

Optimisation du dimensionnement d'un condenseur à ailettes creuses interconnectées en polymère

Optimizing the design of a polymer interconnected hollow fin condenser

Yoann SEYVE¹, Frédéric LEFEVRE¹, Serge CIOULACHTJIAN¹, Valérie SARTRE¹

¹ INSA Lyon, CETHIL, UMR 5008, Villeurbanne, France

Résumé – Des chambres de vapeur comprenant un condenseur en polymère constitué de tubes interconnectés ont été étudiés pour répondre à des problèmes de dissipation de fortes densités de flux. L'objectif de la présente étude est de proposer une géométrie optimale pour ces condenseurs ailetés, prenant en compte les différentes résistances thermiques du système ainsi que les pertes de charge associées. Ces calculs sont réalisés à partir d'un modèle simple basé sur des corrélations de la littérature. Les résultats montrent qu'un grand nombre de petit tube resserré maximise le flux de chaleur mais génère énormément de pertes de charge contrairement à de gros tubes espacés.

Abstract – Steam chambers comprising a polymer condenser made up of interconnected tubes have been studied to solve the problem of dissipating high flow densities. The aim of this study is to propose an optimum geometry for these finned condensers, taking into account the different thermal resistances of the system and the associated pressure drops. These calculations are carried out using a simple model based on correlations from the literature. The results show that a large number of small, tightly-spaced tubes maximise the heat flow but generates enormous pressure drops, unlike large, widely-spaced tubes.

Nomenclature

A	Section de passage, m ²	V	Vitesse d'air, m.s ⁻¹
C_p	Capacité thermique massique de l'air, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	z	Numéro de rangée
d	Pas, m	<i>Symboles grecs</i>	
D	Diamètre des tubes, m	λ	Conductivité thermique, W.m ⁻¹ .K ⁻¹
DP	Chute de pression, Pa	ρ	Masse volumique de l'air, kg.m ⁻³
$DTLM$	Différence de température logarithmique moyenne	ν	Viscosité cinématique de l'air, m ² .s ⁻¹
e	Épaisseur de paroi des tubes, m	<i>Indices et exposants</i>	
Eu	Nombre d'Euler	a	Air
G	débit massique dans la section minimale, kg.s ⁻¹	$conv$	Convection
h	Coefficient d'échange, W.m ⁻² .K ⁻¹	C	Condensation
\dot{m}	Débit massique de l'air, kg.s ⁻¹	D	Diagonal
N	Nombre de tubes	ext	Extérieur
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt moyen	in	Entrée
Pr	Nombre de Prandtl	int	Intérieur
q_H	Flux thermique linéique, W.m ⁻¹	l	Ligne
R	Rayon de la chambre de vapeur, m	L	Longitudinal
R_{th}	Résistance thermique, K.W ⁻¹	max	Maximum
Re	Nombre de Reynolds	min	Minimum
s	Pas adimensionnel	out	Sortie
S	Surface d'un tube, m ²	p	Paroi
T	Température, K	r	Rangée
		sat	Saturation
		t	Tube
		T	Transversal

1. Introduction

Avec la miniaturisation des dispositifs électroniques, les densités de flux augmentent fortement. Les systèmes diphasiques sont très performants pour l'évacuation de telles densités de flux. Le but de cette évacuation de chaleur est de maintenir la température de la jonction inférieure à la limite admissible, afin d'assurer le bon fonctionnement des composants électroniques. Les systèmes diphasiques sont réalisés en métal, ce qui peut constituer une contrainte de poids pour certaines applications très critiques. Dans un objectif d'allègement, E. Bérut [1] a testé des chambres de vapeur munies de condenseurs à ailettes creuses en polymère, aussi efficaces que ceux ayant des ailettes pleines en aluminium. Elles présentent une faible résistance thermique, pouvant atteindre une valeur minimale de l'ordre de 0,3 K/W.

