

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**  
**Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes**  
**Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

**Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable**



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

**OPTION**

**Systèmes Energétiques Avancés**

**Bilan entropique et exergetique d'un échangeur de  
chaleur Application à un procédé agroalimentaire**

Présenté par : **Merouane HAMDI**

Soutenu le : juin 2011

**Examineurs :**

<b>Jacques COMITI</b>	<b>Professeur</b>	<b>Univ-Nantes / France</b>	<b>Président</b>
<b>Mohand TAZEROUT</b>	<b>Professeur</b>	<b>EMNantes/ France</b>	<b>Examineur</b>
<b>Mourad BALISTROU</b>	<b>Maître de Conférences/A</b>	<b>UMBB/ Boumerdes</b>	<b>Examineur</b>
<b>Jérôme BELLETRE</b>	<b>Professeur</b>	<b>Polytech'Nantes</b>	<b>Examineur</b>
<b>Bruno AUVITY</b>	<b>Maître de Conférences</b>	<b>Univ-Nantes / France</b>	<b>Directeur de mémoire</b>
<b>Abdelkrim LIAZID</b>	<b>Professeur</b>	<b>Enset/Oran</b>	<b>Co- Directeur</b>
<b>Christophe JOSSET</b>	<b>Maître de Conférences</b>	<b>Polytech'Nantes</b>	<b>Invité</b>

**Année Universitaire 2010/2011**

# Remerciements

Je commence par remercier monsieur *Bruno AUVITY* et monsieur *Christophe JOSSET* de m'avoir accepté dans leurs groupe de recherche, qu'ont m'a offert la chance de préparer et d'aller jusqu'au bout de ce stage au sein du Laboratoire de Thermocinétique de l'Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes. Durant les neuf mois de ce stage , ils ont su orienter mes recherches, je vous dis mille mercis.

La deuxième personne à qui je dois des remerciements est sans doute Monsieur *Mohand TAZEROUTE* , je vous dis aussi mille merci pour tous ce que vous avez fait pour nous les étudiants de l'EDED.

Je tiens à remercier aussi Monsieur *Abdelkrim LIAZID* qui a participé à l'encadrement de mon stage en comme co-directeur, je vous dis: merci.

Sincères remerciements vont aussi à toutes les personnes ayant participé au jury de ma soutenance de Magistère Mrs : *Jacques COMITI* , *Mourad BALISTROU* , *Jérôme BELLETRE* , *Mohand TAZEROUT* , *Abdelkrim LIAZID* .

Je tiens aussi a remercier mon collègue de travail *Cedric DAMOUR* , avec qui j'ai partagé mon travail durant toute la période de stage.

Enfin, je termine par les être qui me sont les plus chers au monde. A « vava », « yemma », « ithmatniw » qui m'a énormément aidé. Vous êtes tout simplement ma famille qui m'a tout donné et à laquelle je dois énormément.



# Table des matières

<b>I</b>	<b>Bilan entropique et exergetique d'un échangeur de chaleur</b>	<b>1</b>
<b>1</b>	<b>Bibliographie des critères de mesure d'irréversibilités</b>	<b>2</b>
1.1	Analyse basée sur le premier principe . . . . .	2
1.2	Analyse basée sur le deuxième principe . . . . .	2
1.2.1	Analyse entropique . . . . .	3
1.2.2	Analyse exergetique . . . . .	6
1.2.2.1	Exergie sous forme adimensionnelle . . . . .	9
1.2.2.2	Rendement exergetique . . . . .	9
1.2.2.3	Fonction de merit . . . . .	10
<b>2</b>	<b>Etude des paramètres adimensionnels</b>	<b>11</b>
2.1	Expression analytique de l'entropie générée et du rendement exergetique en conduite chauffée . . . . .	11
2.1.1	Expression de la création d'entropie et du rendement exergetique dus aux transferts thermiques . . . . .	12
2.1.2	Discussion et interprétation des différentes représentations adimensionnelles .	13
2.1.2.1	Approche bibliographique . . . . .	13
2.2	Evolution des paramètres adimensionnelle $\psi$ , $\varphi$ et $\eta_{ex}$ pour un échangeur de chaleur à contre courant . . . . .	23
2.3	Expressions analytiques des paramètres adimensionnel $\varphi$ , $\psi$ due aux dissipations visqueuses . . . . .	26
2.3.1	Hypothèses et condition de calcul . . . . .	27
2.3.2	Représentations et discussion des paramètres adimensionnels . . . . .	27

