

MODELISATION D'UN ECHANGEUR A THERMOSIPHONS POUR LA RECUPERATION DE CHALEUR

Van Long **LÉ**^{a,*}, Xavier **DUMAS**^b, Ludovic **FERRAND**^b, Vincent **LEMORT**^a

^a Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège, Liège, Belgique

^b CMI Industry, CMI Group, Guyancourt Cedex, France

RÉSUMÉ

Le présent travail a pour objectif de modéliser un échangeur à thermosiphons diphasiques pour transporter la chaleur d'un effluent gazeux (c.à.d. gaz de combustion) à haute température (720°C) au système ORC (cycle organique de Rankine). Les thermosiphons sont placés dans les gaz de combustion et refroidis par le fluide de travail du système ORC (le Cyclopentane pour le cas actuel). Le débit massique des fumées et la puissance thermique de l'échangeur sont respectivement imposés de 21 kg/s et de 4.022 MWth. Le fluide organique s'évapore à une température de 200°C et quitte l'évaporateur sans surchauffe (vapeur saturée). Le modèle de simulation développé dans le logiciel EES (Engineering Equation Solver) est capable de déterminer le nombre nécessaire de thermosiphons. L'influence des pas transversaux et longitudinaux de l'échangeur sur le nombre de thermosiphons et la perte de charge des fumées est également examinée pour les dispositions quinconces et alignées des tubes de thermosiphons.

Mots Clés : thermosiphons diphasiques, échangeur à thermosiphons, récupération de chaleur, efficacité énergétique

NOMENCLATURE

Symboles :

C_p chaleur spécifique, J/(kg.K)

Δh_{lv} chaleur latente, J/kg

g l'accélération de la pesanteur, 9.807 m/s²

L longueur, m

P pression, Pa

\dot{Q} flux thermique, W

R résistance thermique, K/W

T température, K

Lettres grecques :

α coefficient de transfert de chaleur, W/(m².K)

σ tension superficielle, N/m

λ conductivité thermique, W/(m.K)

μ viscosité dynamique, Pa.s

ρ masse volumique, kg/m³

Indices / Exposants :

a/e/c adiabatique/condenseur/évaporateur

atm atmosphérique

i/o interne/externe

l liquide

v vapeur

1. INTRODUCTION

Dans plusieurs secteurs industriels (notamment l'industrie sidérurgique, l'industrie du ciment ou du verre, particulièrement énergivores), une part importante de l'apport d'énergie se perd souvent sous forme des rejets thermiques à l'environnement. Cette chaleur fatale est générée au cours d'un procédé de combustion ou de certains autres procédés thermiques. Récupérer et convertir ces pertes thermiques en électricité suscitent actuellement beaucoup d'attention

car cela améliore non seulement le rendement énergétique des procédés industriels mais diminue aussi leurs impacts sur l'environnement (par ex. le réchauffement climatique) [1]. En effet, quand la demande de chaleur pour l'utilisation interne ou externe est limitée, la meilleure option restante est de convertir ces pertes thermiques en énergie mécanique/électrique [2]. Depuis quelques années, la technologie ORC (Cycle Organique de Rankine) est de plus en plus considérée pour la valorisation des rejets thermiques industriels qui ne peuvent pas être économiquement convertis en

* auteur correspondant : vanlong.le@ulg.ac.be

électricité au moyen d'un cycle à vapeur d'eau à cause de leur faible niveau de température et/ou de puissance.

En pratique, une boucle intermédiaire est souvent utilisée pour apporter la chaleur de gaz d'échappement au système ORC pour éviter des problèmes de sécurité concernant le fluide organique (flammabilité, toxicité, stabilité, etc.). Cependant, l'utilisation d'une boucle primaire du caloporteur augmente la complexité et donc le coût d'investissement et d'opération de l'installation de récupération de chaleur [3]. Certaines centrales de valorisation de chaleur perdue sur les procédés industriels utilisent un échange direct entre les fumées et le fluide organique pour améliorer la performance du système. Néanmoins, cette technologie présente toujours des limitations concernant le niveau de température de la source de chaleur ainsi que la stabilité thermique et chimique du fluide organique [3].

