

# Optimisation thermo-économique de l'encrassement d'un échangeur thermique

Sandra DJIMI<sup>1</sup>, Jean Mathurin NZIKOU<sup>1</sup>, Abdelhamid KHEIRI<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup> *Université Marien NGOUABI, ENSP, LGPI, BP-69, Brazzaville, République du Congo*

<sup>2</sup> *Université de Lorraine, LEMTA, UMR 7563, Vandoeuvre-lès-Nancy, F-54500, France*

<sup>3</sup> *CNRS, LEMTA, UMR 7563, Vandoeuvre-lès-Nancy, F-54500, France*

---

**Résumé** : Sur la base d'une analyse dynamique du phénomène d'encrassement des échangeurs thermiques nous proposons dans cette étude un modèle permettant l'optimisation de la durée de fonctionnement de l'échangeur soumis à encrassement avant son arrêt pour nettoyage. L'originalité de ce travail réside dans le fait que le critère que nous utilisons pour notre optimisation est un critère thermo-économique. Ce dernier prend en considération d'une part la dynamique des transferts thermiques au sein de l'échangeur, qui sont par essence décroissants au fil du temps en raison de l'encrassement, et d'autre part les coûts liés à la mise en place de l'échangeur, à son nettoyage, aux coûts générés par l'arrêt de l'installation dont fait partie l'échangeur, ainsi que le coût des pertes d'énergie engendrées par le mauvais fonctionnement de l'échangeur en raison de son encrassement. Nous détaillons ici la démarche adoptée sur les plans thermiques et thermo-économiques qui nous a permis de mettre en place ce modèle.

**Mots clés** : encrassement, échangeurs thermiques, critère thermo-économique, optimisation

---

## NOMENCLATURE

A : coût de l'arrêt (€/s)	$\dot{m}$ : Débit massique (kg.s <sup>-1</sup> )
$\beta_c$ : Quotient calorifique (-)	$\mu$ : viscosité dynamique Pa.s
$\beta_{co}$ : Quotient calorifique initial (-)	$N_c$ : Nombre de cycles dans l'année (-)
$C_n$ : Coût unitaire du nettoyage (€)	$Nu$ : Nombre de Nusselt (-)
$Ch_x$ : Coût de l'échangeur (€)	$NTU$ : nombre d'unités de transfert (-)
$C_e$ : Coût de l'énergie (€/kWh)	$Pr$ : Nombre de Prandtl (-)
$C_p$ : Chaleur spécifique (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\dot{q}$ : Puissance thermique (W)
$\delta$ : Épaisseur du dépôt (m)	$\rho$ : Densité (kg.m <sup>-3</sup> )
$D_i$ : Diamètre interne du tube (m)	$Re$ : Nombre de Reynolds (-)
$\varepsilon$ : Efficacité de l'échangeur thermique	$Ra$ : Recette annuelle (€)
$ec$ : Énergie échangée durant un cycle (J)	$R_f$ : Résistance de l'encrassement (m <sup>2</sup> .K. W <sup>-1</sup> )
$E$ : énergie échangée durant toute l'année (Kwh)	$r_i$ : Rayon interne (m)
$\Delta T_{max}$ : Différence de température maximale (°C)	$Se$ : Section transversale du tube extérieur (m <sup>2</sup> )
$hi$ : Coefficient de transfert convectif interne (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	$t_1$ : Durée de fonctionnement (s)
$he$ : Coefficient de transfert convectif externe (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	$t_2$ : Durée de nettoyage (s)
$Kg$ : Coefficient d'échange global (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	
$L$ : Longueur du tube (m)	
$\lambda d$ : Conductivité thermique du dépôt (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	

## I. INTRODUCTION

L'échangeur de chaleur est un appareillage omniprésent et important dans presque tous les procédés industriels, Car toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique [1]. Toutefois, l'encrassement dans les échangeurs thermiques est un problème sérieux et

complexe au quel se heurtent les ingénieurs dans l'industrie depuis longtemps. Il génère une résistance au transfert thermique et se traduit par une perte de performance assez importante. En effet, le dépôt de particules croît avec le temps sur la surface d'échange et est à l'origine d'une diminution du flux thermique échangé, d'une augmentation des pertes de charges et d'une augmentation des coûts d'exploitation.

