

# Optimisation des aéroréfrigérants dans les usines de GNL : amélioration des performances par aspersion directe d'eau

## Optimization of an LNG plant's air-cooler: performance enhancement by direct water spraying

Clément RONGIER<sup>1</sup>, Nicolas RAMBURE<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Technip Energies  
21-26 Boulevard de la Défense – 92000 Nanterre  
\*(auteur correspondant : [nicolas.rambure@ten.com](mailto:nicolas.rambure@ten.com))

**Résumé** – Dans les usines de GNL, le procédé de liquéfaction du gaz naturel s'accompagne d'un échange de chaleur important entre le fluide procédé et l'environnement. Classiquement, les aéroréfrigérants sont un type d'échangeur de chaleur utilisés pour dissiper cette quantité de chaleur. Bien que peu onéreux, les aéroréfrigérants ont une empreinte au sol importante. Une méthode d'optimisation consiste à utiliser la chaleur latente de vaporisation de l'eau afin d'en améliorer les performances. Cet article vise à quantifier l'effet des transferts de chaleur et de masse d'eau sur la performance des aéroréfrigérants.

**Mots-clés** : aéroréfrigérant, aspersion d'eau, échange de chaleur, CFD, usine GNL

**Abstract** - Within LNG plants, the LNG liquefaction process induces a significant heat transfer between the process fluid and the environment. Usually, air-coolers are used for dissipating this heat quantity. Although these heat exchangers are inexpensive, their footprint is important. One method of optimization consists in utilizing the latent heat of vaporization of water to increase the performance of air-cooler. The aim of this article is to quantify the effect of heat and mass transfer on air-coolers performance.

**Keywords**: air-cooler, water spraying, heat transfer, CFD, LNG plant

### Nomenclature

$C$	concentration en vapeur, $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$	$Sh$	nombre de Sherwood
$D$	diffusivité de la masse, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$Sc$	nombre de Schmidt
$h$	coefficent d'échange de chaleur, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	$dS$	surface élémentaire, $\text{m}^2$
$hcc$	coefficent de transfert de masse, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$		
$l$	longueur caractéristique, m		<i>Symboles grecs</i>
$Lv$	chaleur latente de vaporisation, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\Phi$	flux de chaleur, W
$\dot{m}$	transfert de masse	$\lambda$	conductivité thermique, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$Nu$	nombre de Nusselt		<i>Indices et exposants</i>
$Pr$	nombre Prandtl	$e$	film d'eau
$Pv$	pression de vapeur saturante, Pa	$o$	air
$Re$	nombre de Reynolds		
$Rv$	constante des gaz parfaits, $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$		

## 1. Introduction

La consommation énergétique mondiale a connu une croissance significative au cours des dernières décennies [1]. Parmi les sources d'énergie, le gaz naturel liquéfié (GNL) a pris une place de plus en plus importante, jusqu'à devenir une composante clé du mix énergétique [2]. Occupant environ 600 fois moins de volume qu'en phase gazeuse, le GNL peut être transporté sur de longues distances, ce qui permet de relier facilement les sites de productions aux marchés de consommation.

Une usine GNL est une immense machine thermique où l'échange de chaleur entre fluide procédés et environnement est crucial. Une des solutions classiquement utilisées pour dissiper la chaleur est l'utilisation d'aéroréfrigérants [3-4]. Cet échangeur offre l'avantage d'être peu onéreux mais a une empreinte au sol importante. Une méthode d'optimisation consiste à exploiter la chaleur latente de vaporisation de l'eau afin d'améliorer les performances des aéroréfrigérants. Plusieurs études ont démontré l'intérêt de l'aspersion d'eau pour augmenter les transferts de chaleur. Classiquement l'eau est pulvérisée dans l'air pour abaisser la température de celui-ci par refroidissement adiabatique [5-7].

D'autres études ont démontré l'intérêt de pulvériser l'eau directement sur le tube. Walczyk s'est intéressée à l'étude d'un condenseur en toit équipé de tubes ailetés. Le fait d'asperger de l'eau sous forme de spray sur les tubes a conduit à une augmentation des performances de l'échangeur de 125% [8]. Ensuite, Tao *et al.* ont étudié l'influence de la vitesse de l'air et de la quantité d'eau vaporisée et ont mis en évidence la présence d'un optimum sur les performances thermiques d'un refroidisseur par évaporation [9]. Xiao *et al.* se sont également intéressé à l'étude du refroidissement par spray sur des tubes plats à ailettes ondulées [10]. Ils ont notamment investigué l'effet du spray sur le refroidissement de l'air (par évaporation des gouttes d'eau) et sur l'évaporation du film d'eau à la surface des tubes. Ainsi, une vaporisation d'eau directement sur les tubes permet de maximiser le processus d'évaporation : la chaleur du fluide procédé est transférée au film d'eau au travers du tube.