L'objectif du présent travail est de modéliser un échangeur à thermosiphons diphasiques qui est capable de transférer la chaleur de fumées industrielles au fluide organique sans utiliser une pompe pour transporter le fluide intermédiaire. En effet, la chaleur de la source chaude est transportée au système ORC grâce à des procédés d'évaporation et de condensation du fluide de travail de thermosiphon. Ainsi, le fluide organique ne passe pas dans la trajectoire de la source de chaleur.

2. ECHANGEUR A THERMOSIPHONS

Le thermosiphon diphasique, un cas particulier de caloduc, est une enveloppe étanche qui contient un liquide (l'eau pour le présent cas) en équilibre avec sa vapeur à l'absence totale d'air ou de tout autre gaz (voir *Figure 1*). L'une des extrémités de l'enceinte (l'évaporateur) est réchauffée tandis que l'autre (le condenseur) est refroidie. La chaleur fournie à l'évaporateur provoque la vaporisation du fluide qui migre vers le condenseur où il se condense. Le retour du liquide vers l'évaporateur est assuré par la gravité mais non pas par un matériau capillaire comme dans le cas d'un caloduc. Le thermosiphon est donc également appelé caloduc à gravité. Comme la chaleur latente de la vaporisation est très importante, une quantité substantielle de la chaleur peut être transportée avec une très faible différence de température de bout en bout. Par conséquent, le dispositif présente une conductance thermique très élevée.

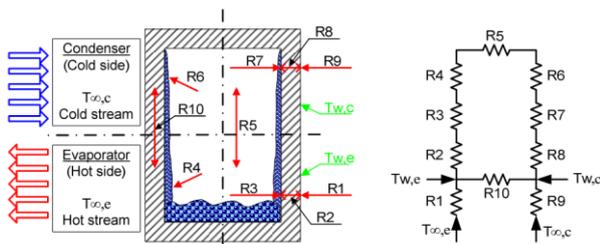


Figure 1 : Thermosiphon et résistances thermiques

Un échangeur à thermosiphons consiste à placer plusieurs thermosiphons en série/parallèle afin de transférer une puissance importante (voir *Figure 2*). Le centre de l'échangeur est séparé. Un fluide à haute température s'écoule d'un côté. Un fluide à basse température s'écoule d'un autre côté. L'échange thermique du fluide haute température (fumées) vers le fluide basse température (Cyclopentane) s'effectue par les transformations isothermes (c.à.d. l'évaporation et la condensation) du fluide à l'intérieur du tube de thermosiphon (l'eau). Dans ce papier, l'évaporateur à thermosiphons est supposé présenter une configuration de type « noyée » : les têtes de thermosiphons baignent dans le fluide organique à l'état liquide. Ce dernier s'évapore et quitte l'évaporateur à l'état vapeur saturée. Le modèle de l'échangeur à thermosiphons est développé dans le logiciel EES (Engineering Equation Solver) [4].

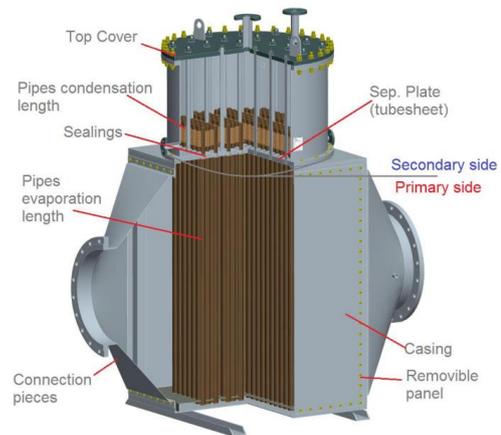


Figure 2 : Echangeur à thermosiphons

3. PERFORMANCE THEORIQUE DE L'ECHANGEUR A THERMOSIPHONS

Comme décrit dans [5], le calcul des performances d'un échangeur à thermosiphons doit s'effectuer en trois étapes. Une fois la géométrie et le fluide à l'intérieur de thermosiphon sont fixés, il convient de :