<b>II</b>	<b>Application a un procédé agro-alimentaire</b>	<b>28</b>
<b>3</b>	<b>Application 1: Procédé de décongélation par micro-onde</b>	<b>29</b>
3.1	Mise au point du procédé . . . . .	30
3.1.1	Principe d'application du micro-onde . . . . .	30
3.1.2	Problématique d'emballage thermique . . . . .	30
3.1.3	Schéma du système de procédé de décongélation . . . . .	31
3.2	Modélisation de transferts thermique avec changement de phase du procédé de décongélation . . . . .	32
3.2.1	hypothèses . . . . .	32
3.2.2	Equations gouvernantes . . . . .	32
3.2.3	Conditions aux limites 1D . . . . .	33
3.2.4	Méthode de mesure des différents paramètres (conductivité, Cp apparent..) . . . . .	33
3.3	Commande de la décongélation micro-ondes . . . . .	33
3.3.1	Objectifs et paramètres de contrôle . . . . .	34
3.3.2	Commande optimale . . . . .	34
3.4	Bilans énergétique et exérgétique du procédé . . . . .	35
3.4.1	Analyse énergétique . . . . .	36
3.4.1.1	Energie minimale requise . . . . .	39
3.4.1.2	Bilan énergétique sur micro-ondes . . . . .	40
3.4.1.3	Rendement énergétique de micro-onde . . . . .	40
3.4.1.4	Bilan énergétique sur le produit . . . . .	41
3.4.1.5	Bilan énergétique du système global du procédé . . . . .	43
3.4.1.6	Bilan exérgétique du système . . . . .	46
<b>III</b>	<b>Application 2 :Audit énergétique du Four à gaz</b>	<b>49</b>
<b>4</b>	<b>Audit énergétique du four de cuisson du pain à gaz</b>	<b>50</b>
4.1	Bilan d'énergie . . . . .	51

4.2	Calcul des différents termes . . . . .	51
4.2.1	Puissance calorifique de combustion . . . . .	51
4.3	Instrumentation four à gaz . . . . .	53
4.3.1	Etude préliminaire . . . . .	53
4.3.2	Instrumentation du four . . . . .	54
4.4	Calculs/Programme . . . . .	55
4.5	Résultats à vide : comparaison four électrique / four à gaz . . . . .	55
4.5.1	Montée en température et régime permanent . . . . .	56
4.5.2	Descente en température . . . . .	57
4.5.3	Consommation énergétique . . . . .	57
4.5.3.1	Répartition de l'énergie dissipée . . . . .	58

# Table des figures

1.1	Bilan entropique d'un système ouvert . . . . .	7
2.1	Conduite chauffée. (a) à flux imposé $dQ=\text{constante}$ ,(b) à temperature imposée $T_p=\text{constante}$ 11	
2.2	Evolution du $\varphi$ en fonction de l'efficacité de l'échangeur, $E$ , pour différents valeurs du rapport des températures d'entrée des 2 fluides $T_2/T_1$ . . . . .	15
2.3	Elément de surface de l'échangeur de chaleur . . . . .	15
2.4	Evolution du $\varphi$ (a) et de rendement exergetique $\eta_{ex}$ (b) en fonction du nombre de Reynolds, $Re$ , pour les cinq géométries à température imposée. . . . .	16
2.5	Evolution de $\psi$ en fonction de (a) $NUT$ à flux imposé ,(b) $\tau$ à temperature imposée . . . . .	17
2.6	Evolution de $\dot{Q}$ à température imposée .(a) en fonction de $NUT$ ,(b) en fonction de $\tau$ . . . . .	17
2.7	Evolution de $\varphi$ en fonction de $NUT$ . (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée. . . . .	18
2.8	Evolution de $\varphi$ en fonction de $\tau$ . (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	19
2.9	Evolution de $\eta_{ex}$ en fonction de $NUT$ (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	20
2.10	Evolution de $\eta_{ex}$ en fonction de $\tau$ (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	20
2.11	Evolution de $\varphi$ en fonction de $\tau$ et de $NUT$ (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	21
2.12	Evolution de $\psi$ en fonction de $\tau$ et de $NUT$ (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	22
2.13	Evolution de $\eta_{ex}$ en fonction de $\tau$ et de $NUT$ (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée . . . . .	23
2.14	Evolution de $\psi$ (a) et de $\varphi$ (b) en fonction de $\tau$ et de $C_r$ pour différentes valeurs de $NUT$ . . . . .	24
2.15	Evolution de $\eta_{ex}$ en fonction de $\tau$ et de $C_r$ pour différentes valeurs de $NUT$ . . . . .	25
2.16	Evolution de $\phi$ en fonction de $Re$ (a) régime turbulent (b) régime laminaire . . . . .	27
3.1	Evolution des températures de surface et centre du produit . . . . .	31