Quelques études montrent que les coûts additionnels imposés par l'encrassement des échangeurs thermiques dans l'industrie peuvent être classés en quatre catégories majeures [2] qui sont :

- Augmentation des dépenses du capital
- Coûts de l'énergie
- Coûts de la maintenance (nettoyage,...)
- Coûts de pertes de production et coûts liés à l'environnement

Une étude faite par Van Nostrand en 1981 montre que les coûts d'encrassement sont de l'ordre de  $10^7$  \$/an pour une raffinerie de  $10^5$  barils de pétrole brut/jour [3].

Ainsi dans un souci d'amélioration continu de l'efficacité, il est nécessaire d'éliminer ce dépôt encrassant en procédant à un nettoyage périodique des parois de l'échangeur. La question qui se pose alors serait de savoir à quelle fréquence il faut réaliser ces travaux de nettoyage ?

Ebert et Panchal, cités dans ([4], [5]) ont introduit un concept de « seuil d'encrassement », ils ont proposé un modèle de prédiction du seuil d'encrassement pour quantifier et éliminer le dépôt encrassant dans le traitement du pétrole brut. Le seuil d'encrassement est considéré comme étant le maximum de la température de la paroi pour une vitesse d'écoulement donnée en dessous de laquelle une déposition significative ne peut prendre place. Ce modèle a été développé ces dernières années par plusieurs scientifiques. Cependant, ce modèle ne prend pas en compte le fait que la puissance échangée doit être maximale au moment de l'arrêt pour nettoyage.

A. Bejan [6] a lui montré dans ses travaux qu'une séquence optimale marche/arrêt existe dans le fonctionnement des machines thermiques (motrices ou réceptrices). Ce qui revient à dire qu'un temps optimal de fonctionnement doit être déterminé pour nettoyer l'équipement alors que la puissance échangée est maximale.

En 1998, LR Schaal cité dans [7] reprend les travaux de A. Bejan, et propose une démarche dans elle a optimisée une puissance moyenne échangée durant un cycle de fonctionnement complet marche/arrêt d'un échangeur.

#### A. Modèles d'encrassement

Dans ce cas, si nous considérons que l'évolution du dépôt est homogène et uniforme avec une épaisseur d'encrassement  $\delta(t)$ , nous aurons une résistance thermique surfacique additionnelle

La présente étude vise à optimiser la durée du fonctionnement de l'échangeur soumis à l'encrassement avant arrêt pour nettoyage sur la base d'un critère thermo-économique. Il paraît donc judicieux d'optimiser d'une part la dynamique des transferts thermiques au sein de l'échangeur et d'autre part, les coûts qui lui sont associés. En effet, plusieurs auteurs soulignent que l'optimisation sur une base purement thermique est limitée, l'aspect économique, ou financier, doit être également pris en compte. Car le but de l'utilisation d'un échangeur thermique en Industrie est de récupérer un maximum d'énergie thermique d'un fluide chaud pour le transférer vers un fluide froid. L'encrassement vient limiter cette opération et l'arrêt pour nettoyage doit se faire dans des conditions optimales qui sont un compromis à trouver entre les coûts d'investissement et les coûts opératoires.

## II. METHODOLOGIE

Pour mettre en place et présenter notre modèle de manière claire, nous avons choisi, d'étudier le cas d'un échangeur cylindrique bi-tube concentriques à co-courant avec un régime d'écoulement laminaire avec comme fluide siège de l'encrassement, le fluide interne.

Ce fluide sera aussi le fluide limitatif, c'est-à-dire que le produit calorifique (débit\*chaleur massique) qui le caractérise sera le plus petit des deux fluides concernés dans l'échange de chaleur, comme illustré sur la figure 1 ci après :

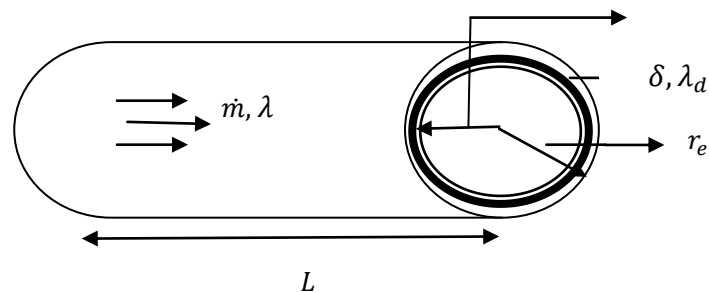


Fig. 1. Représentation de l'échangeur en géométrie cylindrique

qui viendra s'opposer à l'échange de chaleur en raison de l'encrassement qui s'écrit :

$$Rf(t) = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_i - \delta(t)}\right)}{2\pi \cdot \lambda_d \cdot L} \times S_i \quad (1)$$

