe de symétrie

Comme les parois sont inclinées symétriquement par rapport à l'axe de symétrie (voir fig.1) et elles sont isothermes à une température uniforme, seulement le demi-domaine du convergent qui va être étudié.

A. Formulation numérique et validation

Les équations différentielles gouvernantes de ce problème (2)-(7) sont résolues par la méthode des volumes finis, en utilisant le solveur commercial AnsysFluent® 17.0. En distinguant: le schéma SIMPLE pour déterminer le champ de pression, le schéma PRESTO pour la discrétisation des termes convectifs dans l'équation dynamique et le schéma du seconde ordre UPWIND pour la discrétisation de l'équation d'énergie [20].

Afin de bien capturer les champs dynamique et thermique du problème, le domaine de calcul est recouvert d'un maillage uniforme plus raffiné auprès des parois par le rapport taille double (double size) 1.1 pour avoir plus de précision dans les résultats obtenus.

Des opérations numériques ont aussi été effectuées avec des différents maillages pour déterminer une taille plus appropriée pour la simulation numérique. Il a été constaté que le maillage 45 × 16 est suffisant pour tous les calculs de cette étude.

Afin de confirmer la crédibilité de ce travail, le présent nombre de Nusselt local est comparé avec celui corrélé expérimentalement par Huang et al. [3] suivant l'équation (8), à Re = 200 et Ri = 10 et 20. Les présents résultats en fig. 2 sont en excellent accord avec ceux de Huang et al. [3] car l'erreur moyenne ne dépasse pas 2.2 %

$$Nu/\mathrm{Re}^{0.4}=0.9232(x/D_h)^{-0.3306}\left[1+0.086\left(Gr/\mathrm{Re}^2\right)^{0.42}\right] \quad (8)$$

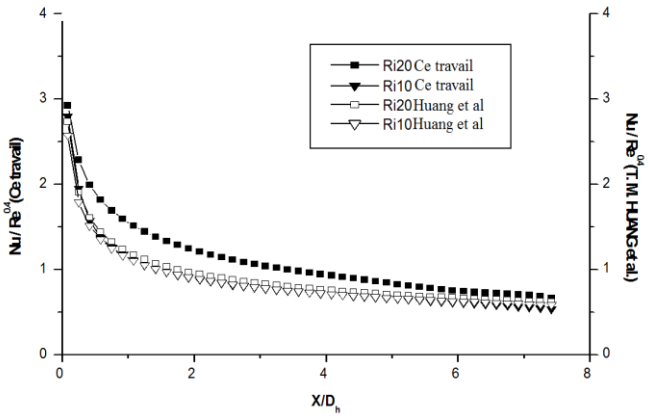

Fig. 2 la comparaison entre Nu locaux de ce travail avec ceux de (Huang et al. [9])

III. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'effet de la production d'entropie induite par la convection mixte assistée dans un convergent sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur a été étudié numériquement à l'aide du solveur AnsysFluent® 17.0. Plusieurs paramètres ont été

étudiés, à savoir : le nombre de Re = 100, le nombre de Richardson ou bien le paramètre de flottabilité Ri égale à 0.1 et 10 pour une différence absolue de température entre les parois et le fluide $|\Delta T| = 50$ K, dans les deux cas de la convection mixte assistée. L'étude a été faite pour deux fluides de travail : l'air et l'eau, leurs caractéristiques thermophysiques sont considérées constantes durant l'écoulement, Elles sont évaluées à la température T_∞ selon le cas de refroidissement ou d'échauffement [1]

Les comportements de vitesse, de température et de production d'entropie ont été discutés le long du convergent, en trois stades : à l'entrée (E), au milieu (M) et à la sortie (S), comme c'est présenté sur la fig. 1.

A. Le champ de vitesses

On remarque selon les fig. 3 et 4, que les deux profils de vitesse sont opposés avec le même module, vu que les écarts absolus des températures sont égaux dans les deux cas étudiés [21].

