

Dispositif pour détecter la formation de dépôts via un changement de résistance thermique

Fouling detecting device by thermal resistance measurement

Nathan RICHERMOZ^{1*}, Quynh Trang PHAM¹, Zoé ANXIONNAZ-MINVIELLE^{1*}, Laurent BOUVIER², Guillaume DELAPLACE²

¹Grenoble Alpes, CEA, LITEN, France

²Univ. Lille, CNRS, INRAE, Centrale Lille Institut, UMR 8207 - UMET, France

^{*}(auteur correspondant : nathan.richermoz@cea.fr / zoe.minvielle@cea.fr)

Résumé - Après une étude théorique du comportement d'un capteur pour détecter de l'encrassement, des résultats expérimentaux sont présentés. Ils sont comparés avec des calculs analytiques pour un cas sans encrassement. Des écarts importants (rapport 2 à 3) sont présents et des hypothèses d'amélioration du dispositif sont énoncées. Plusieurs hypothèses sont levées par calcul direct et simulations numériques. Le dispositif de mesure est prometteur mais nécessite plus d'ajustements pour mesurer un dépôt encrassant.

Abstract - After a theoretical study of the behavior of a fouling detection sensor, experimental results are presented. They are compared with analytical calculations for a case without fouling. Significant differences (ratio 2 to 3) are observed and assumptions for improvement of the system are stated. Several assumptions are solved by direct calculation or CFD calculations. The measuring device is promising but requires more adjustment to measure a fouling deposit.

Nomenclature

C_p	Capacité thermique, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D_h	Diamètre hydraulique, m
h	Coefficient convectif, $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$
hyp	hypothèse
N	Nombre d'élément
Nu	Nombre de Nusselt
P	Puissance électrique, W
Pr	Nombre de Prandtl
Q_v	Débit volumique, $m^3 \cdot s^{-1}$
r	rayon, m
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
R_t	Résistance thermique, $K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$
R_Ω	Résistance électrique, Ω
S	Surface, m^2
T	Température, K
y	épaisseur, m

Symboles grecs

α	coefficient de thermorésistivité, K^{-1}
β	Dilatation thermique volumétrique, K^{-1}
η	Viscosité dynamique, $Pa \cdot s$
λ	Conductivité thermique, $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$
φ	Flux thermique, $W \cdot m^{-2}$

Indices et exposants

c	consigne
ext	extérieur
f	encrassement
fl	fluide
int	intérieur
$isol$	isolant
p	paroi
s	sonde
w	tube
0	valeur de référence

1. Introduction

L'encrassement concerne les phénomènes de dépôt non désiré d'un matériau sur une paroi. Dans les procédés industriels avec transport de fluide et/ou transfert de chaleur, l'encrassement est responsable de pertes d'efficacité aussi bien thermique qu'hydraulique [1]. Efficacité thermique car l'encrassement ajoute une résistance thermique de conduction au système ; et hydraulique car l'encrassement conduit à une réduction des sections de passage et à une modification des états de surface. L'impact de l'encrassement est estimé à 0,25% du produit intérieur brut des pays industrialisés en termes de coût [2], et peut représenter une augmentation de la consommation d'eau du procédé jusqu'à 50% [3], une augmentation du temps d'arrêt de fonctionnement des installations (jusqu'à 20% pour l'industrie laitière [4]), ou encore à un surdimensionnement des surfaces d'échange (+29% pour certaines chaudières [5]). Actuellement les procédures de nettoyage sont effectuées selon une approche conservatrice : nettoyage/remplacement en avance du colmatage et arrêt du nettoyage en retard par rapport à un retour à un état propre. Très souvent le suivi de l'encrassement est effectué par des mesures globales aux bornes de l'installation (Débits & températures des fluides caloporteurs et du produit à traiter qui permettent de déduire les puissances thermiques apportées pour obtenir une température cible de produit) aux bornes de l'installation plutôt que par des mesures locales. Ainsi un dispositif « local » dédié à la détection de l'encrassement permettra d'adapter les opérations de maintenance à l'état d'avancement effectif de l'encrassement.