Dans cet article, l'étude vise à quantifier l'effet des transferts de chaleur et de masse d'eau sur la performance des aéroréfrigérants. L'approche adoptée consiste à mieux appréhender les phénomènes physiques mis en jeu. Dans un premier temps, nous reviendrons sur le fonctionnement d'un aéroréfrigérant mouillé. Nous présenterons ensuite le dispositif expérimental, développé en vue de reproduire le fonctionnement d'un aéroréfrigérant à l'échelle laboratoire. Cela a pour objectif de mieux comprendre l'effet de l'aspersion d'eau sur les tubes et l'augmentation des performances. Enfin, un modèle CFD a été développé en vue de prédire le gain en performance de l'aéroréfrigérant humidifié. Les résultats numériques se sont révélés être en accord avec les données expérimentales.

## 2. Fonctionnement de l'aéroréfrigérant mouillé

Un ventilateur aspire l'air ambiant plus froid que le fluide procédé et le propulse au travers d'un faisceau de tubes à ailettes. L'air au contact de la première rangée de tubes du faisceau va se réchauffer et son humidité relative va diminuer (l'air s'assèche). À partir de la seconde rangée, les tubes seront recouverts d'un film d'eau à la température du fluide procédé. Ce film s'évapore grâce à la différence de concentration en vapeur d'eau entre la surface de l'eau et l'air au travers de la couche limite de diffusion.

Intéressons-nous maintenant à ce qui se passe localement à la surface du tube. Supposons une surface plane recouverte d'un film d'eau à la température  $T_e$ , au voisinage de laquelle circule un écoulement d'air dont la concentration en vapeur est  $C_0$ , la pression de vapeur  $Pv_0$  et la température  $T_0$ .

La surface de l'eau est à la concentration en vapeur  $C_e$ , correspondant à l'état de saturation à la température  $T_e$ . Au contact entre l'eau et l'air, il se produit simultanément un transfert de chaleur sensible dû au gradient de température et un transfert de masse dû au gradient de concentration en vapeur de l'air. Ce transfert masse, conduit à un transfert de chaleur latente  $LV_e$ . Les équations de transfert de chaleur sensible (1) et de masse (2) sont données ci-dessous.

$$d\Phi = h (T_e - T_o) ds \quad (1)$$

$$d\dot{m} = h_{cc} (C_e - C_o) ds \quad (2)$$

En faisant intervenir la liaison entre concentration et pression partielle, nous pouvons exprimer la puissance totale échangée entre l'air et l'eau par l'équation suivante :

$$d\Phi_T = \left[ h (T_e - T_o) + Lv_e \frac{h_{cc}}{R_v T} (Pv_e - Pv_0) \right] ds \quad (3)$$

Le transfert de chaleur sensible se fait à travers la couche limite thermique alors que le transfert de masse se fait dans la couche limite de diffusion. Des considérations de similitude permettent d'introduire les nombres adimensionnels de Nusselt et de Sherwood définis comme :

$$Nu = \frac{hl}{\lambda} \quad (4)$$

$$Sh = \frac{hcc l}{D} \quad (5)$$

$Nu$  et  $Sh$  peuvent s'exprimer comme des fonctions :  $Nu = f(Re, Pr)$   $Sh = g(Re, Sc)$ .

On peut calculer pour un écoulement laminaire les fonctions  $f$  et  $g$ .

$$Nu = 0,662 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (6)$$

$$Sh = 0,662 \cdot Re^{1/2} \cdot Sc^{1/3} \quad (7)$$

Pour un écoulement turbulent, il faut les déterminer expérimentalement. Les mesures réalisées par Bergman [11] montrent que le rapport  $Sh/Nu$  est proche de 1 lorsque la température d'eau est comprise entre 20 et 50°C. D'autres mesures réalisées par Cairns [12] montrent que le rapport  $Sh/Nu$  passe de 1 à 5 lorsque la température de l'eau augmente de 65°C à 95°C.