L'allure des champs de vitesses et de températures de ce travail ressemblent à celles trouvées et prouvées par Shang et Zhong [22], d'une convection mixte sur une plaque verticale isotherme chauffée uniformément

l'augmentation de Pr diminue la vitesse ainsi que sa couche limite, ce qui traduit les effets des propriétés thermophysiques des fluides utilisés. Cependant en accroissant le nombre de Richardson, la vitesse croit et sa couche limite se développe[22].

Cet effet est plus discernable pour l'air dont on remarque depuis la fig. 3 que l'écoulement s'inverse et une petite zone de recirculation (en blue) au centre et au milieu du convergent apparait puis disparait vers la sortie du canal, quand les deux couches limites dynamiques se rejoignent, sous l'effet de convergence.

L'eau a eu le même comportement de l'air vis à vis l'augmentation du Ri, en marquant un retard par rapport à l'air. à partir du milieu, vers la sortie du channal, l'eau accélére auprés des parois et ralentisse vers le centre, se qui résulte que l'inversement d'écoulement.

B. Le champ de Températures

D'après la fig. 5, on constate que lorsque Pr augmente les profils de températures seront plus raides, et l'épaisseur de la couche limite diminuera d'une manière monotone [22], où elle sera plus mince que la couche limite dynamique, lorsque Pr > 1 [14].

Lorsque Ri augmente les courbes de température pour les deux fluides s'aplatissent beaucoup plus [22].

L'air ne commence son réchauffement ou son refroidissement qu'à partir du milieu du convergent (fig. 5) en se rapprochant de la température du mélange vers sa sortie, où les deux couches limites deviennent plus épaisses. Le transfert thermique s'effectuera, pour ce fluide aussi à (Ri = 0.1). En revanche l'eau a un très lent échange thermique et la tendance à l'aggravation des profils de température sera de plus en plus faible [22]

On peut cependant noter que le coefficient de compressibilité isotherme des liquides étant très petit, les variations de pression motrice n'ont généralement aucun effet sur les variations de masse volumique, sauf au voisinage du point critique [21]

