

# Modélisation d'une chaudière de récupération avec changement de phase et calcul du coefficient d'échange

Louis MOUGENOT<sup>1,2</sup>, Phillipe BAUCOUR<sup>1,\*</sup>, François LANZETTA<sup>1</sup>, Alexis SESMAT<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Université Marie et Louis Pasteur, CNRS, institut FEMTO-ST, F-90000 Belfort, France

<sup>2</sup>NEEXT ENGINEERING, Techn'hom 3, 27 Rue Edouard Branly, F-90000 Belfort, France

\*(auteur correspondant : philippe.baucour@univ-fcomte.fr)

## Résumé

Cette étude explore la modélisation d'une chaudière industrielle (100 MW) de récupération, tout en considérant le coefficient d'échange. Deux cas de chaudières sont modélisés : l'un avec un fluide à changement de phase et l'autre avec plusieurs étages de pression qui co-existent dans la chaudière. La modélisation repose sur une discrétisation des échangeurs pour caractériser au mieux le changement de phase, en utilisant les méthodes du nombre d'unités de transfert et d'efficacité (NTU- $\epsilon$ ) et de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM).

## Abstract

This study explores the modeling of an industrial recovery boiler (100 MW), taking into account the heat transfer coefficient. Two boiler cases are modeled: one with a phase-change fluid and the other with several pressure stages coexisting in the boiler. The modeling is based on the discretization of the heat exchangers to best characterize the phase change. The methods of the Number of Transfer Units and Effectiveness (NTU- $\epsilon$ ) and the Log Mean Difference Temperature (LMDT) are utilized to analyze and predict the thermal performance of the boilers under different operating conditions.

## Nomenclature

$C_p$	Capacité thermique massique, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$NUT$	Nombre d'unité de transfert
$D$	Diamètre caractéristique, m	$Nu$	Nombre de Nusselt
$DTML$	Différence de température moyenne logarithmique	$Pr$	Nombre de Prandtl
$\Delta T$	Différence de température	$Q$	Quantité de chaleur, W
$F$	Facteur de correction	$Re$	Nombre de Reynolds
$h$	Enthalpie, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	$\rho$	Masse volumique, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
$\lambda$	Conductivité thermique, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$T$	Température, K
$m$	Débit massique, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$U$	Coefficient d'échange, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
$\mu$	Viscosité dynamique, $\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}$	$V$	Vitesse, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

## 1. Introduction

De nos jours, la production d'électricité dans le monde est encore majoritairement d'origine fossile (environ 60 %) [1]. Les centrales à gaz fonctionnent soit en cycle simple, soit en cycle combiné. La production de vapeur d'eau est obtenue à partir de l'énergie thermique des gaz d'échappement de la chaudière de récupération. Les gaz d'échappement traversent trois échangeurs au sein de la chaudière : l'économiseur qui permet d'augmenter la température de l'eau liquide jusqu'à son point d'évaporation, l'évaporateur qui transforme l'eau liquide en vapeur et qui gère le changement de phase et, finalement, le surchauffeur qui permet la production de vapeur surchauffée.