3.2	Schéma du principe du système de procédé de décongélation . . . . .	31
3.3	Schéma descriptif du dispositif . . . . .	32
3.4	Profil de température cible . . . . .	34
3.5	Schéma du principe de la commande en boucle fermée . . . . .	35
3.6	Schéma global du procédé de décongélation . . . . .	35
3.7	Energie maximale incidente . . . . .	37
3.8	Coefficient de transfert convectif maximum . . . . .	38
3.9	Evolution temporelles de l'énergie micro-onde incidente et du coefficient du transfert convectif pour : (a) $t_d = 300$ s $T_a = -20$ °C , (b) $t_d = 900$ s $T_a = -20$ °C . . . . .	39
3.10	Schéma descriptif du bilan sur le micro-ondes . . . . .	40
3.11	Rendement énergétique du micro-ondes . . . . .	41
3.12	Rendement énergétique corrigé du micro-ondes . . . . .	42
3.13	Rendement globale du procédé de décongélation . . . . .	44
3.14	L'évolution des énergies consommées par chaque composant du système à $t_d=1000$ s . . . . .	45
3.15	Rendement exérgétique 1. $T_0 = -20$ °C . . . . .	47
3.16	Rendement exérgétique 2. $T_0 = -20$ °C . . . . .	48
4.1	Visualisation sous caméra thermique de la face avant . . . . .	53
4.2	Visualisation sous caméra thermique de la face arrière . . . . .	54
4.3	Position des thermocouple sur la face avant (Vitrage) . . . . .	55
4.4	Temps de montée en température sole/voute . . . . .	56
4.5	Evolution de la descente en températures des vitres . . . . .	57
4.6	Pertes par rayonnement dans (a)four à gaz (b) four électrique . . . . .	58
4.7	Pertes par convection dans (a)four à gaz (b) four électrique . . . . .	58





# Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
$B_e$	Nombre de Béjan	
$E_c$	Nombre d'Eckert	
$R_e$	Nombre de Reynolds	
$C_p$	Capacité calorifique	$[K J K g^{-1} K]$
$E$	Efficacité de l'échangeur	
$f$	Coefficient de frottement visqueux	
$\dot{e}x$	Exergie spécifique	$[K J K g^{-1}]$
$A_c$	Section de passage	$[m]$
$Ex$	Exergie associée à l'échange d'énergie	$[J]$
$Ex_d$	Exergie détruite par le système	$[J]$
$Ex_d^*$	Exergie détruite adimensionnelle par rapport $(m \dot{C}_p T_0)$	
$\Delta Ex_{den-so}$	Variation d'exergie à la traversée du système	$[J]$
$h$	Enthalpie massique	$[K J K g^{-1}]$
$\dot{m}$	Débit massique	$[K g s]$
$N_s$	Nombre d'entropie adimensionné par rapport à un état de référence	
$P(S)$	Production d'entropie	$[K J K^{-1}]$
$\Delta P$	Différence de pression	$[Pa]$
$\dot{Q}$	Quantité de chaleur échangée	$[J]$
$\dot{Q}_a$	Taux de transfert d'exergie accompagnant le transfert de chaleur	$[K J K g^{-1}]$
$\dot{Q}_{q_i}$	Chaleur spécifique	$[K J K g^{-1}]$
$U_m$	Vitesse moyenne	$[m s^{-1}]$
$S$	Entropie spécifique	$[K J K g^{-1} K^{-1}]$
$T_0$	Température de référence	$[K]$
$T_P$	Température de la paroi	$[K]$
$T_m$	Température de mélange	$[K]$
$T_{si}$	Température de la source	$[K]$
$\dot{W}_k$	Travail spécifique	$[K J K g^{-1}]$
$Y_s$	Norme des irréversibilités d'échange thermique « HERN »	
$\mu$	viscosité dynamique	$[Pa s^{-1}]$
$\tau$	Différence de température adimensionnelle	
$\frac{\tau}{\rho}$	Masse volumique	$[K g m^{-3}]$