L'évolution de l'épaisseur du dépôt est présentée comme suit :

$$\delta(t) = r_i \times \left\{ 1 - \frac{1}{\exp\left(\frac{\lambda d}{r_i} \times R_f(t)\right)} \right\} \quad (2)$$

Dans la littérature, nous avons noté quatre modèles de cinétique d'encrassement,  $R_f(t)$ . Le modèle de cinétique asymptotique dans lequel la résistance évolue jusqu'à ce qu'une valeur limite apparaisse [9] est représentatif de l'encrassement particulière [10]. L'expression de cet encrassement est la suivante :

$$R_f(t) = R_f^* \times \left[ 1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_e}\right) \right] \quad (3)$$

Cette évolution sera considérée comme une référence, c'est-à-dire que les autres résistances d'encrassement de types affine, racine carrée et quadratique, seront exprimées par une simplification de l'expression de la cinétique d'encrassement (3) et seront présentées de la manière suivante :

$$R_f(t) = R_f^* \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right) \quad (4)$$

#### B. Evolution de la géométrie du tube encrassé

Considérons comme surface de référence, la surface interne du tube non encrassé.

$$S_{i0} = \pi \times Di_0 \times L \quad (5)$$

1) La Surface d'échange encrassée évoluera dans le temps selon :

$$S_i(t) = S_{i0} \times \exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right) \quad (6)$$

Où B est un paramètre adimensionnel exprimé de la manière suivante :

$$B = \frac{\lambda d \times R_f^*}{r_i} \quad (7)$$

Et la section transversale du tube du tube comme non encrassé :

$$S_{e0} = \pi \times r_i^2 \quad (8)$$

Cette dernière avec l'encrassement évolue en :

$$S_e(t) = S_{e0} \times \left( \exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right) \right)^2 \quad (9)$$

Le diamètre interne du tube sera donc :

$$Di(t) = Di_0 \times \exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right) \quad (10)$$

#### C. Echanges du tube encrassé

La résistance totale qui s'oppose à l'échange thermique entre les deux fluides, est la somme des résistances de conduction et de convection. La résistance de conduction est constituée par la résistance du tube métallique de rayons interne et externe respectivement  $r_i$  et  $r_e$ , et de la résistance d'encrassement exprimée par l'équation (4).

2) Le coefficient d'échange convectif interne (sur la surface qui est siège de l'encrassement) s'exprime par :

$$hi(t) = \frac{Nu(t) \times \lambda}{Di(t)} \quad (11)$$

En prenant la corrélation classique de Sieder et Tate pour le  $Nu$  en écoulement laminaire nous avons :

$$Nu(t) = 1.86 \times \left[ \frac{Di(t)}{L} \times Re(t) \times Pr \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{\lambda} \text{ et } Re = \frac{\dot{m} \times Di}{\mu \times Se}$$

$$hi(t) = hi_0 \times [\exp(-B \times f(t))]^{-1/3} \quad (13)$$

Si nous notons  $t_1$  la durée de fonctionnement et  $t_2$  la durée de l'arrêt, l'énergie échangée durant un cycle complet ce cycle correspond donc à :

$$ec = \int_0^{t_1+t_2} \dot{q}(t) dt \quad (14)$$

Dans le cas d'un échangeur thermique à débit massique constant, la puissance chaleur échangée est :

$$\dot{q}(t) = \dot{m} \times Cp \times \Delta T_{max} \times \varepsilon(t) = \dot{q}_{max} \times \varepsilon(t) \quad (15)$$

Avec :

$$\varepsilon(t) = \frac{1 - \exp[-(1+\beta c) \times Nut(t)]}{1+\beta c} \quad (16)$$

$$Nut(t) = \frac{Kg(t) \times S_{ref}}{(\dot{m} \times Cp)} \quad (17)$$

$$\frac{1}{Kg(t) \times S_{ref}} = \frac{1}{he \times Se} + \frac{Rcd}{S_{ref}} + \frac{Rf(t)}{S_{ref}} + \frac{1}{hi(t) \times Si} \quad (18)$$