- Calculer la résistance thermique totale et déterminer le flux de chaleur ainsi que la température au sein du thermosiphon.
- Calculer les limites de fonctionnement.
- Vérifier que le flux thermique se situe sous les différentes limites de fonctionnement.

Si une des limites de fonctionnement est dépassée, il y a lieu de modifier le design et de recommencer les différentes étapes.

3.1. Résistance thermique totale

La résistance thermique totale d'un thermosiphon peut être divisée en plusieurs contributions comme suit [6]:

- Les résistances, R_1 et R_9 , entre les fumées et la paroi externe de l'évaporateur et entre le fluide organique et la paroi externe de la section de condensation du thermosiphon, respectivement.
- Les résistances, R_2 et R_8 , en conduction dans la paroi du thermosiphon côté évaporateur et condenseur, respectivement.
- Les résistances, R_3 et R_7 , en ébullition dans l'évaporateur et en condensation dans le condenseur de thermosiphon, respectivement.
- Les résistances R_4 et R_6 se produisent à l'interface vapeur-liquide dans l'évaporateur et le condenseur de thermosiphon, respectivement.
- La résistance R_5 induite par la perte de charge de la vapeur entre l'évaporateur et le condenseur de thermosiphon.
- La résistance thermique axiale de la paroi de thermosiphon R_{10} .

La résistance thermique totale est définie par :

$$R_{tot} = R_1 + \left(1/\sum_2^8 R_i + 1/R_{10}\right)^{-1} + R_9 \quad (1)$$

Parmi les résistances thermiques, R_4 , R_5 et R_6 sont très faible et peuvent être négligées. Alors que la résistance R_{10} est très importante. Son inverse dans l'équation (1) est donc négligeable. La résistance thermique totale, R_{tot} , peut être déterminé à nouveau comme suit :

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + R_7 + R_8 + R_9 \quad (2)$$

Le flux de chaleur, \dot{Q} , est calculé par :

$$\dot{Q} = \Delta T / R_{tot} \quad (3)$$

Avec $\Delta T = (T_{\infty,e} - T_{\infty,c})$ est la différence entre la température des fumées, $T_{\infty,e}$, et la température d'évaporation du fluide organique, $T_{\infty,c}$.

La résistance R_1 est déterminée par l'équation suivante :

$$R_1 = (A_{e,o} \alpha_{e,o})^{-1} \quad (4)$$

Où $A_{e,o}$ est la surface externe de la section évaporateur de thermosiphon [m^2]; $\alpha_{e,o}$ est le coefficient d'échange globalisé des fumées [$W/(m^2.K)$] et calculé par l'équation suivante :

$$\alpha_{e,o} = \alpha_{f,r} + \alpha_{f,c} \quad (5)$$

Avec $\alpha_{f,c}$ est le coefficient d'échange convectif [$W/(m^2.K)$]; $\alpha_{f,r}$ est le coefficient d'échange radiatif des fumées [$W/(m^2.K)$] et déterminé comme suit [7]:

$$\alpha_{f,r} = 5.67 \times 10^{-8} \varepsilon_f (T_f^4 - \alpha_f T_{we,o}^4) / (T_f - T_{we,o}) \quad (6)$$

Dans l'équation (6), T_f est la température des fumées [K]; $T_{we,o}$ est la température de la surface externe de la paroi du thermosiphon (côté évaporateur) [K]; ε_f est l'émissivité de fumées [-]; α_f est l'absorptivité de fumées [-]. L'émissivité et l'absorptivité de fumées sont déterminées comme décrites dans [7].