Au vu de notre configuration de nos tubes à ailettes et de la gamme de température de nos échangeurs, nous n'avons pas trouvé de bibliographie couvrant notre étude et nous devons réaliser des mesures expérimentales pour déterminer les performances thermiques de l'adjonction d'eau. Le prochain paragraphe a pour objectif de présenter le dispositif expérimental utilisé.

### 3. Dispositif expérimental et résultats

Nous avons construit une maquette représentative de nos futurs échangeurs humide. Le faisceau est constitué de huit tubes à ailettes brevetés d'un diamètre de 19,05mm et de 30cm de long, superposés et alimentés en parallèle en eau chaude par une chaudière électrique de 12 kW régulée en température (Tmax 85°C). Pour maximiser l'échange convectif dans les tubes, un dispositif d'écoulement annulaire a été inséré à l'intérieur de ceux-ci. Chaque tube est équipé de thermocouples placés en amont et en aval de la zone d'échange côté eau.

L'air, quant à lui, est non régulé en température ni en hygrométrie et est propulsé par un ventilateur à débit réglable (vitesse faciale environ 3m/s). La température et l'hygrométrie de l'air sont mesurées avant et après le faisceau.

L'eau qui sera évaporée est de l'eau déminéralisée. Elle est aspergée depuis le haut du faisceau à contrecourant du flux d'air. Un système de régulation commande l'électrovanne de l'aspersion afin qu'il n'y ait pas d'eau qui coule en bas du dernier tube.

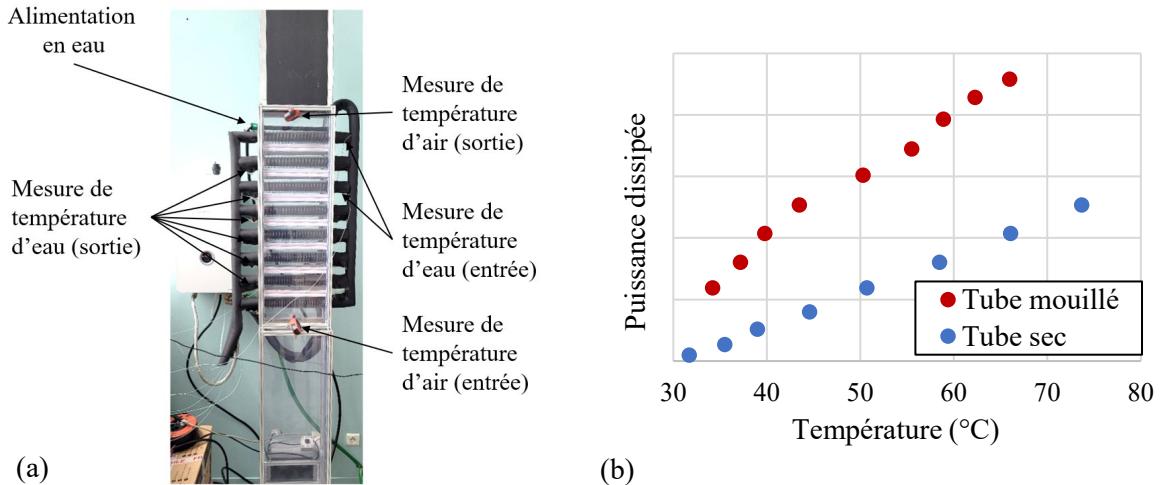


Figure 1 : Dispositif expérimental (a) et résultats expérimentaux sur la 4<sup>e</sup> rangée (b).

Nous avons réalisé un comparatif lorsque le faisceau est sec et lorsqu'il est humidifié (figure 1). Nous avons calculé la puissance dissipée par chaque rangée de tube grâce à un bilan thermique avec une précision absolue de +/- 3%. Nous montrons ici les résultats obtenus pour le 4<sup>e</sup> tube pour une température ambiante de 18°C et une hygrométrie de 78%.

L'évolution de la puissance dissipée en fonction de la température est monotone et croissante que le tube soit sec ou humide. Nous remarquons aussi une différence notable entre le tube sec en bleu et le tube humide en rouge pour toute la gamme de température étudiée. Plus la température du tube est élevée plus l'apport de l'humidification est importante. Pour une même puissance dissipée, nous pouvons réduire la température du fluide procédé de 30°C.