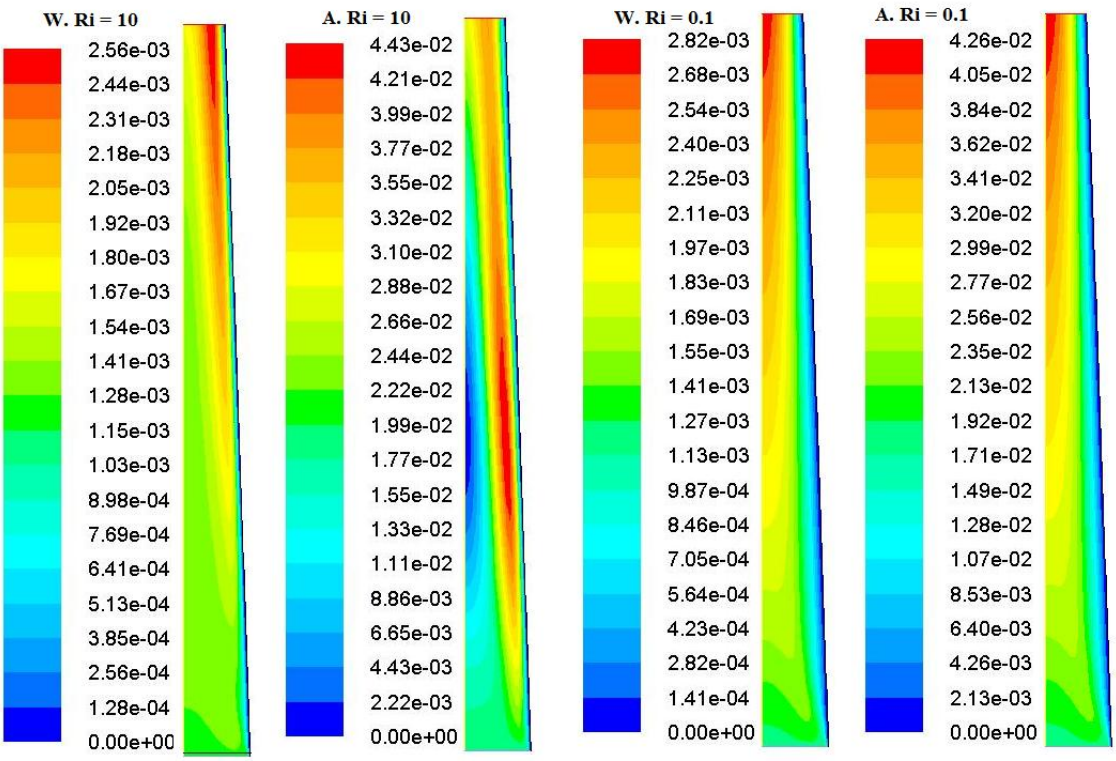

Fig. 3 influence de Ri sur le champ des vitesses de l'eau (W) et de l'air (A) à Re = 100, le 1ier cas de convection mixte assistée

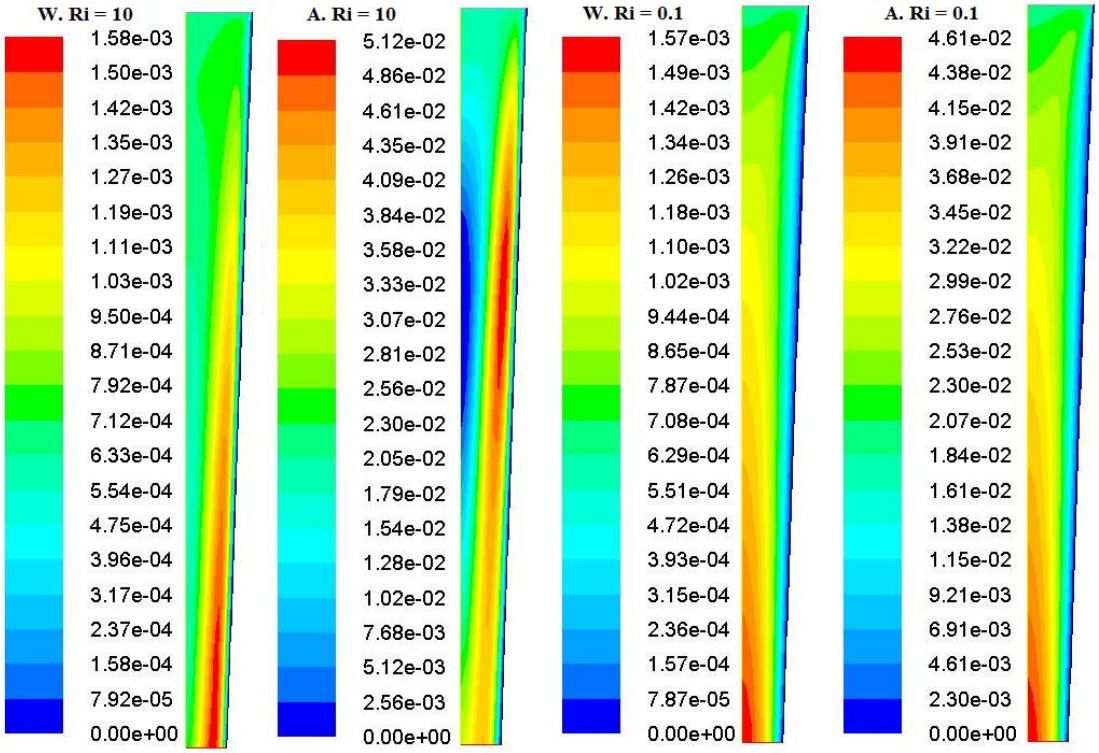

Fig. 4 influence de Ri sur le champ des vitesses de l'eau (W) et de l'air (A) à Re = 100, le 2ème cas de convection mixte assistée