Le coefficient d'échange convectif dans l'équation (5) est déterminé par la corrélation de Khan [8]. Le nombre de Nusselt est de la forme suivante:

$$Nu = C_1 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (7)$$

$$C_1 = \begin{cases} \left[0.25 + \exp\left(-0.55 \frac{S_L}{d_o}\right)\right] \left(\frac{S_T}{d_o}\right)^{0.285} \left(\frac{S_L}{d_o}\right)^{0.212} & \text{in-line} \\ \frac{0.61(S_T/d_o)^{0.091} (S_L/d_o)^{0.053}}{1 - 2 \exp(-1.09 S_L/d_o)} & \text{staggered} \end{cases}$$

$$Re = \rho V_{max} d_o / \mu$$

Avec d_o est le diamètre externe de tube [m]; Re est le nombre de Reynolds [-]; Pr est le nombre de Prandtl [-]; V_{max} est la vitesse de fumées dans la section libre minimale entre les tubes [m/s]; S_T est le pas transversal des tubes [m]; S_L est le pas longitudinal des tubes [m].

La chute de pression des fumées à travers de faisceaux de tubes est déterminée par la corrélation empirique de Zukauskas [9] intégrée dans le logiciel EES. En l'absence de données, la viscosité de fumées est supposée égale à celle de l'air dans les mêmes conditions de température.

La résistance R_9 est calculé par :

$$R_9 = (A_{c,o} \alpha_{c,o})^{-1} \quad (8)$$

Avec $A_{c,o}$ est la surface externe de la section condenseur de thermosiphon [m^2]; $\alpha_{c,o}$ est le coefficient d'échange en ébullition du fluide organique [$W/(m^2.K)$] et déterminé par la corrélation de Cooper [10]:

$$\alpha_{c,o} = 55 MM^{-0.5} q^{0.67} p_r^{0.12} [-\log_{10}(p_r)]^{-0.55} \quad (9)$$

Où MM est la masse moléculaire du fluide organique [g/mol]; q est la densité de flux thermique [W/m^2]; p_r est le rapport entre la pression d'évaporation et la pression critique du Cyclopentane.

Les résistances R_2 et R_8 sont déterminées via :

$$R = [\ln(d_o/d_i)] / (2\pi L_i \lambda_i) \quad (10)$$

Avec λ_i la conductivité du matériau constituant la paroi du thermosiphon de la section i (i.e. évaporateur ou condenseur) et L_i la longueur de la section i .

La résistance R_3 dépend deux mécanismes se produisant dans la section évaporateur, à savoir l'ébullition libre (pool boiling) R_{3p} et l'ébullition par film (film boiling) R_{3f} .

$$\begin{cases} R_3 = R_{3p} & R_{3p} < R_{3f} \\ R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F) & R_{3p} \geq R_{3f} \end{cases} \quad (11)$$

$$F = V_l / (AL_e) \quad (12)$$

$$R_{3f} = 0.235 \dot{Q} / (d_i^{4/3} g^{1/3} L_e FOM_i^{4/3}) \quad (13)$$

$$R_{3p} = \left[\Phi_3 g^{0.2} \dot{Q}^{0.4} (\pi d_i L_e) \right]^{-1} \quad (14)$$

$$\Phi_3 = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} C_{p_l}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} \Delta h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_{atm}} \right]^{0.23} \quad (15)$$

Avec F est le taux du remplissage du liquide dans l'évaporateur [-]; V_l est le volume initial du liquide dans l'évaporateur [m³]; $A = \pi(d_i)^2/4$ est la section passage interne de thermosiphon [m²]; d_i est le diamètre interne de thermosiphon [m]; FOM_t est le nombre de mérite du fluide de travail de thermosiphon [kg.K^{-3/4}.s^{5/2}] et défini par l'équation (16).

$$FOM_t = \left(\rho_l^2 \lambda_l^3 \Delta h_{lv} / \mu_l \right)^{1/4} \quad (16)$$