$\eta_{proc}$	Rendement de procédé	
$\eta_{ex}$	Rendement exergetique	
$\eta_{corr}$	Rendement corrigé	
$\eta_{vent}$	Rendement du ventilateur	
$\eta_{comp}$	Rendement du compresseur	
$u$	Vecteur d'entrée	
$L$	Epaisseur d'echantillon	[m]
$S_{pr}$	Surface du produit echantillon	[m <sup>-2</sup> ]
$s$	Section de passage	[m <sup>-2</sup> ]
$L_{ex}$	Pertes exergetiques	
$D_h$	Diametre hydraulique	[m]
$\rho$	Masse volumique	[Kg m <sup>-3</sup> ]
$t$	Temps	[s]
$t_d$	Temps de décongelation	[s]
$Y_{sp}$	Vecteur de sortie	
$\lambda$	Conductivité thermique	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$n$	Le pat spatial	
$T$	Temperature	[°C]
$\xi$	Coefficient de frottement visqueux	
$\gamma(T)$	Absorptivité du produit	
$h$	Coefficient de trasfert convectif	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pa s <sup>-1</sup> ]
$\Phi$	Flux de puissance micro-ondes	[W m <sup>-2</sup> ]
$\dot{m}_{gaz}$	Le debit de gaz	[Kg <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
$PCI$	Pouvoir calorifique inferieur	[Kj Kg <sup>-1</sup> ]
$\eta_{comb}$	Rendement de combustion	
$V_s$	Chaleur sortant par la cheminée avec les vapeurs d'eau	[W]
$Q_{cs}$	Chaleur sortante par la charge	[W]
$P_r$	Pertes lors des ouvertures des portes	[W]
$P_{calorifique}$	Puissance calorifique de combustion	[W]
$Q_{ce}$	Chaleur apportée par l'eau lors de la mise en buée	[W]
$V_e$	Chaleur apportée par l'eau lors de la mise en buée	[W]
$P_p$	Pertes par les parois	[W]

$\dot{m}_{gaz}$	Le debit de gaz	$[Kg s^{-1}]$
$PCI$	Pouvoir calorifique inférieur	$[Kj Kg^{-1}]$
$\eta_{comb}$	Rendement de combustion	
$\phi$	Distribution des irréversibilités	
$\phi_s$	Terme source de production d'énergie	
$\psi$	Nombre adimensionné par rapport au débit thermique ( $\dot{m} C_p$ )	
$\varphi$	Nombre adimensionné par rapport à la quantité de chaleur $\dot{Q}/T_0$	
$\eta_{w-s}$	Efficacité de Witte-Shamsundar	
$\eta_{en}$	Rendement énergétique	
$M_c$	Le débit de la charge	$[Kg s^{-1}]$
$C_c$	La capacité thermique massique de la charge	$[J Kg^{-1} K^{-1}]$
$T_{cs}$	Température d'entrée de la charge	$[^{\circ}C]$
$T_{ce}$	Température de sortie de la charge	$[^{\circ}C]$
$M_{eau-liq}$	Le débit d'eau vaporisée	$[Kg s^{-1}]$
$C_{eau}$	La capacité thermique massique de l'eau liquide	$[J Kg^{-1} K^{-1}]$
$T_{e sat}$	Température de saturation de l'eau	$[^{\circ}C]$
$T_{ee}$	Température d'entrée de l'eau	$[^{\circ}C]$
$L_e$	Chaleur latente de l'eau	$[J Kg^{-1}]$
$C_{eau-vap}$	La capacité thermique massique de l'eau vapeur	$[J Kg^{-1} K^{-1}]$
$T_{es}$	Température de sortie de la vapeur	$[^{\circ}C]$

## Abbreviations

Abréviation	Définition
$HERN$	Heat Exchange Reversibility Norm
$PPR$	Power pumping ratio
$NUT$	Nombre d'unité de transfert

## Indices

<b>Indice</b>	<b>Abréviation</b>
<i>e</i>	Relatif à l'entrée
<i>s</i>	Relatif à la sortie
<i>ext</i>	Relatif à l'extérieur
<i>ea</i>	Entrée air
<i>sa</i>	Sortie air
<i>ee</i>	Entrée eau
<i>se</i>	Sortie eau
<i>max</i>	Grandeur maximale
<i>min</i>	Grandeur minimale
0	Indice de référence
<i>c</i>	Fluid chaud
<i>f</i>	Fluid froid
<i>gen</i>	Generé
$\Delta T$	Variation de température
$\Delta P$	Variation de pression
<i>ref</i>	Etat de referance
<i>a</i>	Air
<i>env</i>	L'environnement
<i>evap</i>	Evaporateur
<i>Proc</i>	Procédé
<i>Corr</i>	Corrigé
<i>comp</i>	Compresseur
<i>vent</i>	Ventilateur
<i>pr</i>	Produit
<i>amb</i>	L'ambiance
<i>conv</i>	Convection
<i>ray</i>	Rayonnement
<i>cond</i>	Conduction
<i>ini</i>	Initial
<i>fin</i>	Final