Cependant, des problèmes liés à la formation de bouchons de liquides stables ont été observés, diminuant l'efficacité du condenseur au cours du temps. Ces bouchons sont dus à l'éjection de liquide provoqué par l'effet geyser, qui apparaît lorsque l'ébullition du fluide est confinée par la faible hauteur de l'évaporateur. Ils peuvent aussi se former par coalescence de gouttelettes qui se condensent au sein d'un tube de faible diamètre. De plus, ces bouchons de liquide s'accumulent en haut du tube, bloquant progressivement la surface des tubes, disponible pour la condensation. Les essais avec le n-pentane et le HFE-7100 n'ont pas induit de bouchons stables dans les tubes. Pour l'eau, les bouchons apparaissent dès que le diamètre interne atteint 10,7 mm, mais ne bloquent pas les ailettes. À partir de 7,6 mm, les bouchons deviennent plus longs et plus stables et un régime oscillant apparaît. En-deçà de ce diamètre, les ailettes se bouchent complètement (figure 1). Dans ce cas, le changement de phase au sein de l'ailette creuse n'est plus possible, le transfert thermique se faisant alors par conduction le long de la paroi, ce qui réduit fortement la densité de flux évacuée.

Pour parer à cela, E. Bérut [1] a eu l'idée d'interconnecter les ailettes afin de déstabiliser les bouchons dans les tubes de petit diamètre. L'objectif de notre étude est de poursuivre ce travail en proposant une géométrie optimale pour le condenseur aileté (diamètres interne et externe des tubes, hauteur, disposition, nombre de tubes, etc.), permettant de minimiser à la fois sa résistance thermique et les pertes de pression engendrées par un écoulement d'air à travers les tubes. En effet, la réduction du diamètre des ailettes influence la géométrie du condenseur.

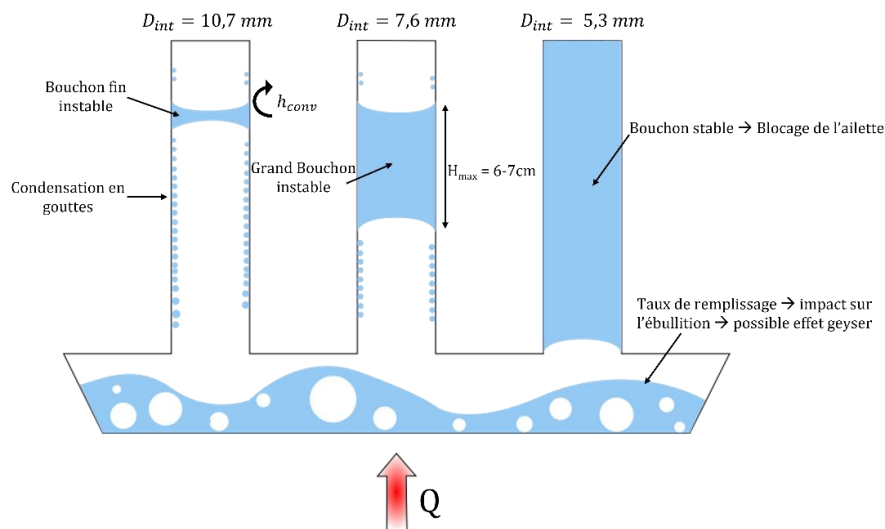


Figure 1 : Schéma de la formation des bouchons de liquide dans les tubes creux [1]

2. Modélisation du condenseur

La modélisation du condenseur à ailettes cylindriques creuses, traversé par une circulation forcée d'air transversale aux ailettes, est réalisée suivant trois étapes : détermination des paramètres géométriques, détermination du coefficient d'échange thermique convectif externe, puis détermination des pertes de pression. Les paramètres d'entrée du modèle sont la puissance thermique à dissiper, la température de saturation de la vapeur au sein de la chambre de vapeur, la vitesse frontale de l'air et sa température avant son passage dans les ailettes.

2.1. Détermination des paramètres géométriques

L'évaporateur de la chambre de vapeur étant de forme circulaire plane, un programme de calcul a été développé pour calculer le nombre maximal de tubes qui peuvent être positionnés sur un disque. Deux dispositions sont considérées : l'une où les ailettes sont arrangées selon un pas carré, l'autre où elles sont arrangées en quinconce (figure 2). Les données d'entrée sont les pas transversal et longitudinal d_L et d_T , les diamètres interne et externe des tubes D_{int} et D_{ext} , ainsi que le rayon R de la chambre de vapeur, desquels sont déduits le pas diagonal d_D et les pas adimensionnels $S_T = \frac{d_T}{D_{ext}}$ et $S_L = \frac{d_L}{D_{ext}}$. La hauteur H des tubes est un paramètre de sortie du modèle thermique, qui sera déterminé dans le § 2.2 de sorte que le flux thermique imposé puisse être dissipé. Deux exemples de résultats issus du code de calcul sont présentés par la figure 2.