Parmi les méthodes de mesure de l'encrassement, les méthodes globales ne permettent pas d'apprécier l'étendue d'un dépôt encrassant dans les zones d'intérêt et la détection est tardive car un phénomène local doit être intense pour que son effet soit global (jusqu'à un éventuel colmatage). Pourtant ce sont les méthodes les plus employées car les capteurs globaux de pression et température sont généralement déjà présents dans les installations et peu intrusives. Ainsi les méthodes locales tentent de lever ces contraintes. Une fois placées sur les zones d'intérêt elles permettent de détecter précocement un encrassement. Cependant, les méthodes locales demandent des phases de calibration longues et spécifiques [6]. Le dispositif présenté est une méthode locale et a pour ambition de ne pas nécessiter de calibration au processus.

2. Dispositif de mesure par thermistance

La sonde de mesure consiste en deux couches de Kapton (25 μm d'épaisseur chacune) isolant une couche de Nickel (12 μm). Le Nickel est déposé en une piste comme présenté Figure 1.



Figure 1: Implantation du dispositif sur une conduite (gauche) zoom sur une sonde (droite)

La sonde est ensuite fixée sur une surface d'intérêt (Figure 1 gauche). Celle-ci pouvant très bien être au contact du fluide grâce à l'isolation électrique créée par le Kapton ou à l'air libre pour des questions de biocompatibilité. La procédure de mesure consiste à utiliser les propriétés thermorésistives du Nickel pour :

- Dissiper une puissance électrique (0 à 48 W) via un courant électrique (0 à 2 A) constant ;
- Mesurer la valeur de résistance électrique correspondante (autour de 15 Ω).

La puissance thermique dissipée produit un échauffement autour de la sonde. Son amplitude dépend de l'environnement thermique. Or, par les propriétés thermo-résistives du Nickel, la température et la résistance électrique de la sonde sont liées. Ainsi une modification de l'environnement thermique de la sonde (et notamment un encrassement côté produit à traiter thermiquement) est détectable via la tension aux bornes de la sonde. Une fois le régime permanent atteint, la tension aux bornes de la sonde est mesurée. La puissance électrique et la résistance électrique sont ensuite déduites. Cependant, afin de gagner en fiabilité de mesure, une mesure est constituée de plusieurs paliers successifs de courant électriques. Un compromis est à trouver dans le choix du protocole de mesure parmi :

- Une durée des paliers de courant longue suffisante pour atteindre le régime permanent ;
- Un grand nombre de paliers pour améliorer la précision de la mesure ;
- Une durée de mesure courte pour garantir un environnement thermique stable ;
- Une intensité de courant faible pour ne pas initier d'encrassement supplémentaire au niveau de la sonde induit par le protocole de détection de l'encrassement.

Soit un tube équipé d'une sonde (cf. Figure 1), de longueur suffisante devant son rayon pour considérer que les échanges thermiques sont uniquement radiaux. Dans ce tube un écoulement d'un fluide générant un dépôt d'encrassant a lieu. L'épaisseur de la sonde, y_s , est négligée. Cette sonde dissipe une puissance vers le tube. Cette configuration ainsi que les grandeurs caractéristiques sont présentées Figure 12 et Tableau 1.

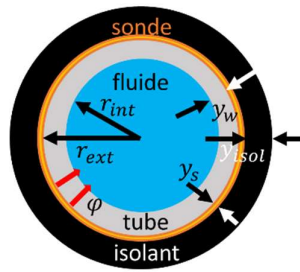


Figure 2: Cas d'étude 1D axisymétrique

	Conductivité thermique $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$	Epaisseur mm
Acier	16	1.0
Bande adhésive	0.33	0.089
Kapton	0.12	0.025
Nickel	91	0.012
Isolant	0.033	19

Tableau 1 : conductivité et épaisseurs des couches modélisées

Ainsi d'après les auteurs [7], la pente initiale de la tangente locale à la courbe décrivant l'évolution de résistance électrique avec la puissance électrique dissipée est proportionnelle à des constantes caractéristiques de la sonde (Résistance électrique à 0°C et thermorésistance) et à la résistance thermique de l'environnement de la sonde :

$$\frac{\partial R_{\Omega}}{\partial P} = \frac{R_{\Omega,0} \cdot \alpha \cdot R_t}{S_{ext}} \quad (1)$$

Avec :

$$R_t = \frac{r_{int} \cdot \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{\lambda_w} + \frac{r_{fl} \cdot \ln\left(\frac{r_{int}}{r_{fl}}\right)}{\lambda_f} + \frac{1}{h} \quad (2)$$