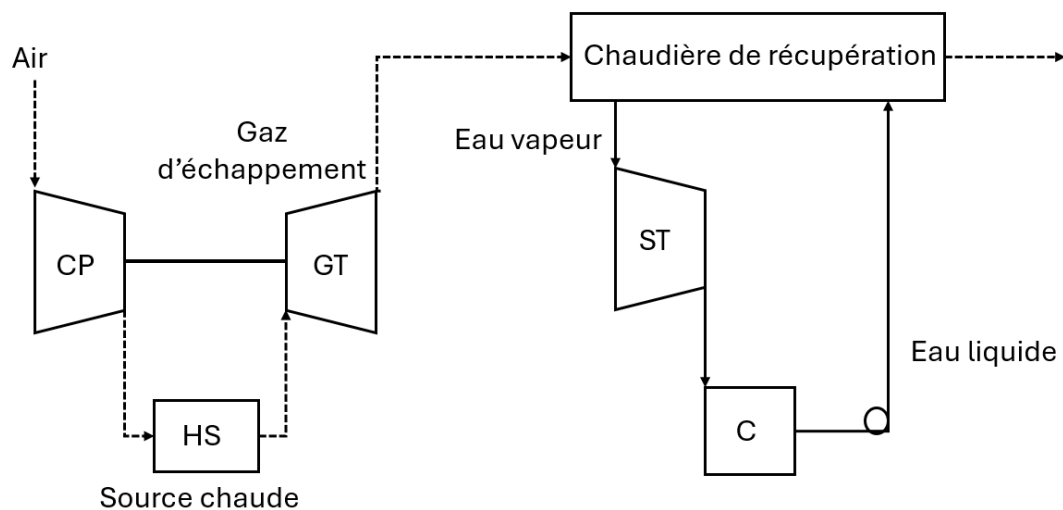


Figure 1 : Schéma du cycle combiné

Le rendement des centrales d'énergie dépend grandement de l'efficacité de la chaudière de récupération et, plus particulièrement, de la capacité des échangeurs à transmettre l'énergie disponible du fluide caloporteur (gaz d'échappement, qui, dans notre étude, sera de l'air) vers le fluide récepteur (eau) [2]. Dans le cadre de notre étude, l'enjeu est donc d'évaluer la surface d'échange et le coefficient d'échange en prenant en compte les contraintes économiques et le changement de phase. Classiquement, il existe les méthodes du DTLM et du NTU- $\epsilon$ . Dans les centrales de production d'énergie, les schémas de chaudières sont représentés en contre-courant (fig. 1).

## 2. Méthode de dimensionnement

La méthode du DTLM permet de déterminer la surface d'échange en connaissant la puissance échangée ainsi que les températures d'entrée et de sortie des fluides (fluide chaud :  $T_{gi}, T_{go}$  ; fluide froid :  $T_w, T_s$ ). Cette méthode est idéale pour le dimensionnement, car l'on connaît a priori les températures de sortie. La seconde approche, celle du  $NUT - \epsilon$ , vise à calculer les températures de sortie des fluides en connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. Cette méthode, utilisant l'efficacité de l'échangeur, convient mieux à l'évaluation des performances. Ces deux méthodes peuvent également être combinées pour

analyser les variations de certains paramètres [1]. Dans notre cas, nous utilisons une méthode hybride, car nous avons un changement de phase [2].

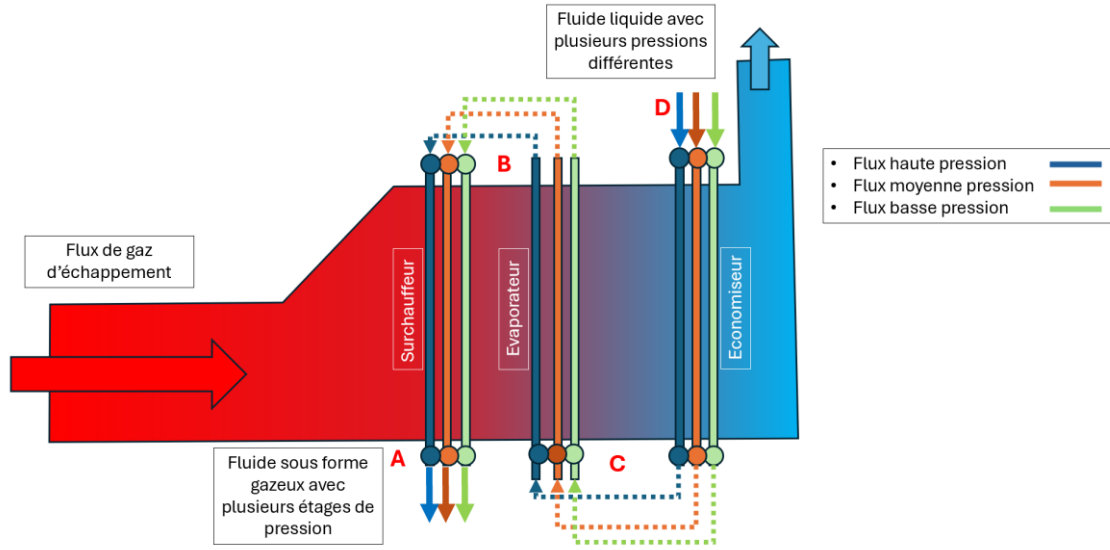


Figure 2 : Schéma de la chaudière de récupération [3]