# Introduction

Depuis Sadi. Carnot, on sait que la chaleur est une forme dégradée de l'énergie : si un travail mécanique peut être intégralement transformé en chaleur, l'inverse n'est pas vrai. Le deuxième principe de la thermodynamique exprime ce fait, en introduisant les notions d'entropie ( $S$ ) et de production d'entropie  $P(S)$  .

Le premier principe de la thermodynamique stipule que l'énergie ne peut être créée ni détruite, elle peut seulement changer de formes. Le premier principe de la thermodynamique est concerné par la quantité de l'énergie et les transformations d'une forme à une autre avec aucun respect de sa qualité. Selon le deuxième principe de la thermodynamique, les pertes se produisent toujours dans des évolutions thermodynamiques réelles, à cause des irréversibilités qui conduisent à la dégradation de la qualité de l'énergie et qui se traduit par l'augmentation de l'entropie générée.

Les échangeurs de chaleur sont un des plus importants équipements dans l'industrie, où des processus et transformations thermodynamiques irréversibles se produisent .Notre objectif est de quantifier dans un premier temps ces irréversibilités qui conduisent à une chute de l'efficacité énergétique, afin de pouvoir les minimiser. Pour déterminer la conception et les conditions de fonctionnement optimales des échangeurs de chaleur, les performances devraient être évaluées correctement. Il est nécessaire ainsi de développer une méthode d'évaluation précise et fiable ; on peut notamment citer dans l'approche second principe :

- la méthode d'évaluation d'entropie.
- la méthode d'évaluation d'exergie.

Ainsi, dans une première partie, nous présenterons et comparerons différents critères basés sur le second principe dans le cadre théorique des échangeurs de chaleur (de la simple conduite à flux pariétal imposé à l'échangeur classique bi-fluide).

Dans une seconde partie nous appliquerons les critères retenus à une application agroalimentaire de décongélation contrôlée de produit. L'utilisation des micro-ondes permet d'apporter l'énergie

nécessaire à la décongélation sous forme d'ondes électromagnétiques dans le produit, où la dégradation de l'énergie qu'elle transporte en énergie calorifique se fait par le phénomène des pertes diélectriques.

Cette partie se place dans la continuité d'une thèse portant sur l'étude de faisabilité d'une commande multi variables appliquée à un procédé agroalimentaire. Après une brève présentation du modèle étudié, nous allons définir et proposer des critères basés sur le premier et deuxième principe de la thermodynamique à savoir les rendements énergétique et exergetique d'un procédé décongélation par micro-ondes afin de mesurer les irréversibilités dans le système composé principalement du groupe froid et du micro onde. Nous allons écrire les différents bilans et rendements énergétique et exergetique pour chaque partie du système, pour les combiner afin de caractériser le système global.

Dans une dernière partie nous allons effectuer un audit énergétique d'un four à gaz pour la cuisson du pain. Dans cette étude nous intervenons sur une étape importante qui consiste en la réalisation d'un bilan énergétique du four et comparer ses performances à un four électrique. Nous allons expliciter en détail de la démarche expérimentale et numérique à suivre pour l'évaluation des performances énergétiques du four à gaz et les à celles du four électrique (évaluées préalablement) de la même catégorie, et ce l en fonctionnement à vide et en charge.

Première partie

Bilan entropique et exérgétique d'un  
échangeur de chaleur



# Chapitre 1

## Bibliographie des critères de mesure d'irréversibilités

### 1.1 Analyse basée sur le premier principe

A partir du premier principe de la thermodynamique, nous pouvons définir un paramètre appelé le PPR (Pumping Power Ratio), défini par le rapport de la puissance de pompage nécessaire pour surmonter les frottements visqueux du fluide dans le conduit à la puissance thermique échangée :

$$PPR = \frac{A_c \Delta P U_m}{\dot{Q}}$$

Il est à noter que ce paramètre basé sur le premier principe est largement utilisé en littérature, dans des études d'évaluation des performances ou de caractérisation des échangeurs basée sur le deuxième principe de la thermodynamique, souvent pour faire des études comparatives. [8],[13]