Où r_{fl} est le rayon de la conduite encrassée : $r_{fl} = r_{int} - y_f$. Dans cette équation, la résistance thermique totale, R_t , est la somme des résistances thermiques respectives de conduction dans le tube, dans la couche encrassée et de convection dans le fluide. La résistance

de conduction de la couche encrassée est nulle en absence d'encrassement. La mesure de $\frac{\partial R_{\Omega}}{\partial P}$ est réalisée par :

$$\frac{\partial R_{\Omega}}{\partial P} = \frac{\sum_i \left(P_i - \frac{\sum_i P_i}{N} \right) \cdot \left(R_{\Omega,i} - \frac{\sum_i R_{\Omega,i}}{N} \right)}{\sum_i \left(P_i - \frac{\sum_i P_i}{N} \right)^2} \quad (3)$$

Où l'indice i dénote la valeur associée, une fois le régime permanent atteint, de chaque palier de courant.

3. Installation expérimentale

Afin de tester le développement théorique d'exploitation de la sonde, le dispositif expérimental de la Figure 1 est utilisé :

L'installation comporte :

- Un bain d'eau déminéralisée régulé en température ($T_c = 0 - 90^{\circ}\text{C}$) équipé d'une pompe ($Q_v = 3 - 33 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$),
- Un débitmètre magnétique FT01 ($Q_v = 0 - 1000 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$),
- Un thermocouple TT01 ($T_{\infty}(0) = 0 - 100^{\circ}\text{C}$) en entrée de section d'essai,
- Une manchette (Figure 1) interchangeable de 300 mm de long, de diamètre intérieur de 12 mm et d'épaisseur de tube de 1 mm.

4. Résultats expérimentaux

La sonde employée est fixée sur un périmètre complet de la manchette et sur une longueur de 28 mm à l'aide d'un adhésif à base de cuivre ($3\text{M } 1182 R_{scotch} = 2,7 \cdot 10^{-4} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$). Les essais sont effectués à des nombres de Reynolds de 10^4 à 10^5 et il n'y a, dans un 1^{er} temps, aucune couche de dépôt encrassant. La sonde utilisée possède une résistance à 0°C de $R_{\Omega,0} = 12,43 \Omega$ et un coefficient de thermorésistance de $\alpha = 0,0068 \text{ K}^{-1}$. La couche de Kapton isolant électriquement la piste résistive en Nickel de la sonde a une épaisseur de $25 \mu\text{m}$ et une conductivité de $0,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Ainsi, sa résistance thermique est $R_{kapton} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ K} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1}$. Il est possible de prédire les mesures par équations analytiques d'après (2) et la corrélation (5) de Colburn ($Re > 10\,000$) [8], sans dépôt encrassant (à noter que des résistances thermiques de conduction ont été ajoutées pour le scotch et le Kapton) :

$$R_t = r_{int} \left(\frac{\ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)}{\lambda_w} + \frac{2}{\lambda_{fl} \cdot Nu} \right) + R_{scotch} + R_{kapton} \quad (4)$$

$$Nu = 0,0023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

Connaissant le débit et la température d'entrée pour chaque point expérimental, il est possible de calculer, d'après (2), la résistance thermique théorique que doit mesurer le dispositif. La Figure 3 représente le ratio des résistances thermiques. Le numérateur est calculé analytiquement par l'équation (2) et le dénominateur est mesuré expérimentalement puis déduit de l'équation (1).

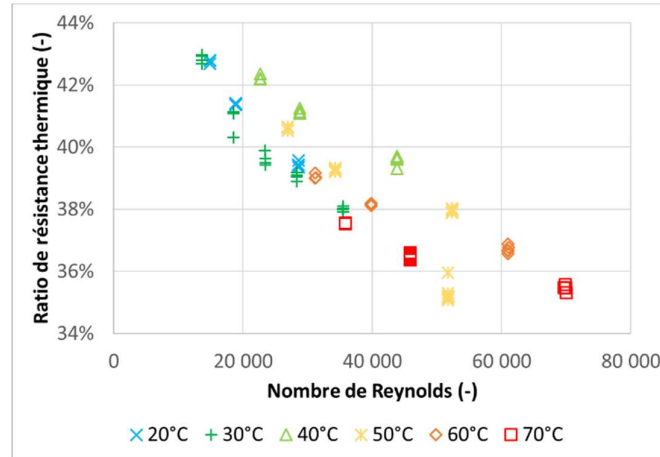


Figure 3 : Ratio des résistances thermiques selon la méthode de calcul employée (analytique sur expérimental) pour différents nombres de Reynolds selon les températures de consigne du bain.