Le dimensionnement de la chaudière nécessite la connaissance des paramètres :

- $T_{gi}$  : la température d'entrée du fluide chaud
- $T_s$  : la température d'entrée du fluide froid (liquide)
- $T_w$  : la température de sortie du fluide froid (vapeur)
- $m_s$  : le débit massique du fluide froid
- $m_g$  : le débit massique du fluide chaud
- $p_s$  : la pression du fluide froid
- $p_g$  : la pression du fluide chaud

L'objectif de l'étude est de déterminer la température de sortie du fluide chaud  $T_{go}$ , ainsi que le coefficient d'échange  $U_{SP}$  et la surface d'échange  $A_{SP}$ . Dans le cas d'un fluide monophasique le système d'équations s'écrit :

$$m_g C_{pg} (T_{gi} - T_{go}) = m_s C_{ps} (T_s - T_w) \quad (1)$$

$$m_g C_{pg} (T_{gi} - T_{go}) = F_{SP} U_{SP} A_{SP} \left\{ \frac{(T_{gi} - T_s) - (T_{go} - T_w)}{\ln \left[ \frac{T_{gi} - T_s}{T_{go} - T_w} \right]} \right\}$$

$$\text{avec } \left\{ \frac{(T_{gi} - T_s) - (T_{go} - T_w)}{\ln \left[ \frac{T_{gi} - T_s}{T_{go} - T_w} \right]} \right\} = DTLM \quad (2)$$

Dans les équations (1) et (2), les contraintes géométriques du type d'échangeur sont prises en compte avec le facteur de correction  $F_{SP}$ , la caractérisation de l'échange se fait grâce au

coefficient d'échange  $U_{SP}$  qui prend en compte la conduction et la convection, la surface de l'échangeur étant définie par  $A_{SP}$ .

Le changement de phase, se produisant à température et pression constantes (en fonction des conditions de saturation), il nécessite un apport massif d'énergie [4]. La bibliothèque C++ Coolprop fournit les valeurs de l'enthalpie aux points d'évaporation et de condensation [5]. Dans le cadre d'une chaudière de récupération, la vapeur resurchauffée est ensuite détendue dans une turbine. La figure 3 présente les différentes étapes concernant les parcours du fluide au sein de la chaudière de récupération.

La température des gaz d'échappement est une contrainte majeure, elle doit être strictement supérieure à la température du fluide à changement de phase. C'est pour cela que nous n'imposons pas la température de sortie des gaz. Un des facteurs de dimensionnement de la chaudière sera le pincement au moment de l'évaporation [5]. Ici, le système dispose de plusieurs étages de pression (fig. 2).

Les équations bilans au niveau de chaque sous-système sont les suivantes :

- Surchauffeur :

$$m_g C_{pg}(T_{gi} - T_{g1}) = m_s C_{ps}(T_s - T_{sat}) \quad (3)$$

$$m_g C_{pg}(T_{gi} - T_{g1}) = F_{SH} U_{SH} A_{SH} \left\{ \frac{(T_{gi} - T_s) - (T_{g1} - T_{sat})}{\ln \left[ \frac{T_{gi} - T_s}{T_{g1} - T_{sat}} \right]} \right\} \quad (4)$$

- Evaporateur :

$$m_g C_{pg}(T_{g2} - T_{g3}) = m_s (h_v - h_l) \quad (5)$$

$$m_g C_{pg}(T_{g2} - T_{g3}) = U_{EV} A_{EV} \left\{ \frac{(T_{g2} - T_{g3})}{\ln \left[ \frac{T_{g2} - T_{sat}}{T_{g3} - T_{sat}} \right]} \right\} \quad (6)$$

- Economiseur :

$$m_g C_{pg}(T_{g3} - T_{ge}) = m_s C_{pw}(T_{sat} - T_w) \quad (7)$$

$$m_g C_{pg}(T_{g3} - T_{ge}) = F_{EC} U_{EC} A_{EC} \left\{ \frac{(T_{g3} - T_{sat}) - (T_{ge} - T_w)}{\ln \left[ \frac{T_{g3} - T_{sat}}{T_{ge} - T_w} \right]} \right\} \quad (8)$$