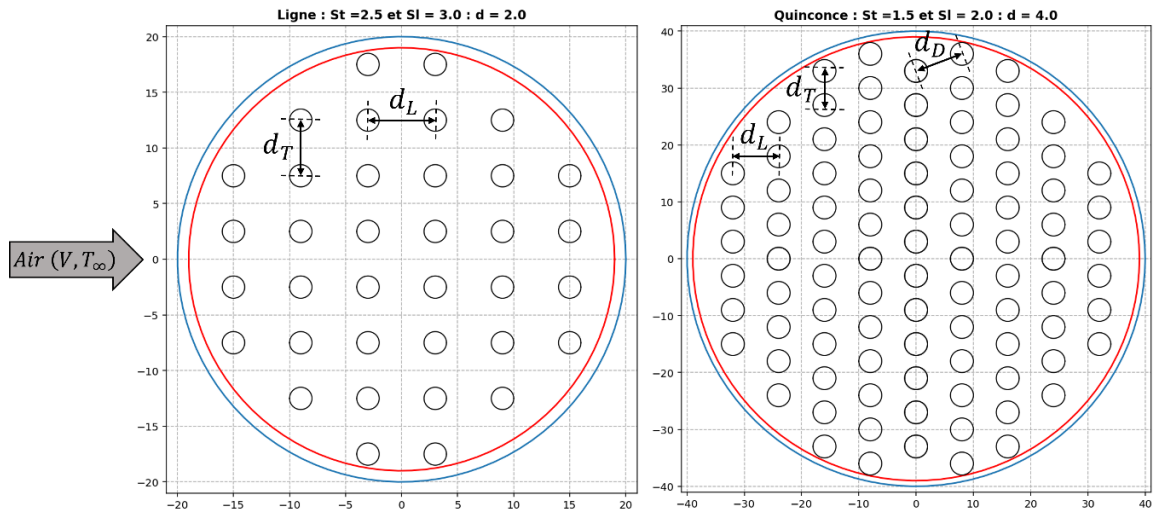


Figure 2 : Schéma des différentes dispositions de tubes

2.2. Détermination du coefficient d'échange convectif externe et de la hauteur des tubes

Plusieurs corrélations existent pour déterminer le coefficient d'échange convectif moyen à l'extérieur d'un faisceau de tubes, avec des plages de validité différentes, selon les valeurs des nombres de Reynolds et de Prandtl. La corrélation de Zukauskas [2] est choisie car elle est valable sur une large plage de nombres de Reynolds ($40 \rightarrow 2 \times 10^5$) :

$$\overline{Nu} = C_1 C_2 Re_{max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Où C_2 est égal à 1 si $N_r > 20$; sinon il peut être déterminé à partir du nombre de rangée N_r :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ligne : } \left\{ \begin{array}{l} C_2 = 1, \quad \text{si } 10^2 < Re_{max} < 10^3 \\ C_2 = 1,048 \exp(-0,426 N_r^{-0,735}), \text{ si } Re_{max} > 10^3 \end{array} \right. \\ \text{Quinconce : } \left\{ \begin{array}{l} C_2 = 0,221 \exp(-0,319 N_r) + 0,994, \quad \text{si } 10^2 < Re_{max} < 10^3 \\ C_2 = 1,037 \exp(-0,542 N_r^{-0,9}), \quad \text{si } Re_{max} > 10^3 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (2)$$

Le nombre de Reynolds étant variable au sein du condenseur à ailettes, la corrélation se base sur la vitesse maximale au niveau de la section de passage de l'air la plus petite. Elle se détermine à partir de l'équation de conservation du débit pour un fluide incompressible, entre deux tubes :

$$V_{in} A_{in} = V_{in} (d_T - D_{ext}) H = V_{max} A_{min} \quad (3)$$

Cette hypothèse d'incompressibilité de l'air est utilisée car les vitesses d'air sont relativement faibles par rapport à la vitesse du son. On considère l'air comme incompressible car sa vitesse reste très faible. Il faut donc déterminer la section de passage minimale de l'air pour les deux dispositions. Pour des tubes en ligne, la section de passage reste constante tout le long de l'écoulement. Pour la disposition en quinconce, la section n'est pas constante : le flux d'air traversant une rangée de tubes se divise pour contourner l'obstacle. Il est nécessaire de comparer la section de passage selon les deux diagonales et la section transversale :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ligne : } A_{min} = (d_T - D_{ext}) H \\ \text{Quinconce : } \left\{ \begin{array}{l} A_{min} = (d_T - D_{ext}) H \text{ si } A_T < 2A_D \\ A_{min} = 2(d_D - D_{ext}) H \text{ si } 2A_D < A_T \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (4)$$