En remplaçant les expressions de la résistance d'encrassement, de la surface, du coefficient convectif et en introduisant les paramètres adimensionnels tels que  $X_e$ ,  $A'$ ,  $A''$ ,  $L^*$ ,  $H^*$ , le  $Nut(t)$  devient [8] :

$$Nut(t) = \frac{X_e \times L^*}{H^* + L^* + A' + A'' \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)} \quad (19)$$

L'efficacité s'écrit alors :

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{1+\beta c} \times \left\{ 1 - \exp \left[ -\frac{(1+\beta c 0) \times X e \times L^*}{H^* + L^* + A' + A'' \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)} \right] \right\} \quad (20)$$

$$\text{Avec : } X e = \frac{h e \times S i o}{(m o \times C p) m i n} \quad L^* = \frac{r i}{r e} \quad H^* = \frac{h e}{h i}$$

$$A' = h e \times R c d \quad A'' = h e \times R_f^*$$

L'approche classique [8] consiste à maximiser l'énergie moyenne calorifique échangée (15) sur chaque séquence marche/arrêt d'une durée  $t_1+t_2$  on cherche donc :

$$\max(\overline{ec}) = \frac{1}{t_1+t_2} \int_0^{t_1+t_2} \dot{q}(t) dt \quad (21)$$

Cependant, cette approche ne prend pas en compte l'aspect financier du problème. En particulier elle ne prend pas en compte le coût de l'arrêt et met sur un pied d'égalité le coût de l'énergie et le coût de l'arrêt. Dans ce qui suit, en prenant en compte les expressions de l'énergie calorifique échangée (14) et qui est variable au cours du temps en raison de l'encrassement, nous établissons un modèle thermo-économique qui permet de prendre en compte à la fois les aspects thermiques et les aspects économiques du problème.

### III. APPROCHE THERMO-ECONOMIQUE

Le nombre de cycles de cycles marche/arrêt durant toute une année est :

$$N_c = \frac{365 \times 24 \times 3600}{t_1 + t_2} = \frac{3,154 \cdot 10^7}{t_1 + t_2}$$

Nous exprimons l'énergie annuelle échangée sur l'ensemble de ces cycles de la manière suivante :

$$E = N_c \times \int_0^{t_1+t_2} \dot{q}(t) dt \quad (22)$$

$$= N_c \times \dot{q}_{max} \times \int_0^{t_1+t_2} \varepsilon(t) dt \quad (23)$$

Si nous considérons que l'échangeur sert à récupérer une énergie calorifique d'un fluide chaud pour la céder à un fluide

$$F(t_1) = C_e \times N_c \times \dot{q}_{max} \times \int_0^{t_1+t_2} \varepsilon(t) dt - C h x . C R F - C n . N_c - A . N_c . t_2 \quad (30)$$

Soit :

$$F(t_1) = \frac{C_e \times N_c \times \dot{q}_{max}}{1+\beta c} \times \int_0^{t_1+t_2} \left\{ 1 - \exp \left[ -\frac{(1+\beta c 0) \times X e \times L^*}{H^* + L^* + A' + A'' \times f(t)} \right] \right\} \times dt - C h x . C R F - C n . N_c - A . N_c . t_2 \quad (31)$$

froid, et que à défaut de cet échange, l'on aurait dû utiliser une ressource énergétique externe (une énergie fossile par exemple) pour chauffer le fluide froid, nous pouvons en déduire que l'échange réalisé dans cet échangeur a évité une dépense financière pour l'achat de la ressource énergétique externe. Dans l'approche thermo-économique, éviter une dépense correspond à une « recette » financière.

Ainsi cette recette annuelle liée à l'échangeur s'écrit :

$$R_e = E . C_e \quad (24)$$

Le coût annuel (paiement annuel d'un crédit) lié à l'achat de l'échangeur s'écrit :

$$C_i = C h x \times C R F \quad (25)$$

CRF étant le Capital Recovery factor qui s'exprime par :

$$C R F = \frac{i}{(1-(1+i)^{-n})} \quad (26)$$

Où  $n$  est la durée de vie de l'échangeur et  $i$  est le taux d'actualisation financière.

Nous écrivons le coût annuel du nettoyage de la manière suivante :

$$C_N = C_n \times N_c \quad (27)$$

Où  $C_n$  est le coût unitaire d'une opération de nettoyage.

Nous exprimons le coût de l'arrêt par :

$$C_a = A \times N_c \times t_2 \quad (28)$$

$A$  est le coût financier en euro/seconde (en terme de perte d'exploitation) d'un arrêt.