La méthode de dimensionnement utilise six étapes de calculs qui s'effectuent de façon séquentielle :

1. Définir les variables du système :  $T_{gi}, T_s, T_w, m_s, m_g, p_s, p_g$
2. Déterminer les températures de saturation du fluide à changement de phase
3. Caractériser l'échangeur :

Dans un processus de modularité il est important d'imposer les conditions suivantes :

$$\text{Si } T_w < T_{sat} \text{ et } T_s > T_{sat}$$

- Alors nous avons un surchauffeur, un évaporateur et un économiseur

$$\text{Si } T_s < T_{sat}$$

- Alors nous avons un économiseur

$$\text{Si } T_s = T_w = T_{sat}$$

- Alors nous avons un évaporateur
- Sinon, nous sommes dans un cas de surchauffe

4. Calculer les enthalpies en fonction des pressions et températures de chacun des fluides
5. Calculer les chaleurs spécifiques en fonction des pressions et températures de chacun des fluides
6. Calculer l'évolution de la température du gaz et les surfaces
7. Vérifier les égalités de puissance (Equations (3), (5), et (7))

### 3. Coefficient d'échange

Le coefficient global d'échange  $U$  est fonction des nombres de Reynolds, Prandtl et Nusselt [6]. Il faut dans un premier temps déterminer les nombres de Reynolds et de Prandtl :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (9)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (10)$$

Le nombre de Nusselt est déterminé à partir des conditions d'écoulement des fluides extérieurs et intérieurs aux conduits [7,8] :

- Si  $Re < 40$  :

$$Nu = 0.969 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

- Si  $Re > 40$  :

$$Nu = 0.193 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

➤ A l'intérieur du conduit [7,8]:

- Si  $Re < 2300$  :

$$Nu = 3,66 \quad (13)$$

- Si  $Re > 2300$  :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (14)$$

Les coefficients d'échange interne et externe de chaque fluide s'écrivent [8]:

$$h_{ext} = \frac{Nu_{ext} \cdot \lambda_{ext}}{L} \quad (15)$$

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} \cdot \lambda_{int}}{L} \quad (16)$$

Finalement, pour un échangeur tubulaire, l'expression générale du coefficient d'échange global  $U$  devient [8] :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{mat}} \quad (17)$$

$$\frac{1}{U} = R_{conv,ext} + R_{conv,int} + R_{cond} \quad (18)$$

#### 4. Résultats

Dans cette section, nous présentons les résultats de la méthode de modélisation de la chaudière de récupération en fonction de différents paramètres d'entrée et de l'évolution du coefficient d'échange. Afin d'obtenir l'évolution de la température d'échange, nous calculons dans un premier temps les états thermodynamiques du fluide aux points A, B, C et D (fig. 2). Ensuite, nous appliquons une discrétisation afin de pouvoir suivre l'évolution de la température de manière précise au sein de chaque sous-système. De plus, la surface d'échange dépend de la longueur de l'échangeur ainsi que du nombre de tubes.

Variables	Cas 1	Cas 2
	Un étage de pression	Plusieurs étages de pression
$T_{gi}$ (K)	673,15	923,15
$T_s$ (K)	$T_{gi} - 60$	$T_{gi} - 60$ ; $T_{gi} - 80$ ; $T_{gi} - 100$
$T_w$ (K)	293,15	273,15 ; 293,15 ; 303,15
$P_s$ (bar)	30	150 ; 50 ; 30
$P_g$ (bar)	1	1
$m_g$ (kg.s <sup>-1</sup> )	300	500
$m_s$ (kg.s <sup>-1</sup> )	22	20 ; 10 ; 30
Section de passage (m <sup>2</sup> )	25	25

Tableau 1 : Données d'entrée pour les deux cas d'étude : Cas 1 avec changement de phase et Cas 2 à plusieurs étages de pression qui co-existent dans la chaudière