En combinant les équations (3) et (4), on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ligne : } V_{max} = \frac{d_T}{d_T - D_{ext}} V_{in} \\ \text{Quinconce : } \left\{ \begin{array}{l} V_{max} = \frac{d_T}{d_T - D_{ext}} V_{in} \text{ si } A_T < 2A_D \\ V_{max} = \frac{d_T}{2(d_D - D_{ext})} V_{in} \text{ si } 2A_D < A_T \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (5)$$

On peut alors calculer le nombre de Reynolds maximal :

$$Re_{max} = \frac{V_{max} D_{ext}}{\nu} \quad (6)$$

Les propriétés thermiques de l'air sont déterminées à la température moyenne de l'air :

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a,in} + T_{a,out}}{2} \quad (7)$$

\bar{T}_a est la température moyenne de l'air entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. La valeur de $T_{a,out}$ n'étant pas connue, elle est initialisée à la température T_{sat} . Contrairement au cas d'un échangeur thermique classique de type tubes et calandre, la température des tubes est ici

considérée homogène. En effet, les ailettes étant creuses, la vapeur et le liquide sont à température de saturation et occupent tout le volume des tubes. Au début du calcul itératif, la température de paroi extérieure des tubes $T_{p,ext}$ est prise égale à la température de saturation. C_1 et m sont des coefficients dont les valeurs dépendent du nombre de Reynolds maximal [2].

D'après Zukauskas [2], le coefficient d'échange convectif dépend de la position de la rangée de tubes. L'échange thermique est moins bon au niveau des premières rangées que celui au sein du faisceau de tube. Pour prendre en compte cet effet, il introduit un coefficient $C_2(z)$, qui dépend de la position z de la rangée, et qui est valable pour un nombre de rangées inférieur à 20 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ligne : } \left\{ \begin{array}{l} C_2(z) = 1 \text{ si } Re_{max} < 10^3 \\ C_2(z) = 1,048 \exp(-0,426z^{-0,735}) \text{ si } Re_{max} > 10^3 \end{array} \right. \\ \text{Quinconce : } \left\{ \begin{array}{l} C_2(z) = -0,221 \exp(-0,319z) + 0,994 \text{ si } Re_{max} < 10^3 \\ C_2(z) = 1,037 \exp(-0,542z^{-0,9}) \text{ si } Re_{max} > 10^3 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (8)$$

Le coefficient d'échange convectif moyen du faisceau de tube est déterminé par la relation :

$$\bar{h}_{conv} = \frac{\overline{Nu} \lambda_a}{D} \quad (9)$$

Une fois calculé, il est possible de déterminer toutes les résistances thermiques linéiques (par unité de hauteur des tubes) de condensation, de conduction radiale et de convection :

$$R_{th,C} = \frac{1}{h_c N \pi D_{int}} ; R_{th,paroi} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2N\pi\lambda_{paroi}} ; R_{th,conv} = \frac{1}{h_{conv} N \pi D_{ext}} \quad (10)$$

Avec h_{cond} supposé égal à $2000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. La résistance thermique totale du système est la somme de ces trois résistances. Toutes les variables calculées par la suite sont des variables linéiques qui dépendent donc de la hauteur des tubes. Une fois les résistances thermiques déterminées, il faut calculer la température de l'air en sortie du condenseur pour ensuite calculer le flux grâce au système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{q} = KS \Delta T_{LM} \\ \dot{q} = \dot{m} C_p (T_{a,in} - T_{a,out}) \end{array} \right. \quad (11)$$

Où :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{sat} - T_{a,in}) - (T_{sat} - T_{a,out})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{a,in}}{T_{sat} - T_{a,out}}\right)} ; KS = \frac{1}{R_{th,C} + R_{th,paroi} + R_{th,conv}} \quad (12)$$