Comme présenté Figure 3, une erreur importante (d'un facteur 2 à 3) est faite dans la détermination de la résistance thermique du système étudié. Cette erreur peut être due à plusieurs hypothèses :

1. Dans ce même calcul, aucune résistance thermique additionnelle de contact n'est considérée comme par exemple une couche d'air entre la bande adhésive et la paroi du tube,
2. Les déperditions axiales et radiales vers le milieu ambiant ont été considérées comme négligeables,
3. L'échauffement du fluide est considéré négligeable devant celui de la sonde,
4. La surface sur laquelle est appliquée la puissance lorsque le tube est nu et lorsque la bande adhésive et le Kapton sont présents est considérée identique,
5. La surface d'application de la puissance a été considérée comme étant celle de la sonde entière, or la piste de Nickel ne recouvre qu'une partie de cette surface.

Pour l'hypothèse 1., la détermination des résistances de contact est difficile à estimer expérimentalement et cela ne peut pas être la seule cause d'erreur car une résistance de contact ne dépend pas de la température. L'utilisation d'une bande adhésive tend à minimiser cette potentielle résistance de contact. Pour la deuxième hypothèse, un calcul de pertes est effectué par modélisation numérique dans le paragraphe suivant. Concernant l'échauffement du fluide, par application numérique d'un point à $T_c = 30^\circ\text{C}$ et $Re = 14 \cdot 10^3$ (cas pessimiste), l'échauffement est de $5 \cdot 10^{-5}^\circ\text{C}$. L'hypothèse 3. est donc valable car l'échauffement de la surface de la sonde est de $33,5^\circ\text{C}$. A propos de la quatrième hypothèse, l'épaisseur du scotch est de $88,9 \mu\text{m}$ et celle du Kapton de $25 \mu\text{m}$. Ainsi la différence relative de périmètre est de :

$$hyp_4 = \frac{y_{scotch} + y_{kapton}}{r_{ext}} = \frac{0,0889 + 0,025}{7} = 1,6\% \quad (6)$$

L'erreur acceptable, inférieure à 5% confirme l'hypothèse 4. Concernant la dernière hypothèse, des calculs de modélisation numérique seraient nécessaires.

5. Simulation numérique

Une simulation numérique est ici présentée afin de quantifier la seconde hypothèse. Cette simulation est effectuée avec Ansys Fluent 2024R2 entre l'entrée et la sortie de la manchette. La géométrie consiste en deux volumes de 150 mm de long, un pour le fluide (eau pure) et un

pour le tube d'acier de diamètre intérieur 12 mm et d'épaisseur 1 mm. Après une étude de sensibilité au maillage, le maillage retenu comporte 1,8 millions de mailles poly-hexcores, comme illustré sur la Figure 4.

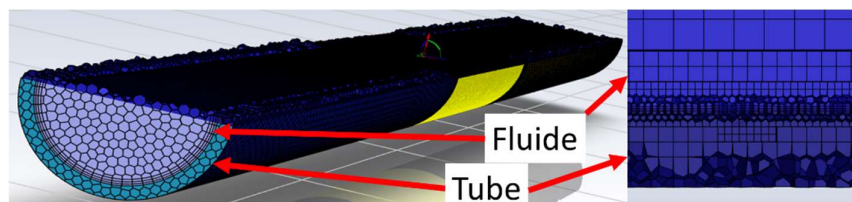


Figure 4: Maillage de la simulation numérique globale (gauche) (la surface de sonde comprenant les couches de bande adhésive et de Kapton est en surbrillance jaune) et zoomé sur une paroi de la sonde (droite)

Le modèle de turbulence SST k-oméga est utilisé, ainsi que les propriétés constantes en température (28°C) et pression (1 bar) pour de l'eau liquide. Les conditions aux limites suivantes sont appliquées :

- Vitesse d'entrée du fluide : $1.94 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,
- Température d'entrée du fluide : 28.8°C ,
- Pression relative de la sortie du fluide : 0 Pa ,
- Température du milieu ambiant : 18°C ,
- Puissance totale générée dans la couche de Nickel : 4.92 W ,

Coefficient d'échange convectif entre la paroi de l'isolant et le milieu ambiant : $h_{air} = 4.45 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$, (cf. Tableau 2). Afin de déterminer le coefficient d'échange convectif, il est nécessaire de faire une première estimation de la température de paroi externe de l'isolant à 26°C . Ainsi d'après [9] :

$$Nu_{air} = 0.54 \cdot Ra_{air}^{0.25} \quad (7)$$

En utilisant les propriétés de l'air de la base de données de Fluent et avec les données de l'environnement de la sonde il vient que :