La résistance R_7 est déterminé en utilisant l'équation (13) et remplaçant L_e par L_c .

$$R_7 = 0.235 \dot{Q} / \left(d_i^{4/3} g^{1/3} L_c FOM_t^{4/3} \right) \quad (17)$$

3.2. Flux thermique de l'échangeur

La puissance thermique de l'échangeur est définie par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{hex} = N_t \dot{Q} \quad (18)$$

Avec \dot{Q}_{hex} est le flux thermique transférée par l'échangeur [W] et imposé de 4.022 MWth; N_t est le nombre de tube de l'échangeur; \dot{Q} est le flux thermique moyen par thermosiphon calculé avec les valeur moyenne de température de fumées entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

3.3. Limites de fonctionnement

Toutes les équations nécessaire au calcul de la résistance totale et du flux thermique ont été présentée dans les paragraphes précédents. La prochaine étape consiste à vérifier que les flux thermiques obtenu ne dépasse aucune des limites de fonctionnement. Dans le cas de thermosiphon, trois limites les plus contraignante sont de la limite d'assèchement, d'ébullition et d'entraînement.

La limite d'assèchement implique que le volume du remplissage du liquide n'est pas suffisant pour couvrir l'ensemble du tuyau au-dessus du bassin avec un film de liquide. Il est recommandé que le taux du remplissage, défini par l'équation (12), devra être dans la gamme de 0.4 à 0.6 et aussi :

$$V_l \geq 0.001 d_i (L_e + L_u + L_a) \quad (19)$$

Dans cette étude, le taux du remplissage F est fixé de 0.6. Le volume initiale du liquide à l'intérieur de thermosiphon est donc de 0.002693 m³. Ce dernier satisfait également l'équation (19).

La Limite d'ébullition se produit quand un film stable de vapeur se forme entre le liquide et la paroi chauffée de l'évaporateur [6]. Le flux critique d'ébullition est déterminé comme suit :

$$\dot{Q}_{max,boiling} = 0.12 A_{e,i} (\rho_v)^{0.5} \left[\sigma \cdot g (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.25} \quad (20)$$

Avec $A_{e,i}$ est la surface interne de thermosiphon côté évaporateur [m²]

La limite d'entraînement (CCFL) : Au sein du thermosiphon, la vapeur et le liquide circulent à contre-courant. Pour des vitesses élevées de la vapeur, cell-ci peut entraîner le liquide avec elle, empêchant de cette façon le retour du liquide dans l'évaporateur. Le flux critique d'entraînement peut être calculé comme suit [6]:

$$\dot{Q}_{max,CCFL} = f_1 f_2 f_3 A \Delta h_{lv} (\rho_v)^{0.5} \left[g (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.25} \quad (21)$$

Où A est la section passage interne de thermosiphon [m²]; f_1 , f_2 et f_3 sont des constantes calculé comme décrites dans [6].

La limite de fonctionnement de thermosiphon est définie comme la valeur minimale des flux critiques d'entraînement et d'ébullition. En plus, il est préconisé que les thermosiphons devront être conçus pour opérer à moins 50% de la valeur minimale des flux critiques mentionnés au-dessus. Par conséquence, le flux critique de thermosiphon est défini comme suit :

$$\dot{Q}_{max} = 0.5 \text{MIN} \left(\dot{Q}_{max,boiling}, \dot{Q}_{max,CCFL} \right) \quad (22)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Les paramètres pour la modélisation de l'échangeur à thermosiphons sont présentés dans le *Tableau 1*.