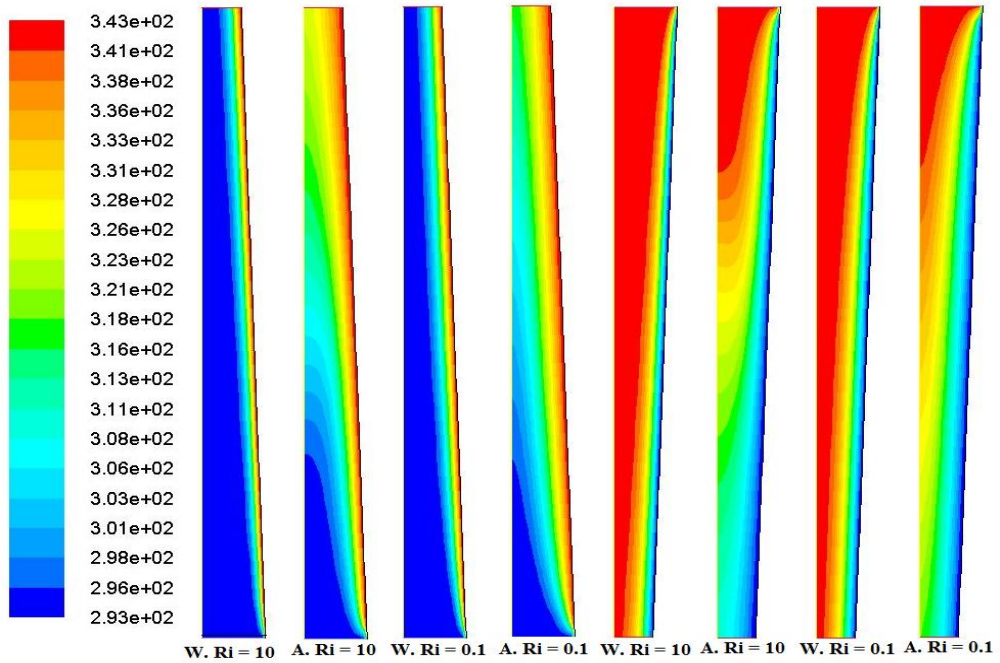

Fig. 5 influence de Ri sur le champ de températures de l'eau (W) et de l'air (A) à Re = 100, le 1ier cas de convection mixte assistée est à gauche et le 2ème cas est à droite

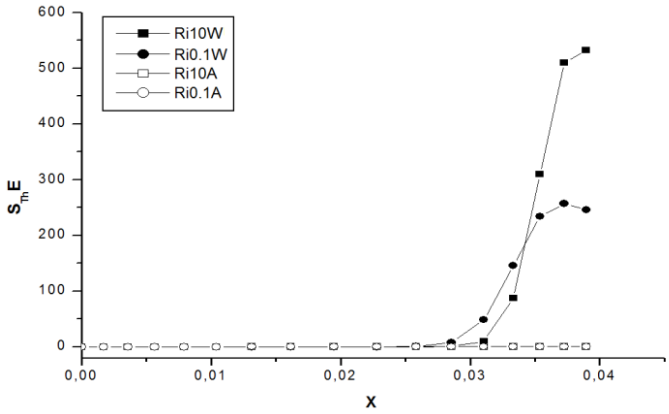

Fig. 6 Effet de Ri sur la production d'entropie thermique (S_{Th}) locale des deux fluides l'eau (W) et l'air (A) à Re = 100

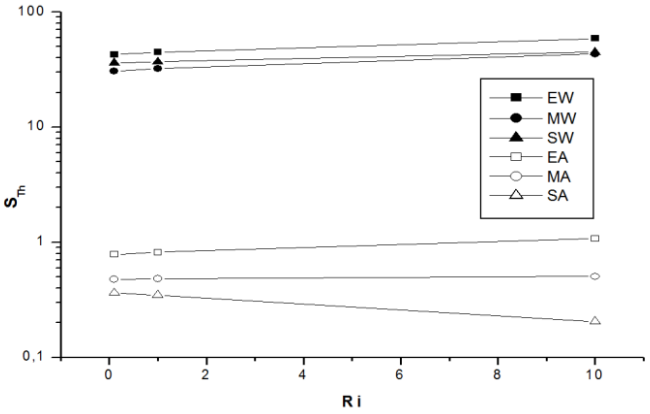

Fig. 7 La production d'entropie thermique moyenne ($S_{Th\ moy}$) en fonction de Ri des deux fluides l'eau (W) et l'air (A) à Re = 100, le long de la conduite