### 1.2 Analyse basée sur le deuxième principe

Deux types importants d'approches basées sur le deuxième principe de la thermodynamique sont fréquemment utilisés pour les échangeurs [6] : la minimisation de génération d'entropie EGM, (Entropy Generation Minimization) et l'analyse d'exergetique. L'approche EGM est largement adoptée dans la littérature pour la conception et la caractérisation des échangeurs de chaleur. [11]

### 1.2.1 Analyse entropique

L'analyse des irréversibilités développées dans un système peut alors s'appuyer sur une étude des bilans entropiques, c'est-à-dire des flux d'entropie qui traversent le système.

De tels bilans faisant apparaître les créations d'entropie ou productions entropique, parmi les diverses solutions possibles celle qui pour une même puissance donnée génère la plus faible production entropique, devra être privilégiée. Selon Dagtekin [2], on peut dire que les analyses de génération d'entropie deviennent plus employées par rapport aux analyses traditionnelles de CFD et cette tendance se développe graduellement particulièrement dans la conception des systèmes thermodynamiques.

L'analyse basée sur le deuxième principe de la thermodynamique, cherche à réduire au maximum ces pertes en maintenant l'entropie produite à un minimum. Dans un échangeur de chaleur, deux types d'irréversibilités se produisent : des irréversibilités dues à l'échange de la chaleur et des irréversibilités dues aux frottements du fluide caloporteur. Ces irréversibilités se traduisent par la création d'entropie. [11], [12]

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P}$$

La quantification de génération d'entropie est l'objectif de plusieurs études dans la littérature dans le but d'optimiser et de caractériser les échangeurs de chaleur. Pour cela, plusieurs méthodes ont été utilisés, généralement exprimées sous formes de nombres adimensionnels.

Nous allons revoir et développer quelques critères d'évaluation basés sur la génération d'entropie, qu'on utilisera par la suite pour caractériser et interpréter leur pertinence dans des échangeurs de chaleur.

### Entropie générée sous forme adimensionnelle

#### Adimensionnement par rapport au débit thermique ( $\dot{m} C_p$ )

La forme la plus utilisé en littérature de nombres adimensionnels de taux de génération d'entropie est de la diviser par ( $\dot{m} C_p$ ) . Cette méthode, cependant à quelques inconvénients, mais elle est plus appropriée pour les situations dans lesquelles seulement la génération absolue de l'entropie de l'échangeur de chaleur doit être contrôlé [3]. Il est rencontré souvent sous les symboles:  $N_s$  ou  $\psi$

$$\psi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m} C_p}$$

### Adimensionnement par rapport à la quantité de chaleur échangée $\dot{Q}$

Ce nombre est obtenu en divisant la génération d'entropie par le rapport  $\dot{Q}/T_0$ . Cette méthode semble être la plus raisonnable pour l'étude des échangeurs (cf sahin [5], Haselgreaves [3] et autres). Cependant, l'introduction d'un nouveau paramètre (à la température ambiante  $T_0$ ) dans l'analyse génère des complications. L'utilisation de la plus basse température ou la plus haute en tant que température caractéristique peut éliminer ces dernières complications. [6]

Ce paramètre est symbolisé par :  $\varphi$

$$\varphi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T_0} = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m} C_p} \frac{\dot{m} C_p}{\frac{\Delta T}{T_0}}$$

### Adimensionnement par rapport à l'état de référence

Dans ce cas l'entropie générée est adimensionnée par rapport à un état de référence, cet état est défini de manières différentes selon les auteurs [13], [1], en fonction de l'état de référence choisi :

$$N_s = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{S}'_{gen,ref}}$$

### Le nombre de Bejan

Le nombre de Bejan est le rapport des irréversibilités dues aux transferts de chaleur aux irréversibilités totales, il définit aussi la distribution d'irréversibilités, il a été utilisé par plusieurs auteurs. Bejan [11], Ko & Ting [4]

$$Be = \frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P}}$$

Le nombre de Bejan varie entre 0 et 1. Si  $Be \approx 0$ , les irréversibilités sont essentiellement liées aux frottements. À l'inverse si  $Be \approx 1$ , les irréversibilités sont liées aux transferts thermiques.