	λ_{air}	$C_{p,air}$	ρ_{air}	β_{air}	η_{air}	T_∞	$D_{h,isol}$	h_{air}
	$\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	K^{-1}	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	$^\circ\text{C}$	mm	$\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$
Air	0,0242	$1,01\cdot 10^3$	1,23	$3,43\cdot 10^{-3}$	$1,79\cdot 10^{-5}$	18	60	4,45

Tableau 2 : Propriétés de l'air estimée à 26°C et données de calcul

Il est à noter que l'option 'coques' de Fluent conduit à négliger la conduction axiale au sein de l'isolant. Ainsi, les résultats de simulation sont :

	Débit massique d'entrée	Température de la sonde (Nickel)
	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$^\circ\text{C}$
Simulation numérique	0,216	31,2
Expérience	0,219	39,9
Erreur relative	-1,19%	

Tableau 3 : Premiers résultats de simulation et comparaison à l'expérience de référence

L'hypothèse d'une température de paroi externe de l'isolant de 26°C a été faite. Pour les surfaces suivantes, la simulation converge vers :

- Température au-dessus de la sonde : 26.6°C
- Température en amont de la sonde : 25.6°C

- Température en aval de la sonde : 25.7°C

L'hypothèse prise pour le calcul du coefficient de convection est donc validée. Le profil des températures moyennes dans les couches où se trouve la sonde est présenté Figure 5.

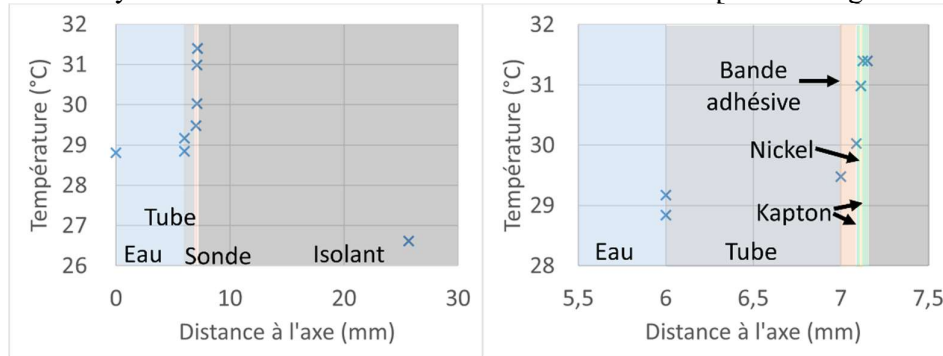


Figure 5 : Température dans les différentes couches simulées, global (gauche) et zoomé (droite)

Le profil des températures dans une coupe où se situe la sonde donne des perspectives intéressantes :

- Les épaisseurs de Kapton intérieure, extérieure et de la bande adhésive conduisent à des différences de température entre leurs faces internes et externes de respectivement 0,95 ; 0,0018 et 0,55°C. Ainsi les couches de Kapton intérieures et de bande adhésive ne peuvent pas être négligées dans le calcul de la résistance thermique ;
- La différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie de la conduite est négligeable ce qui confirme l'hypothèse 3.

La simulation numérique donne également accès au bilan des puissances thermiques, comme présenté Figure 6

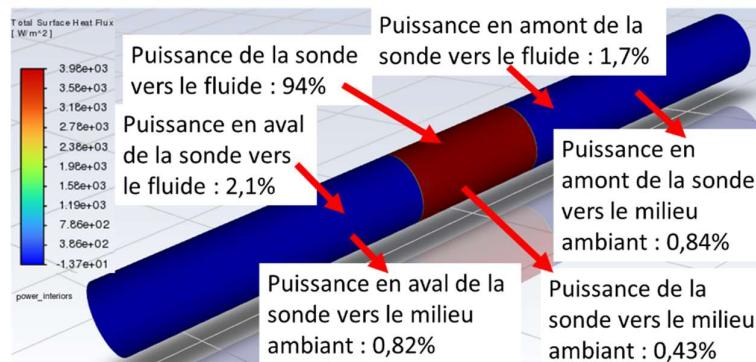


Figure 6 : Flux de chaleur échangé avec le fluide (coloration) et bilan des puissances vers le fluide et le milieu ambiant

Le bilan des puissances permet, pour ce cas de figure, de déterminer que 94% de la puissance thermique dissipée par la sonde l'est en effet par le fluide en vis-à-vis de la sonde. Dans ces conditions opératoires, l'effet de dissipation axiale du flux thermique dans les parois du tube n'est pas du premier ordre mais il conviendra d'en tenir compte dans de futurs travaux pour améliorer la précision de mesure de la sonde et ce d'autant plus que la résistance thermique due aux dépôts augmente.