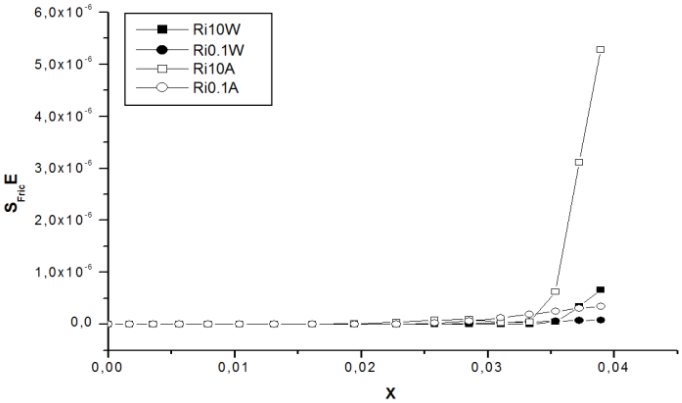

Fig. 8 Effet de Ri sur la production d'entropie visqueuse (S_{Fric}) locale des deux fluides l'eau (W) et l'air (A) à Re = 100

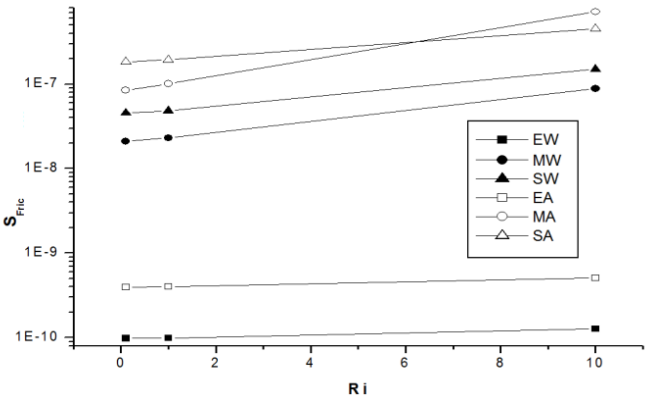

Fig. 9 La production d'entropie thermique moyenne ($S_{Fric\ moy}$) en fonction Ri des deux fluides l'eau (W) et l'air (A) à Re = 100 le long de la conduit,

C. La production d'entropie

On limite l'étude de la production d'entropie dans le premier cas de la convection mixte assistée, comme on a confirmé précédemment que la vitesse et la température ont les mêmes allures.

La production moyenne d'entropie est calculée par le solveur Fluent [23] en utilisant l'équation suivante:

$$\frac{1}{A}\int \phi dA = \frac{1}{A}\sum_{i=1}^{n}\phi_i |A_i|$$

(9)

Où: φ est la fonction sélectionnée et A est la surface

Les pertes d'énergie par le transfert thermique (S_{Th}) locales se développent auprès des parois, là où le gradient de température est plus actif et tend vers le zéro au centre du canal, où il décroit.

Généralement elles diminuent au centre du convergent lorsque Ri augmente, sous le faible effet du gradient thermique, puis ces courbes inversent de sens là où l'écoulement s'inverse et l'influence du Ri sur S_{Th} devient proportionnelle.

La S_{Th} de l'eau est plus élevée que celles de l'air (voir fig. 6 et 7) quelques soit Ri, vu que l'eau a une capacité thermique massique (Cp) importante, où il dépense beaucoup d'énergie, en se réchauffant (voir fig. 6), par contre la paroi absorbe ou perd la chaleur. donc du point de vue paroi, le transfert thermique entre la paroi et le fluide s'effectue efficacement.