Tableau 1 : Paramètres pour la modélisation

Paramètre	Valeur	Unité
d_o/d_i	48/41	mm
$L_e/L_a/L_c$	3.4/0.3/1.2	m
Fluide thermosiphon	Eau	-
Taux du remplissage (F)	0.6	-
Fluide chaud/froid	Fumées/Cyclopentane	-
Vitesse de fumées à l'entrée	7	m/s
Température de fumées à l'entrée	720	°C
Débit massique de fumées	21	kg/s
Flux thermique de l'échangeur	4.022	MW
Température d'évaporation	200	°C

A partir des figures 3-6, il est constaté que :

- Le transfert de chaleur en convection est dominant côté fumées. En effet, le coefficient convectif est de six à douze fois plus que celui radiatif.
- Le coefficient convectif est diminué quand le pas transversal et longitudinal augmentent et vice versa. Le coefficient radiatif se croit avec l'augmentation d'espace entre les tubes et quasiment inchangeable quelque soit la disposition des tubes.

- La perte de charge de fumées abaisse quand le pas transversal augmente et augmente quand le pas longitudinal augmente.
- Le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge de fumées avec les même pas longitudinaux et transversaux sont plus importants pour la disposition quinconque que pour celle alignée.
- Le nombre le plus petit de thermosiphon est trouvé pour la disposition quinconce avec les pas longitudinaux et transversaux les plus petits (tous les deux pas sont de 1.5 fois de diamètre de thermosiphon)

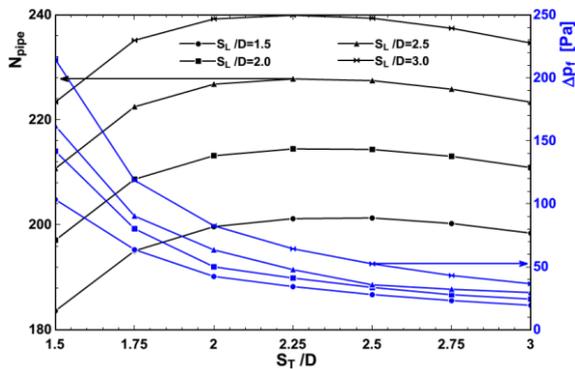


Figure 3 : Nombre de thermosiphon et perte de charge de fumées en fonction de pas transversal et longitudinal pour la disposition alignée

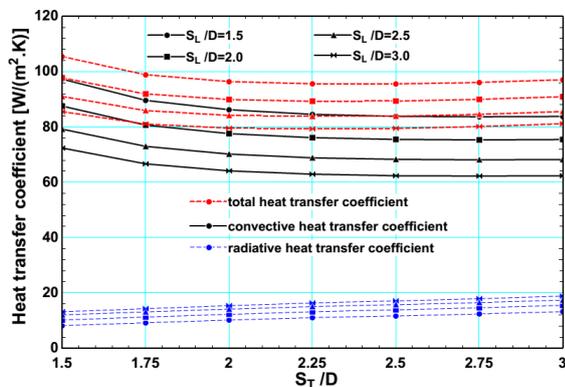


Figure 4 : Coefficients de transfert de chaleur (côté fumées) en fonction de pas transversal et longitudinal pour la disposition alignée

Pour prendre en compte la limite de fonctionnement de thermosiphon, la comparaison entre le flux thermique et le flux critique, défini par l'équation (22), de thermosiphon dans la première rangée de tube (correspondant à la température entrante (maximale) de fumées) est effectué pour différentes configurations des tubes (voir Figure 7 et 8). Certaines configurations des tubes sont éliminées à cause du dépassement du flux critique. Les deux configurations présentent les nombres de thermosiphons les plus petits (195 tubes) et satisfaisons la limite de fonctionnement sont de

configurations alignées ($S_T = 1.75d_o$; $S_L = 1.5d_o$) et quinconces ($S_T = 1.75d_o$; $S_L = 2d_o$). Cependant, la configuration alignée présente une perte de charge deux fois moins que celle quinconce. La disposition alignée (avec $S_T = 1.75d_o$ et $S_L = 1.5d_o$) est donc choisi pour concevoir l'évaporateur à thermosiphons.