Le système d'équation (11) permet de déterminer la température de sortie de l'air, $T_{a,out}$:

$$T_{a,out} = T_{p,ext} - (T_{p,ext} - T_{a,in}) \exp\left(-\frac{\pi D_{ext} N h_{conv}}{\rho V \bar{N}_r d_T C_p}\right) \quad (13)$$

$\overline{N_r}$ est le nombre moyen de tubes transverses à l'écoulement, par rangée. En effet, étant donnée la géométrie circulaire de l'évaporateur, la section du passage de l'air à travers les ailettes n'est pas constante. Une moyenne de cette section de passage est donc calculée à partir des paramètres géométriques. A partir de la valeur de $T_{a,out}$ déterminée avec l'équation (13), ΔT_{LM} est calculé avec l'équation (12), afin d'en déduire la puissance linéique dissipée (par unité de hauteur des tubes) décrite dans le système d'équation (11). La puissance linéique ainsi que les résistances thermiques linéiques connues, il est possible de calculer de nouvelles températures plus précises, comme la température de la paroi extérieure ou la température moyenne de l'air (équation (7)) :

$$T_{p,ext} = T_{sat} - (R_{th,c} + R_{th,paroi}) \frac{q_H}{N} \quad (14)$$

Les transferts conductifs longitudinaux dans la paroi des ailettes sont ici négligés, ce qui est une hypothèse acceptable si son épaisseur est faible. Une fois ces températures déterminées, il est possible de recalculer les propriétés thermiques de l'air ainsi que les propriétés de la paroi extérieure intervenant dans le Nusselt. Ce bouclage est très rapide. En 4 itérations, la variation des température $T_{p,ext}$ et $T_{a,out}$ est négligeable, de l'ordre de 0,1°C

2.3. Calcul des pertes de pression

Pour une batterie de tubes cylindriques, il existe des abaques mais très peu de corrélations pour calculer les pertes de charge. Pour cela, nous reprenons la définition des pertes de charge à travers une batterie de tube donné par J.P. Holmann [3] :

$$\Delta P = \frac{2 f G_{max}^2 \overline{N_r}}{\rho} \left(\frac{\mu_p}{\mu_a} \right)^{0.14} \quad (15)$$

Avec $G_{max} = \rho V_{max}$ le débit massique dans la section minimale et f le facteur de friction. Ce facteur de friction est déterminé grâce aux corrélations empiriques données par Jakob [4]. Cette méthode de calcul reste à confirmer avec des essais expérimentaux, notamment parce qu'elle a été définie pour des formes de batterie de tubes rectangulaire et non circulaire. Le projet d'une comparaison avec des simulations CFD est également envisagé pour valider les résultats issus de cette méthode.

3. Résultats et analyses

Les valeurs choisies pour cette étude sont présentées dans le tableau 1.

$V_{air}(m.s^{-1})$	$T_{a,in}(^{\circ}C)$	$T_{sat}(^{\circ}C)$	$\lambda (W.m^{-1}.K^{-1})$	$e (m)$
3	20	80	0,2	8×10^{-4}

Tableau 1 : Valeurs des paramètres d'entrée

La figure 3 présente les résultats de tous les tests effectués. Avec ces résultats, on remarque que les dispositions en ligne et en quinconce génèrent des pertes de charge très différentes pour une résistance thermique totale linéique relativement proche en fonction des différentes configurations. Le front de Pareto [5] permet de visualiser les configurations optimales et dominées afin de pouvoir sélectionner la plus performante dans le cas souhaité. La figure 4 (a-d) représente plus clairement l'impact de chaque paramètre sur les résistances thermiques et les