Pour l'air S_{Th} diminue le long du convergent, il augmente sous l'effet de la poussée thermique à son entrée et à son milieu. Vers sa sortie, Ri n'aura aucun effet sur cette production d'entropie, comme le fluide se rapproche de la température de mélange et le processus du transfert thermique atteint son dernier stade. À contrepartie S_{Th} de l'eau s'accroit avec l'accroissement de Ri, et se dégrade le long de la conduite, (voir fig. 7)

La production d'entropie visqueuse (S_{Fric}) s'enrichit au sein des couches limites dynamiques, en se rapprochant des parois et s'appauvrit au centre du convergent, là où la vitesse s'affaiblit ou s'annule (voir fig. 8).

Comme le 1ier cas de convection mixte assistée est un processus d'échauffement du fluide, la production d'entropie visqueuse (S_{Fric}) de l'air est plus importante que celle de l'eau, vu que pour un liquide (au contraire d'un gaz), la viscosité tend généralement à diminuer lorsque la température augmente. (voir fig. 9).

Le nombre de Bejan confirme la dominance du type de la production d'entropie. Il varie de 0 à 1. En conséquence, Be = 1 est la limite à laquelle l'irréversibilité thermique domine, tandis que Be = 0 est la limite opposée à laquelle l'irréversibilité est dominée par les effets de viscosité du fluide et Be = 0.5 est le cas à laquelle les taux des irréversibilités sont égaux [24]

Pour les fluides étudiés, la fig. 10 confirme la dominance de la production d'entropie thermique le long du convergent, en fonction de la poussée thermique, sauf à l'entrée du canal quand on utilise l'eau autant qu'un fluide caloporteur, le nombre de Bejan se rapproche de 0.5.

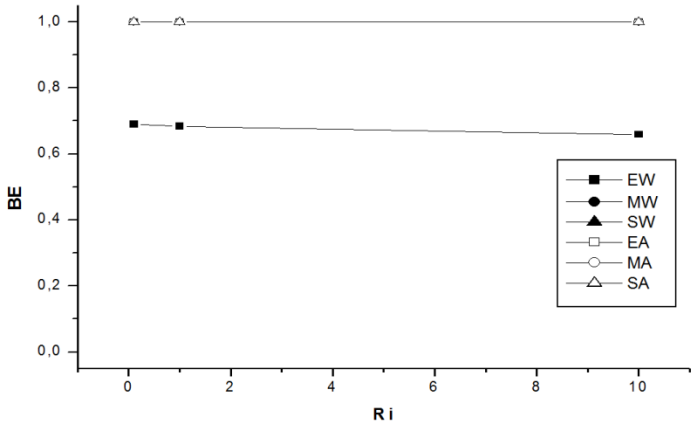

Fig. 10 Le nombre de BEJAN moyen ($S_{Fric\ moy}$) en fonction de Ri des deux fluides l'eau (W) et l'air (A) à Re = 100, le long de la conduit

IV. CONCLUSIONS

L'utilisation de calcul de la production d'entropie pour l'évaluation des performances des fluides caloporteurs est éprouvée, en affirmant que leur convenance est inévitable pour assurer un meilleur rendement et une efficience énergétique d'un système d'écoulement.

On peut conclure que le transfert thermique est influencé par les caractéristiques thermophysiques du fluide caloporteur utilisé, sous les conditions de cette étude, l'air par rapport à l'eau, a présenté l'habilité d'absorber ou de restituer de l'énergie par échange thermique, sous l'influence de la poussée thermique. Malgré que c'est un mauvais conducteur si on le compare avec l'eau, ce qui nous

confirme qu'on ne peut pas jugé la performance d'un fluide depuis une seule propriété thermophysique, car ces propriétés s'accomplissent entre elles lors de son exploitation, sous le conditionnement dynamique et thermique de système d'écoulement, qui incitent ou freinent leurs records

L'adéquation de l'air ou de l'eau à ce système énergétique est prématuré, car la perception de son objectivité, d'être destiné à l'échauffement ou le refroidissement ou à l'isolation, nous aide à ce jugement