## 4. Simulation CFD d'un aéroréfrigérant mouillé

### 4.1. Description du modèle

#### 4.1.1. Géométrie

La figure 2 propose de visualiser le faisceau de tube d'un aéroréfrigérant. Cet échangeur est composé de 5 rangées de tube ailetés, chacune comprenant un certain nombre de tubes. Pour effectuer une étude CFD sur cet échangeur de chaleur, il est primordial de simplifier la géométrie, comme illustré sur la figure 3. Pour ce faire, une partie du faisceau de tube a été considérée. Notre géométrie simplifiée comprend alors 7 tubes localisés dans la partie centrale du faisceau, ce qui permet de s'affranchir des effets de bords. Dans le prochain paragraphe, nous allons détailler les hypothèses et conditions aux limites.

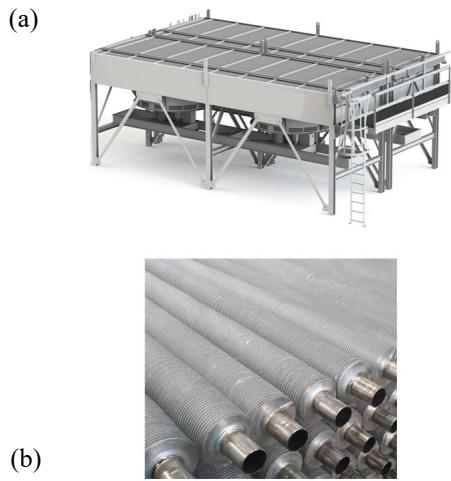


Figure 2 : Architecture d'un aéroréfrigérant (a) et zoom sur le faisceau de tubes ailetés (b).

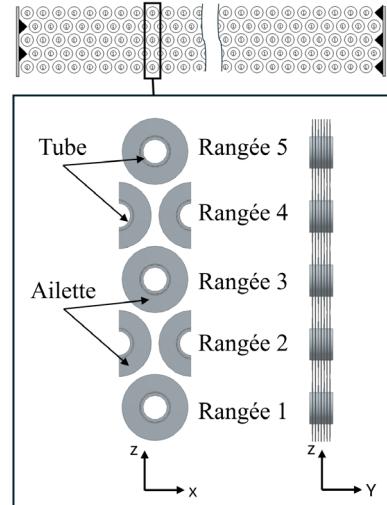


Figure 3 : Géométrie de l'aéroréfrigérant considérée pour l'étude CFD.

#### 4.1.2. Modèles, hypothèses et conditions aux limites

Les simulations CFD par volume finis sont réalisées avec le logiciel *FloEFD*. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues pour un écoulement instationnaire externe. Les écoulements laminaire et turbulent sont prédits avec un seul système d'équation basé sur les équations FANS (*Favre-averaged Navier-Stockes equations*) [13]. Les écoulements turbulents sont résolus à l'aide d'un modèle **k-ε** amélioré (modèle LB **k-ε**) et la couche limite est résolue à l'aide de lois de paroi (*Two-Scale Wall Functions*) [14]. Le couplage entre la vitesse et la pression est assuré à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les dérivées spatiales sont approximées par des opérateurs différentiels implicites de 2<sup>nd</sup> ordre. Les dérivées temporelles sont approximées par un schéma d'Euler implicite de 1<sup>er</sup> ordre. Les conditions aux limites, illustrées sur la figure 4 sont les suivantes :

- Une condition de périodicité est appliquée suivant les directions  $\vec{e}_x$  et  $\vec{e}_y$ . Elle a pour objectif de réduire le domaine de calcul et par conséquent les temps de calcul.
- Une vitesse uniforme ascendante de 3m/s (suivant la direction  $\vec{e}_z$ ) est imposée à l'entrée du domaine de calcul. Elle permet de reproduire le fonctionnement du ventilateur de l'aéroréfrigérant. Pour le calcul thermique, la température de l'air ambiant (à la pression atmosphérique) est égale à 25°C.
- Une condition d'humidité relative à la pression atmosphérique est considérée dans tout le domaine pour une température de référence de 25°C. Elle est de 40%.
- La gravité est appliquée suivant la direction  $-\vec{e}_z$ .
- Une source de chaleur surfacique égale à 30kW/m<sup>2</sup> est appliquée sur la paroi interne de chaque tube.
- Une condition de film d'eau est appliquée sur la surface des ailettes des rangées 3, 4 et 5. L'épaisseur du film est fixée à 100μm.
- Pour les conditions initiales, la température du solide est initialisée à 25°C.