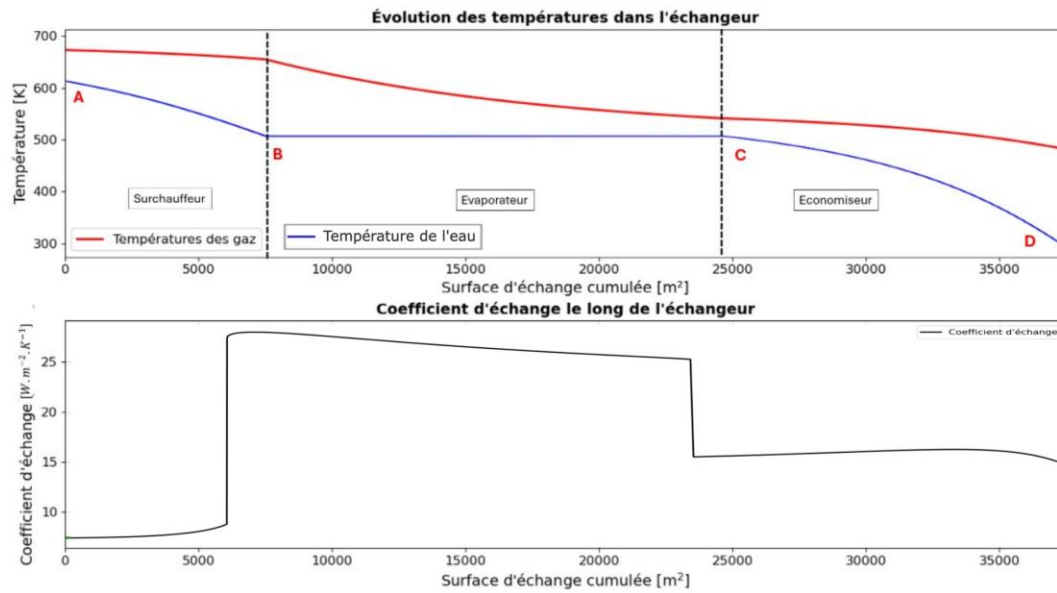


Figure 3 : Evolution de la température et du coefficient d'échange le long de l'échangeur (cas 1 avec changement de phase)

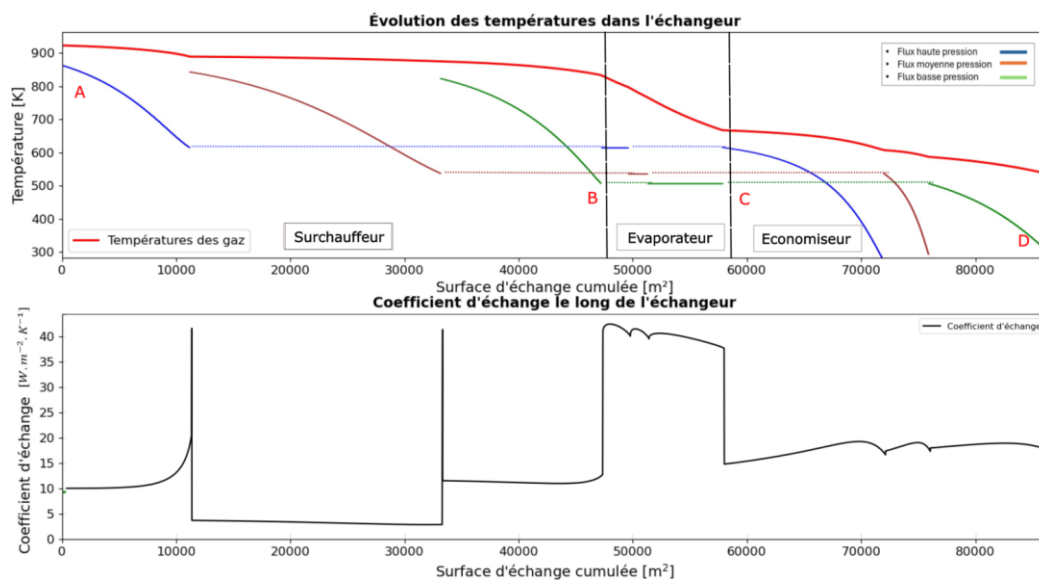


Figure 4 : Evolution de la température et du coefficient d'échange le long de l'échangeur (cas 2 avec plusieurs étages de pression)