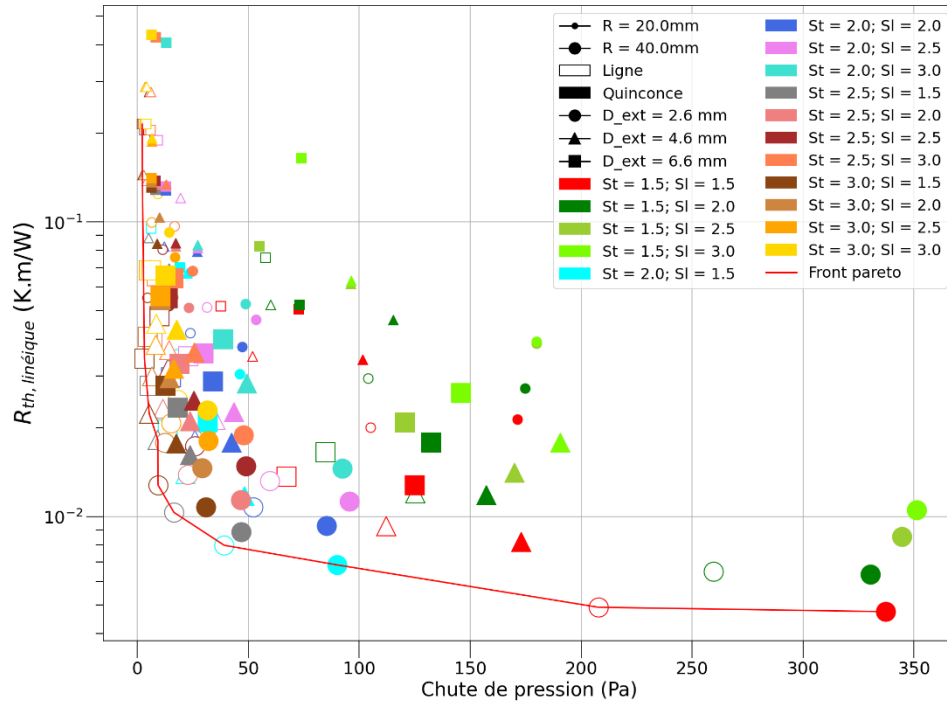


Figure 3 : Résistance thermique linéique totale en fonction des pertes de charge d'un condenseur à tube

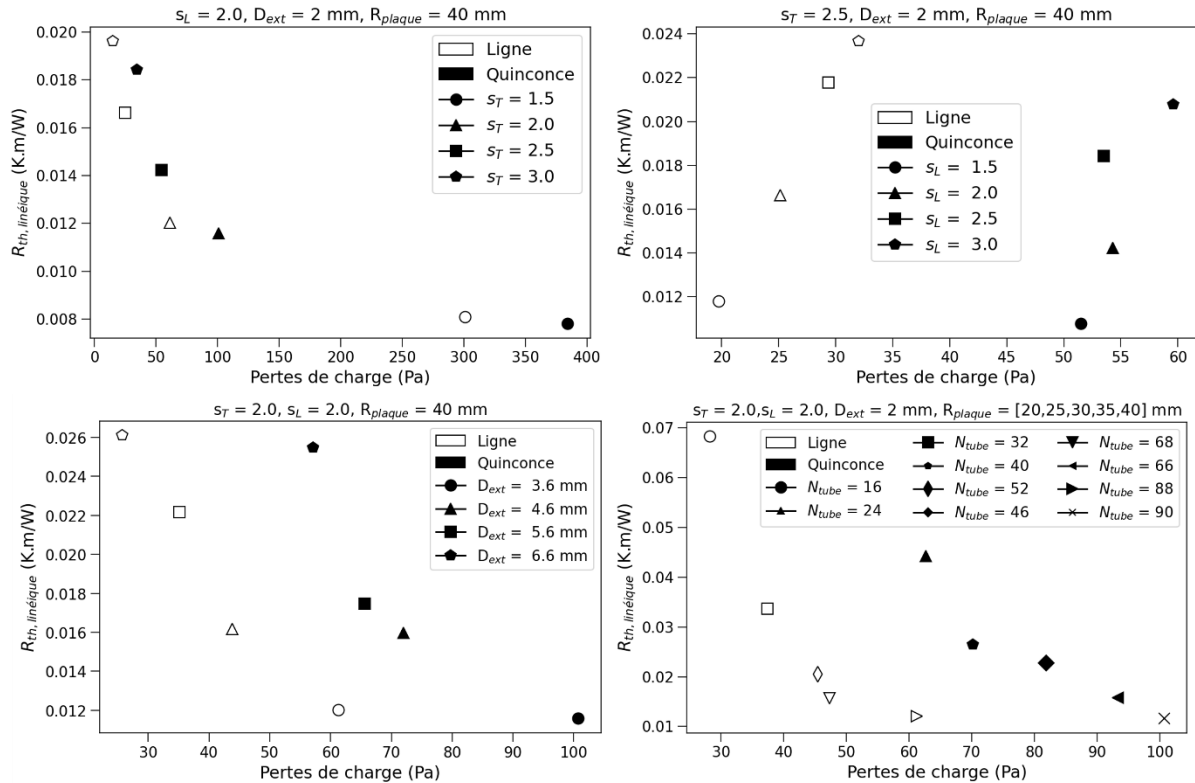


Figure 4 : Étude des variations du pas s_T (a), du pas s_L (b), du diamètre extérieur des tubes (c) et du nombre de tubes (d)