La technique de maillage utilisées est appelée *Immersed Boundary Meshing* [15]. Cette technique permet de créer un maillage cartésien (figure 5) dans lequel intervient des cellules particulières, les « SmartCells ». Elles sont présentent à l'interface fluide-solide et peuvent contenir à la fois des domaines fluides et solides. Ces cellules permettent d'éviter le raffinement

du maillage aux zones d'interfaces illustré sur la figure 5, est de type cartésien couplé à l'approche de frontière immergée [15]. Nous avons ici un maillage constitué de 220000 cellules.

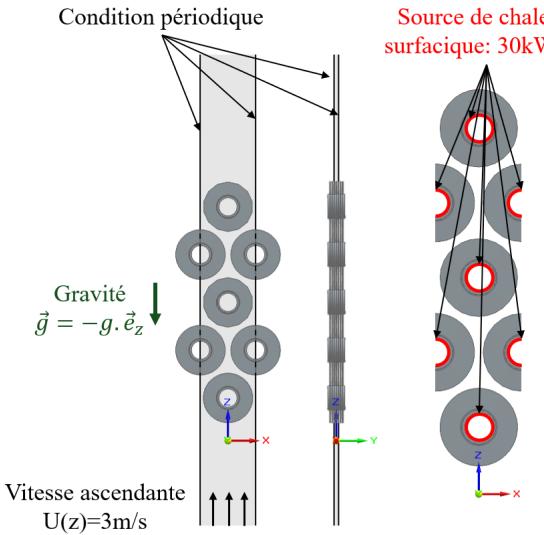


Figure 4 : Hypothèses et conditions aux limites.

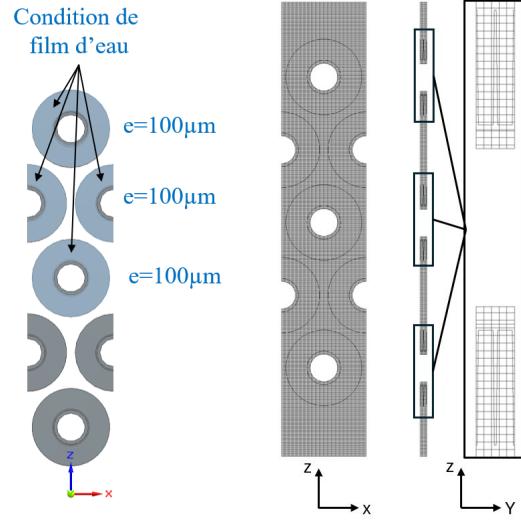


Figure 5 : Maillage

Dans la référence [13], les hypothèses et le modèle de film évaporatif implémenté dans le logiciel FloEFD sont explicités en détail en pages 31-38. Nous noterons que ce modèle n'est uniquement disponible que pour une analyse transitoire.

#### 4.2. Analyse des résultats

La figure 5 présente l'évolution temporelle des champs de température sur la surface des ailettes dans le cas d'un aéroréfrigérant sec (a) et mouillé (b). La figure 6 propose la visualisation de l'évolution temporelle de la température moyenne de chaque rangée. Dans le cas d'un aéroréfrigérant sec, nous noterons que la température des ailettes atteint un régime permanent pour un temps physique de 200s. Nous noterons que la température moyenne des ailettes augmente de la rangée 1 vers la rangée 5, cette dernière étant la plus chaude (figure 5-a). Cela s'explique par le fait que l'air ambiant chauffe au contact des tubes ailetés et que l'échange conducto-convectif au niveau des rangées supérieures est moins important. Ce phénomène est cohérent avec le fonctionnement d'un aéroréfrigérant. Nous noterons également la présence d'un gradient de température radial sur la surface des ailettes, induit par la zone de recirculation localisée en aval du tube.