REFERENCES

[1] J. Padet, *Principes des transferts convectifs*, Polytechnica, 1997

[2] E.M. Sparrow, R. Eichhorn, J.L. Gregg, "Combined forced and free convection in boundary layer flow". *AIP Physics of Fluids*, vol 2, pp 319-328, 1959

[3] T. M. Huang, C. Gau, W. Aung., "Mixed convection flow and heat transfer in heated vertical convergent channel". *Heat and mass transfer*. vol 38, pp. 2445-2456. 1995

[4] A. S. Kaiser, B. Zamora, A. Veidma, "Correlation for Nusselt number in natural convection in vertical convergent channel at uniform wall temperature by a numerical investigation", *Heat and Fluid Flow*, vol25 pp671-682, 2004

[5] B. Premachandran, , C. Balaji, "A correlation for mixed convection heat transfer from converging, parallel and diverging channels with uniform volumetric heat generating plates", *Thermal Sciences*, vol33, pp 350-356, 2006

[6] N. Bianco, S. Morrone, V. Nardini. "Air natural convection between inclined parallel plates with uniform heat flux at the walls". *Int J Heat Technol* , vol18, pp 23-46. 2000

[7] N. Bianco, S. Nardini, "Numerical analysis of natural convection in air in vertical convergent channel with uniformly heated conductive walls". *Heat and Mass Transfer*, vol32, pp758-769. 2005

[8] N. Bianco, , Thermal design and optimization of vertical convergent channels in natural convection, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), pp. 170-177

[9] N. Bianco, L. Langellotto, O. Manca, S. Nardini, "Thermal design and optimization of vertical convergent channels in natural convection", *Applied Thermal Engineering*, vol26, pp170-177. 2006

[10] N. Bianco, O. Manca, S. Nardini., "Experimental investigation on natural convection in convergent channel with uniformly heated plates", *Heat and Mass Transfer*, vol50, pp 2772-2786. 2007

[11] S. A. Said. "Investigation of natural convection in convergent vertical channels". *Int J Energy Res* , vol20, pp559-567. 1996

[12] T.H. Chen, "Jeffery-Hamel flow with free convection", Phd thesis, University of Nebraska, Lincolin, USA. 1973

[13] E.M.Sparrow, R. Ruiz, L. F. A. Azevedo, "Experimental and numerical investigation of natural convection in convergent vertical channel", *Thermal Sciences*, vol31 , pp. 907-915. 1988

[14] F. Marcondes, V. S. Melo, J. M. Gurgel, "Nmerical analysis of natural convection in parallel, convergent and divergent open-ended channels". *Int J Numer. Meth. Heat fluid flow*, vol16, pp304-323. 2006

[15] L. Landau, E. Lifchitz, *Physique théorique*, Tome6 : mécanique des fluides, 2ème ED, Librairie du globe et Mir, 1989

[16] A. Bejan, "A study of entropy generation in fundamental convective heat transfer", *Heat transfer (ASME)*, vol101, pp718-725. 1979

[17] A. Bejan, *Entropy Generation Minimization: The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes*, CRC Press. 1995

[18] Y. A.. Cengel, *Heat transfer: a practical approach*, McGRAW-HILL, New York, USA. 2003.

[19] C. Padet, E. C. Mladin, J. Padet, A. Dobrovicescu, "Dissipation visqueuse et production d'entropie dans un écoulement étabit de convection", *Thermotechnica*, vol1, pp8-12 . 2008

[20] S. V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, USA. 1980

[21] G. Lauriat, D. Gobin, Convection naturelle – cas particuliers, af4081. *Techniques de l'ingénieur*, Paris, France 2014

[22] D. Y. Shang, L. CaiZhong, *Heat transfer of laminar mixed convection of liquide*, Springer, 2016

[23] *FLUENT 6.3 User's Guide*, Fluent Inc. 2006

[24] M. Shohel, R. A. Fraser, "The Second law analysis of heat transfer and fluid flow inside a cylindrical annular space". *Exergy* , vol2, pp322-329. 2002