6. Conclusions et perspectives

Un dispositif de mesure de l'encrassement à partir de la mesure d'une résistance thermique a été présenté. Ce dispositif repose sur les propriétés thermorésistives du Nickel pour mesurer une variation de température suite à une dissipation de puissance thermique. Cette variation de température renseigne sur le changement d'environnement thermique. Un modèle analytique a été développé, reposant sur plusieurs hypothèses. Une installation expérimentale a permis de vérifier le fonctionnement du dispositif dans des conditions contrôlées sans encrassement. Un écart d'un facteur deux à trois existe entre le signal de sonde expérimental et les modélisations théoriques. Ainsi les différentes hypothèses ont été quantifiées analytiquement et grâce à un modèle numérique. Ce calcul CFD a permis d'estimer que 94% du flux dissipé par la sonde l'était par le fluide en vis-à-vis (hypothèse d'un flux thermique 2D valide).

Il convient néanmoins d'établir un modèle dépendant des conditions thermo-hydraulique et ambiante pour considérer le flux réellement dissipé par le fluide en vis-à-vis de la sonde, l'hypothèse d'un flux thermique 2D étant probablement de moins en moins vraie au fur et à mesure du développement des couches de dépôt encrassant. Egalement, une simulation numérique afin de valider la bonne homogénéisation de la dissipation thermique de la sonde à l'intérieure de celle-ci est nécessaire. Ces étapes sont préalables afin d'obtenir un signal de sonde fidèle aux modèles théoriques avant de réaliser des expériences en encrassement maîtrisé puis réel.

References

- [1] W. Augustin, L. F. Melo, and D. I. Wilson, "Towards a common taxonomy for heat exchanger fouling and cleaning," 2024. <https://heatexchanger-fouling.com/wp-content/uploads/2024/11/13.-Wolfgang-et-al-2024-04-22-25.pdf>, ISBN: 978-0-9984188-3-4
- [2] "Overview of Conference Series," Heat Exchanger Fouling and Cleaning. Accessed: Oct. 07, 2024. [Online]. Available: <https://heatexchanger-fouling.com/about-conference-series/>
- [3] I. Olmstead, P. Prasad, J. Gaffel, N. Price, R. Pagan, and M. Kauter, "Ecoefficiency for the Dairy Processing Industry." 2019.
- [4] B. Jude and E. Lemaire, "Optimising clean-in-place processes in food and beverage operations: Part 1 Optimising clean-in-place processes in food and beverage operations: Part 1 :: Process Online." Accessed: May 17, 2024. [Online]. Available: <https://www.processonline.com.au/content/process-control-systems/article/optimising-clean-in-place-processes-in-food-and-beverage-operations-part-1-760888516>
- [5] Z. M. Xu, S. R. Yang, S. Q. Guo, H. Zhao, B. Qi, and Z. B. Zhang, "Costs due to utility boiler fouling in China," *Heat Transfer—Asian Res.*, vol. 34, no. 2, pp. 53–63, 2005, doi: 10.1002/htj.20051.
- [6] E. Wallhäußer, M. A. Hussein, and T. Becker, "Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry," *Food Control*, vol. 27, no. 1, pp. 1–10, 2012, doi: 10.1016/j.foodcont.2012.02.033.
- [7] Q. T. Pham, F. Ducros, and Z. Anxionnaz-Minvielle, "Local thermal resistance measurement device for fouling detection," 2024, <https://heatexchanger-fouling.com/wp-content/uploads/2024/11/1.-Pham-et-al-2024-04-26.pdf>, ISBN: 978-0-9984188-3-4.
- [8] A. P. Colburn, "A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 7, no. 12, pp. 1359–1384, Dec. 1964, doi: 10.1016/0017-9310(64)90125-5.
- [9] W. H. Mc adams, *Transmission de la chaleur*, Dunod. Paris, 1964.