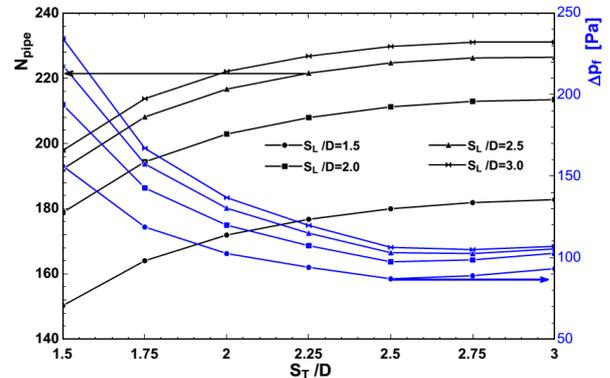


Figure 5 : Nombre de thermosiphon et perte de charge de fumées en fonction de pas transversal et longitudinal pour la disposition quinconce

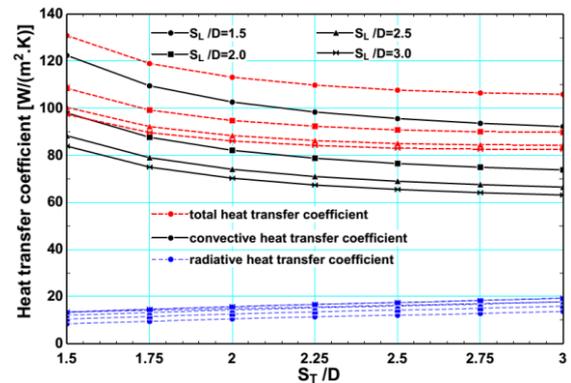


Figure 6 : Coefficients de transfert de chaleur (côté fumées) en fonction de pas transversal et longitudinal pour la disposition quinconce

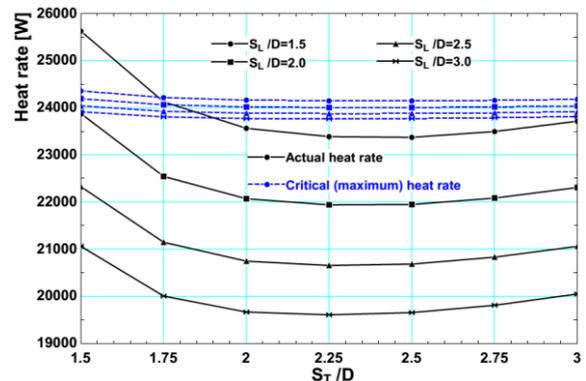


Figure 7 : Flux thermique (en noir) et flux critique (en bleu) de thermosiphon de la première rangée pour la disposition alignée.

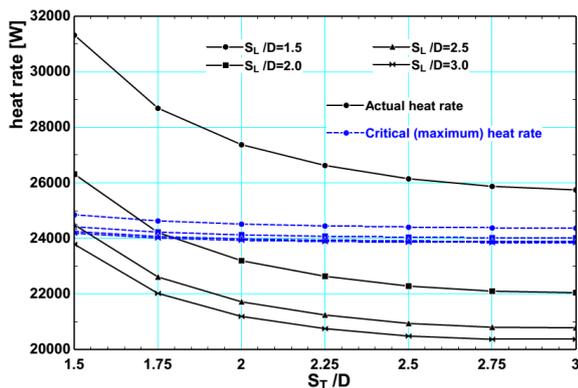


Figure 8 : Flux thermique (en noir) et flux critique (en bleu) de thermosiphon de la première rangée pour la disposition quinconce.

Concernant la répartition des résistances thermique de thermosiphon, La résistance du côté des fumées représente de 91% de la résistance totale (voir Figure 9). Cette dernière, considérée pour les thermosiphons de la première rangée de la configuration alignée (avec $S_T = 1.75d_o$ et $S_L = 1.5d_o$), est de 0.02155 W/m.