Dans le cas d'un aéroréfrigérant mouillé, nous pouvons noter que la condition de film d'eau, d'épaisseur initiale 100μm, permet de considérablement réduire la température des ailettes sur lesquelles le film a été appliqué (i.e. les rangées 3 à 5). Nous pouvons mettre en évidence la présence de trois zones :

Nous noterons également que pour un temps physique compris entre 0 et 100s, la température moyenne des ailettes des trois rangées supérieures est du même ordre de grandeur (figure 4 et 5-b). Pour une source de chaleur donnée, nous pouvons en déduire que l'évaporation du film d'eau permet d'augmenter fortement la performance thermique de l'aéroréfrigérant, la chaleur latente de vaporisation de l'eau étant nettement supérieure à la chaleur sensible de l'air. Nous noterons également que pour un temps physique supérieur à 130s, la température des rangées 3 à 5 augmente, jusqu'à atteindre un régime permanent pour un temps physique d'environ 400s. Cela s'explique par l'évaporation du film d'eau. Nous pouvons identifier la présence de trois zones sur la température moyenne des rangées 3 à 5 (figure 5-b) :

- Une première zone (en bleu) pour laquelle le phénomène d'évaporation est prépondérant ;
- Une seconde zone (en vert), pour laquelle nous observons une augmentation modérée de la température, qui se traduit par l'évaporation du film qui perd en épaisseur et donc en masse (figure 6) ;
- Et enfin, une troisième zone pour laquelle la température augmente plus fortement, ce qui traduit l'évaporation totale du film, jusqu'à atteindre le régime permanent.

Enfin, nous noterons que le régime permanent atteint pour l'aéroréfrigérant mouillé est retardé d'environ 300s. Nous pouvons en déduire que, l'aspersion directe d'eau conduit à :

- Une surface d'aéroréfrigérant réduite pour une même source de chaleur
- Une augmentation importante de quantité de chaleur produite par l'aéroréfrigérant pour une même surface, ce qui peut se traduire par un plus grand traitement de gaz dans une usine GNL.

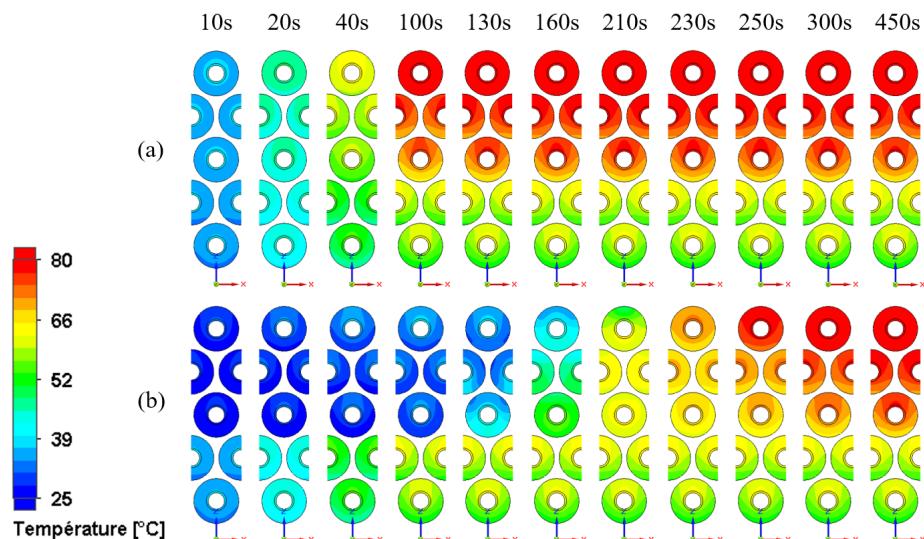


Figure 5 : Champs de température sur les ailettes : aéroréfrigérant sec (a) et aéroréfrigérant mouillé, i.e. avec condition de film d'eau sur les rangées 3, 4 et 5 (b).