### Distribution des irréversibilités

La distribution des irréversibilités est donnée aussi par le nombre adimensionnel ( $\phi$ ). Ce nombre est défini comme le rapport entre l'entropie générée par les frottements et l'entropie générée par les transferts thermiques ;

$$\phi = \frac{\dot{S}'_{gen,\Delta P}}{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}$$

$\phi$  varie entre 0 et  $\infty$ . Si  $\phi$  est proche de 0, les irréversibilités thermiques sont dominantes sur les irréversibilités mécaniques par frottement. L'entropie générée totale peut s'écrire de la manière suivante :

$$\dot{S}'_{gen} = (1 + \phi) \dot{S}'_{gen, \Delta T}$$

**Norme des irréversibilités d'échange thermique « HERN » ( Heat exchange reversibility norm)**

Selon Sekulic [1], un critère d'analyse basé sur le deuxième principe, suggère l'utilisation du niveau de qualité de la transformation d'énergie pour évaluer les performances des échangeurs de chaleur, il a appelé ce concept "Qualité de transformation d'énergie" :

$$\text{Qualité de transformation d'énergie} = 1 - \frac{(\text{génération d'entropie dans le processus réel})}{(\text{génération d'entropie dans le cas le plus désavantageux})}$$

Selon ce concept, la génération d'entropie égale à zéro (processus réversible), correspond à la plus haute qualité, et la qualité de la transformation d'énergie diminue avec l'augmentation de la génération d'entropie. Un autre point qui devrait être considéré est que l'utilisation de ce concept exige la détermination du cas le plus désavantageux.

D'où le HERN peut être exprimé sous la forme suivante :

$$Y_s = 1 - \frac{\psi}{\psi_{max}} = 1 - \frac{\varphi}{\varphi_{max}}$$

Sekulic [1], a appliqué le concept de HERN à un échangeur de chaleur à deux fluides à sens d'écoulement arbitraire. L'influence du rapport de capacité calorifique des deux fluides et le rapport des températures d'admission et le sens d'écoulement, et du nombre d'unités de transfert de chaleur sur la qualité de la transformation d'énergie pour différents types d'échangeurs de chaleur ont été étudiées.

### Efficacité de Witte-Shamsundar

Selon Bejan [13] , Un autre critère d'évaluation des performances des échangeurs de chaleur a été proposé par les Professeurs Witte et Shamsundar ;

$$\eta_{w-s} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}} = 1 - \varphi$$

Où  $\dot{Q}$  est le taux de transfert de chaleur d'un fluide à l'autre donné par :

$$Q = \dot{m}_c (h_e - h_s)_c = \dot{m}_f (h_s - h_e)_f$$

D'où :

$$\eta = 1 - \frac{T_0 C_{pc}}{\dot{m}_c (h_e - h_s)_c}$$

La valeur la plus élevée de l'efficacité de Witte-Shamsundar est égale à l'unité, qui correspond au processus réversible. L'examen de cette efficacité indique que le  $\eta_{w-s}$  peut prendre des valeurs négatives, et la gamme complète de cette efficacité est :  $-\infty < \eta_{w-s} \leq 1$ . Les Valeurs négatives de  $\eta_{w-s}$  caractérisent des échangeurs de chaleur à contre-courant travaillant aux conditions de fonctionnement cryogéniques [6].

### Nombre de génération local d'entropie

Une autre approche pour analyser les échangeurs de chaleur basée sur le deuxième principe consiste à utiliser le taux de génération d'entropie dans un sens local. [13]

Afin de déterminer les taux de production locale d'entropie, les équations d'énergie et de quantité de mouvement devraient être résolues. La production d'entropie correspondante est calculée en employant les champs de vitesse et de température comme suit:

$$S_{gen}''' = k \frac{(\nabla T)^2}{T^2} + \mu \frac{\phi_s}{T}$$

l'analyse locale permet une analyse plus fine des sous composantes du système.

#### 1.2.2 Analyse exérgétique

L'analyse entropique est remplacée de plus en plus par la méthode exérgétique. Son intérêt réside principalement dans le fait que sa mise en œuvre donne aussi bien des renseignements sur le plan quantitatif que sur le plan qualitatif des transferts énergétiques. Elle recouvre donc à la fois les concepts du premier principe et ceux du deuxième principe de la thermodynamique alors que les analyses entropiques ne prennent en compte que les aspects liés au deuxième principe.

Le concept de réduire au minimum la production d'entropie est inhérent à l'idée de réduire les pertes d'exergie dans les systèmes pour améliorer l'efficacité. Dans un échangeur de chaleur, l'utilisation la plus efficace de l'exergie est obtenue quand les pertes exérgétiques sont minimales.