Nous en déduisons la recette net annuel  $CNA$  sera alors exprimée de la manière suivante :

$$CNA = F(t_1) = E . C_e - C h x . C R F - C n . N_c - A . N_c . t_2 \quad (29)$$

La fonction  $F(t_1)$  (31) est la fonction qu'il convient d'optimiser. Elle exprime la recette nette annuelle de l'échangeur durant les  $Nc$  cycles de marche/arrêt effectués en une année. Nous recherchons alors le maximum de cette fonction recette qui va être réalisé pour un temps de fonctionnement optimal avant arrêt pour nettoyage que nous noterons  $t_1^*$ . Nous avons pour cette durée optimale :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial t_1}\right)_{t_1=t_1^*} = 0$$

La durée nécessaire au nettoyage  $t_2$  peut être considérée fixe, c'est le plus simple. Autrement, on peut considérer qu'elle est fonction de  $t_1$  dans la mesure où plus on laisse fonctionner l'échangeur sans le nettoyer, plus longue sera son opération de nettoyage. En l'absence de données pour une telle fonction, nous pouvons considérer que  $t_2$  est une constante dans l'opération d'optimisation.

Compte tenu de la forme de (31), trouver son optimum ne peut se faire que numériquement.

#### IV. CONCLUSION

Dans ce document, nous avons présenté une étude sur l'optimisation du fonctionnement d'un échangeur bitube soumis à encrassement. Nous avons considéré tous les cycles marche/arrêt de l'équipement durant une année, sur la base d'un critère d'optimisation thermo-économique. Nous avons donc pris en compte les aspects thermiques et économiques liées au fonctionnement de l'échangeur de chaleur. Le modèle que nous avons défini est un cas de fonctionnement à débit constant dans un échangeur avec un écoulement co-courant et laminaire. Il peut tout à fait, en adoptant l'expression qui convient (Eq. 15) se décliner en cas de fonctionnement à vitesse du fluide constante et en cas de puissance de pompage constante. Nous avons introduit des paramètres adimensionnels dans le modèle pour être capable de juger l'influence de ceux-ci sur le temps de fonctionnement optimal de l'échangeur thermique. Un travail est en cours dans notre équipe afin de trouver numériquement l'optimum la fonction objectif à laquelle aboutit notre modèle et d'étudier sa sensibilité paramétrique.

#### REFERENCES

- [1] Jacques PADET, 1994, *Echangeurs thermiques, Méthodes globales de calcul avec problèmes résolus seconde édition*, Collection Technologies, Université de Reims Champagne Ardenne.
- [2] S.N. KAZI, 2012, Fouling and Fouling mitigation on heat exchanger surfaces, *Heat exchangers- Basics design Applications*, Dr. Jovan Mitovic (Ed.), ISBN: 978-953-51-0278-6, InTech.
- [3] T.R. BOTT, 1995, *Fouling of heat exchanger*, Chemical engineering monographs, University of Birmingham, Birmingham UK
- [4] D.I. WILSON, G.T. POLLEY and S.J. PUGH, 2005, Ten years Ebert and Panchal and the threshold fouling concept, *Proceedings of 6<sup>th</sup> International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning- Challenges and Opportunities*, vol. RP2 Article 6.
- [5] D.I. WILSON, E.M. ISHIYAMA and G.T. POLLEY, 2015, Twenty years of Ebert and Panchal- what next?, *Proceedings of International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*
- [6] A. Bejan, J.V.C. Vargas, J.S. Lim, 1994, When to defrost a refrigerator and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp 523-532.
- [7] L. SCHAAL and M. FEIDT, 1999, Optimization of the dynamic behavior of a heat exchanger subject to fouling comparison of three optimization models, *Int.J. Applied Thermodynamics*, Vol.2, (N°2), pp 89-96.
- [8] L.R. SCHAAL, 1998, *optimisation dynamique du comportement d'un échangeur de chaleur soumis au phénomène d'encrassement*, thèse en mécanique et énergétique, Université Henri Poincaré Nancy-1, 295 p.
- [9] D.Q. Kearns, R.E. Seaton, 1959, A theoretical analysis of thermal surface fouling, *British Chemical Engineering*, vol.4, pp. 258-262.
- [10] L.M. Chamra, R.L. Webb, 1994, Modeling liquid – side particulate fouling in enhanced tubes, *Int J Mass Transfer*, Vol.37, pp. 571-579.