Les résultats de la méthode de calcul montrent une évolution de la température le long de l'échangeur. Nous pouvons voir sur les courbes de la figure 4 que l'eau atteint sa température de consigne pour une surface d'échange correspondante. Cependant, le calcul du coefficient d'échange reste discutable en raison de l'existence de nombreuses corrections pour obtenir une estimation précise. En particulier, les effets de fouling (encrassement) caractérisent l'accumulation de dépôts sur les surfaces d'échange, ce qui diminue l'efficacité du transfert de chaleur en augmentant la résistance thermique. De plus, les aspects géométriques de l'échangeur, tels que la disposition des tubes, les espacements entre eux et la configuration des flux (contre-courant, co-courant, flux croisés), influent sur le coefficient d'échange et nécessitent des ajustements spécifiques [9]. Le facteur de correction F a été fixé par défaut à 1,

ce qui ne reflète pas la réalité car  $F$  varie en fonction des conditions d'écoulement et des caractéristiques de l'échangeur. Cette simplification conduit à une estimation plus faible du coefficient d'échange. Par ailleurs, la température du gaz d'échappement diminue fortement lorsqu'on entre dans le domaine diphasique, ce qui est cohérent avec les caractéristiques thermodynamiques de l'eau, où la présence de phases liquide et vapeur modifie le profil de température de manière significative. Dans notre cas de figure, le coefficient d'échange calculé est assez faible, illustrant la faible capacité de l'air à transférer la chaleur efficacement. En effet, l'air est par définition un mauvais fluide caloporteur en raison de sa faible densité et faible conductivité thermique.

## 5. Conclusion

La méthode de modélisation présentée dans cette étude offre un cadre pour calculer la surface d'échange d'une chaudière de récupération. La discrétisation de la méthode permet d'analyser l'évolution des températures le long de l'échangeur et de déterminer la surface d'échange associée. Cependant, il serait pertinent d'examiner l'impact du nombre de discrétisations ainsi que de tester différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt. Enfin, des éléments tels que le facteur de correction  $F$  et la section de passage doivent également être pris en compte afin d'affiner la méthode de calcul et d'améliorer la précision dans l'estimation de la surface d'échange.

## Références

- [1] A. Bontemps *et al.*, « Échangeurs de chaleur - Définitions et architecture générale », *Therm. Pour L'industrie*, févr. 1994, doi: 10.51257/a-v1-b2340.
- [2] S. Chantasiriwan, « Determination of optimal total area of heat recovery steam generator », *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 53, p. 103909, janv. 2024, doi: 10.1016/j.csite.2023.103909.
- [3] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, et S. A. Tassou, « Waste heat recovery technologies and applications », *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, p. 268-289, juin 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017.
- [4] P. Jolly, « Contribution à l'étude du changement de phase liquide-vapeur dans des capillaires micrométriques en vue des applications aux étanchéités statiques », Theses, Université de Poitiers, 2004. [En ligne]. Disponible sur: <https://theses.hal.science/tel-00008547>
- [5] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, et V. Lemort, « Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp », *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, n° 6, p. 2498-2508, févr. 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [6] R. Leleu, « Transferts de chaleur », *Opérations Unit. Génie Réaction Chim.*, juin 1992, doi: 10.51257/a-v1-j1080.
- [7] J. Padet, *Echangeurs thermiques. Methodes Globales De Calcul Avec 11 Problemes Resolus (2<sup>ème</sup> Edition)*. Decitre, 2012.
- [8] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, et Y. I. Cho, Éd., *Handbook of heat transfer*, 3rd ed. in McGraw-Hill handbooks. Chicago, Ill: McGraw-Hill Education LLC, 1998.
- [9] M. M., « Fouling of Heat Transfer Surfaces », in *Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems*, A. Belmiloudi, Éd., InTech, 2011. doi: 10.5772/13696.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent exprimer leur gratitude à l'Ecole Universitaire de Recherche EIPHI (contrat ANR-17-EURE-0002) et la Région Bourgogne Franche-Comté pour avoir soutenu ce travail. Cette étude a été financée par la société NEEEXT ENGINEERING.