perles de charge. L'étude du nombre de tubes est réalisée en modifiant la taille de la plaque circulaire sur laquelle sont disposées les tubes. Les paramètres fixés sont indiqués au dessus de chaque figure. La diminution du pas s_T réduit fortement la résistance thermique mais au prix d'une forte augmentation des pertes de charge du système. Le pas s_L a un effet différent sur les performances. Comme pour le pas s_T , il améliore les performances thermique quand il diminue

mais conserve des pertes de charge similaires. C'est donc un levier intéressant pour optimiser le condenseur.

Un autre levier intéressant est le diamètre extérieur qui a un impact similaire à celui du pas s_T . La diminution du diamètre extérieur entraîne une amélioration des performances thermiques avec cependant une augmentation des pertes de charge, mais relativement plus faible que le pas s_T . Pour une surface d'évaporateur identique, le nombre de tubes varie forcément lorsqu'un autre paramètre change. Ce nombre est important car il fait varier la surface d'échange, qui détermine le flux évacué. Il est le paramètre le plus influent sur la résistance thermique, sans être trop pénalisant sur les pertes de charge.

Pour améliorer les performances thermiques du condenseur, le principal paramètre à modifier est le pas s_L qui permet de réduire la résistance thermique du condenseur en limitant l'impact sur les pertes de charges. Sur la figure 3, on observe bien que les solutions qui apportent une faible résistance thermique et des faibles pertes de charge sont les solutions avec un pas s_L petit, un pas s_T intermédiaire, un diamètre des tubes petit et condenseur de grande taille.

4. Conclusions

Un modèle thermo-aéraulique permettant de dimensionner et d'optimiser la géométrie d'un condenseur à ailettes creuses a été développé. De multiples configurations ont été comparées afin de sélectionner celles qui présentent le meilleur compromis performances thermiques / pertes de pression. Des graphiques présentant l'impact de chaque paramètre permettent de déterminer les meilleures solutions de dimensionnement des condenseurs. Si le transfert thermique est privilégié, le condenseur doit comporter de nombreux petits tubes resserrés. Cependant, cela génère de grandes pertes de charge. Au contraire, si les pertes de charge sont un point important, le condenseur doit être constitué de gros tubes espacés et en faible quantité. Dans ce cas, les pertes de charge sont très faibles, mais la résistance thermique est grande et limite donc la densité de flux thermique évacuée.

Une analyse de sensibilité plus précise pourrait être menée pour améliorer les conclusions ainsi qu'un approfondissement du modèle. Les corrélations utilisées ont été déterminées à partir de batteries de tubes de forme rectangulaire et non circulaire, ce qui impacte les résultats précédents. Des essais avec des condenseurs à ailettes creuses sont prévus pour déterminer la validité de ce modèle et le cas échéant, déterminer des nouvelles corrélations pour des batteries de tubes circulaires.

Références

- [1] E. Bérut, Contribution à la compréhension des phénomènes de condensation siégeant au sein d'une chambre de vapeur à ailettes creuses intégrées. Thèse de doctorat, 278 pages, Université de Lyon, 2021.
- [2] A. Zukauskas, Heat transfer from tubes in crossflow, In *Advances in heat Transfer*, Vol. 18, pp. 139-148. 1987.
- [3] J.P. Holmann, 2010, "Heat Transfer", 10th Edition, McGraw-Hill, pp. 305.
- [4] Discussion: "Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks" (Pierson, O. L., Huge, E. C., and Grimison, E. D., 1937, *Trans. ASME*, 59, pp. 563–594)
- [5] P. Ngatchou, A. Zarei and A. El-Sharkawi, "Pareto Multi Objective Optimization," *Proceedings of the 13th International Conference on, Intelligent Systems Application to Power Systems*, Arlington, VA, USA, 2005, pp. 84-91, doi: 10.1109/ISAP.2005.1599245