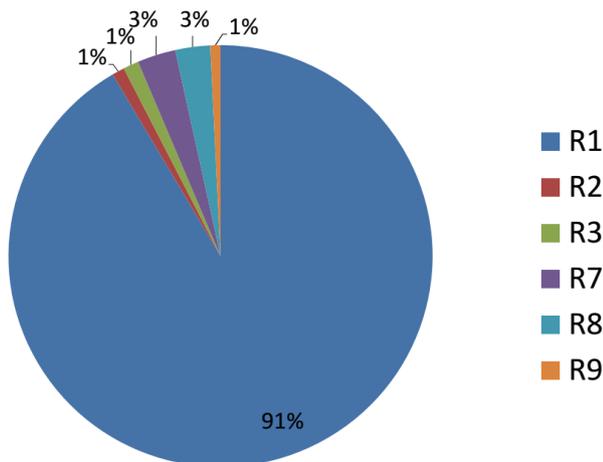


Figure 9 : Répartition des résistances thermiques

5. CONCLUSION

Le présent travail effectue la modélisation et la simulation d'un évaporateur à thermosiphons pour transférer la chaleur d'un effluent gazeux au fluide de travail du système ORC. Le nombre de thermosiphons nécessaire pour transporter une puissance thermique imposée (4.022 MW) ainsi que la perte de charge de fumées à travers le faisceau des tubes sont déterminés pour différentes configurations de l'échangeur. Les influences des pas transversal et longitudinal sur le transfert de chaleur et chute de pression de fumées sont également examinées pour les dispositions alignées et quinconces de thermosiphons. La configuration optimale des thermosiphons est trouvée pour la disposition alignée avec $S_T = 1.75d_o$ et $S_L = 1.5d_o$. Le

nombre de thermosiphon nécessaire pour cette configuration est de 195 tubes avec une perte de charge de 64 Pa.

La résistance thermique du côté des fumées (R_1) représente la valeur la plus importante des résistances de thermosiphon et de 91% de la résistance totale. Par conséquent, la performance de thermosiphon peut être beaucoup améliorée par diminuer la résistance R_1 . La méthode la plus utilisé pour abaisser la résistance thermique est d'augmenter la surface de transfert de chaleur en utilisant des ailettes.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier la DGO6 de la Région wallonne de Belgique pour le support financier du projet ORCAL (convention n° 1410274).

RÉFÉRENCES

- [1] Le VL, Feidt M, Kheiri A, Pelloux-Prayer S. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids. Energy. 2014;67(0):513-26.
- [2] Foresti A, Archetti D, Vescovo R. ORCs in steel and metal making industries: lessons from operating experience and next steps. METEC & 2nd ESTAD. Düsseldorf, Germany 2015.
- [3] Booth CM, Swanson LW, Taylor RW. Heat pipes for transferring heat to an organic rankine cycle evaporator. Google Patents; 2011.
- [4] Klein SA. EES: Engineering Equation Solver. Academic P ed. Madison: F-Chart Software; 2013.
- [5] Bricard A, Chaudourne S. Caloducs. Techniques de l'Ingénieur. 1997.
- [6] ESDU. Heat Pipes - Performance of two-phase Closed Thermosyphons. London, U.K.: Engineering Sciences Data Unit; 1981.
- [7] Green DW, Perry RH. Perry's chemical engineers' handbook: McGraw-Hill, 2008.
- [8] Khan WA, Culham JR, Yovanovich MM. Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006;49(25-26):4831-8.
- [9] Žukauskas A. Heat Transfer from Tubes in Crossflow. In: James PH, Thomas FI, editors. Advances in Heat Transfer: Elsevier; 1972. p. 93-160.
- [10] Cooper MG. Saturation nucleate pool boiling - A simple correlation. In: Hewitt GF, Boland D, Bott TR, Furber BN, Hall WB, Heggs PJ, et al., editors. First UK National Conference on Heat Transfer: Pergamon; 1984. p. 785-93.