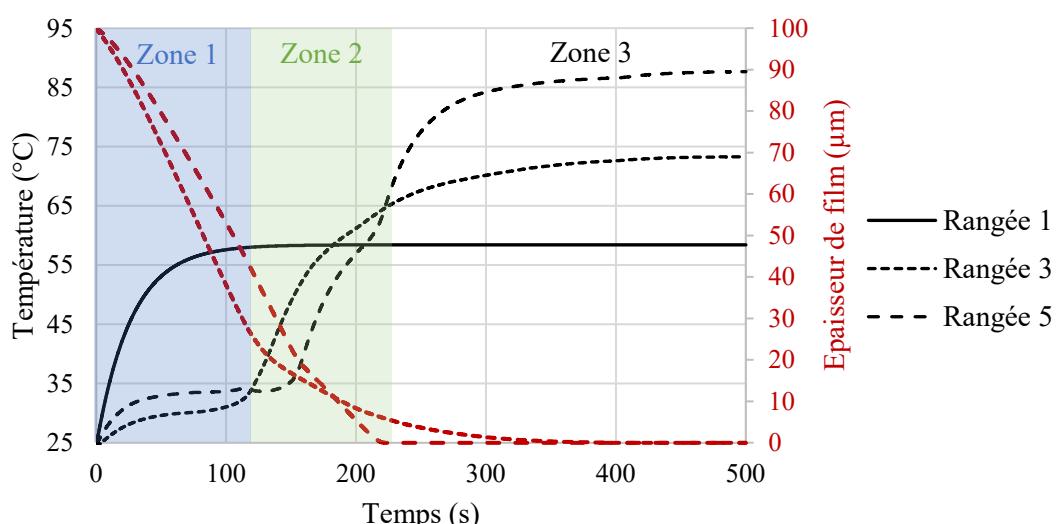


Figure 6 : Température moyenne des ailettes en fonction du temps dans le cas d'un aéroréfrigérant mouillé.

## 5. Conclusion et perspectives

Nous avons montré expérimentalement que notre manière d'asperger le faisceau de tube par de l'eau augmente de façon significative la puissance dissipée par l'échangeur. Cela se faisant sans perte d'eau en amont (pas d'eau qui ruissèle sous l'échangeur) ou en aval du faisceau (gouttelette emportée par le flux d'air). Nous devons étudier dans le futur si nous ne pouvons pas améliorer la structure de l'ailette pour conserver plus d'eau au niveau de la surface d'échange. Les simulations engagées ont montré une similitude avec les résultats expérimentaux mais doivent être encore travaillées. Cette étude transitoire était nécessaire pour voir l'évolution de l'épaisseur du film liquide à la surface de l'ailette. La prochaine étape sera de passer à une étude stationnaire du problème pour optimiser la disposition des tubes dans le faisceau de l'échangeur.

## Références

- [1] Taylor, P., Francoeur, M., d'Ortigue, O.L., Tam, C., Trudeau, N., Worldwide trends in energy use and efficiency, *Proc. Paris, Int. Energy Agency* (2008), 1-36
- [2] Daudu, C.D., Adefemi, A., Adekoya, O.O., Okoli, C.E., Ayorinde, O.B., Daraojumba, A.I., LNG and climate change: evaluating its carbon footprint in comparison to other fossil fuels, *Engineering Science & Technology Journal*, 5-2 (2024), 412-426
- [3] Erwin, D.L., Industrial chemical process design, *McGraw-Hill Co* (2002)
- [4] Shah, R.K., Sekulic, D.P., Fundamentals of heat exchanger design, *John Wiley & Sons Inc* (2003)
- [5] Hajidavalloo, E., Eghtedari, H., Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser, *International Journal of Refrigeration*, 33-5 (2010), 982-988
- [6] Youbi-Idrissi, M., Macchi-Tejeda, H., Fournaison, L., Guilpart, J., Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigeration system, *Energy conversion and management*, 48-7 (2007), 1943-1954.
- [7] *ASHRAE Handbook*, Chapitre 40 Colling Towers (2020)
- [8] Walczyk, H. Enhancement of heat transfer from air-fin coolers with water spray, *Chemical Engineering and Processing*, 32 (1993), 131-138
- [9] Tao, H., Peng T., Qingxuan, L., Experimental study on heat transfer performance of evaporative cooler, *2017 International Conference on Advanced Mechatronic Systems* (2017)
- [10] Xiao, L., Wu, T., Feng, S., Du, X., Yang, L., Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tubes by water spray cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110 (2017), 383-392
- [11] Incropera, F.P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (2011)
- [12] Cairns R.C., Approximation methods for designing cooler-condensers, *Chemical Engineering Science*, 3-5, (1954), 215-227
- [13] Siemens, Technical Reference, *Simcenter FloEFD for SolidEdge* (2023)
- [14] Mentor Graphics, Enhanced turbulence modeling in FloEFD (2011)
- [15] Mentor Graphics, Advanced immersed boundary cartesian meshing technology in FloEFD (2011)

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à Technip Energies.