Pour un système fonctionnant en régime stationnaire, on peut représenter la plupart des procédés industriels lorsqu'ils fonctionnent à leur point nominal. Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont en général négligeables devant les variations d'enthalpie.

Dans un système , les variations d'entropie sont dues :

- Flux entropiques accompagnant les flux de chaleur  $\partial \dot{q}_i$  à la température  $T_i$
- Flux entropique accompagnant les flux de matière  $d \dot{m}_j$
- Créations d'entropie du fait des irréversibilités internes  $\dot{P}(S)$

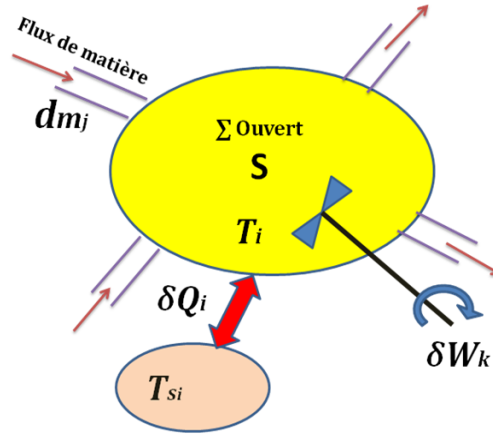


Figure 1.1: Bilan entropique d'un système ouvert

En régime permanent les premier et second principe s'écrivent comme suit :

$$P1 : 0 = \sum_i \dot{q}_i + \sum_j \dot{m}_j h_j + \sum_j \dot{W}_k$$

$$P2 : 0 = \sum_i \frac{\dot{q}_i}{T_{si}} + \sum_j \dot{m}_j s_j + \dot{P}(S)$$

Le bilan exérgétique consiste à remplacer le second principe par une combinaison linéaire des deux principes, en utilisant une température de référence  $T_0$  dans un but d'homogénéité. Le choix de  $T_0$  est délicat et est très souvent pris comme la température du complément du système (air ambiant, atmosphère...)

$$(\text{Bilan exérgétique}) = (1^{\text{er}} \text{ principe}) - T_0 (2^{\text{nd}} \text{ principe})$$

Considérant un régime permanent, le bilan s'écrit :

$$0 = \sum_i \dot{q}_i + \sum_j \dot{m}_j h_j + \sum_k \dot{W}_k$$

$$0 = \sum_i \dot{q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_{si}}\right) + \sum_j \dot{m}_j (h_j - T_0 s_j) + \sum_k \dot{W}_k - T_0 \dot{P}(S)$$

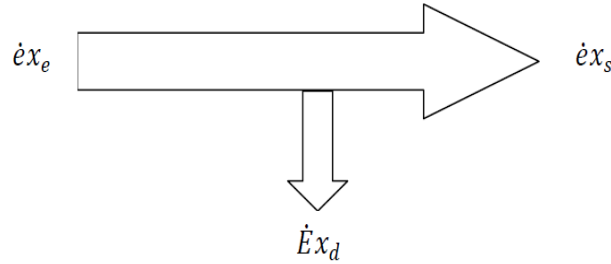
Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$0 = \sum_i \dot{E}x_{\dot{q}_i} + \sum_j \dot{m}_j \dot{e}x_j + \sum_j \dot{E}x_{\dot{W}_k} - \dot{E}x_d$$

Avec:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\dot{q}_i} &= \sum_i \dot{q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_{si}}\right) && \text{Exergie associée à l'échange de chaleur entre la source à } T_{si} \text{ et le système} \\ \dot{e}x_j &= \sum_j (\dot{h}_j - T_0 \dot{s}_j) && \text{Exergie spécifique du constituant "j" échangé avec l'extérieur} \\ \dot{E}x_{\dot{W}_k} &= \dot{W}_k && \text{Exergie associée à l'échange de puissance mécanique} \\ \dot{E}x_d &= T_0 P(S) && \text{Exergie détruite par le système } (> 0) \end{aligned}$$

On peut écrire pour un fluide dans une conduite d' un échangeur de chaleur :



$$\dot{e}x_{e-s} = \dot{e}x_e - \dot{e}x_s = \dot{m} (h_s - h_e) - T_0 \dot{m} (\dot{s}_e - \dot{s}_s) = \int_e^s \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \partial \dot{Q} - \dot{E}x_d$$

Avec :

$$ds = \frac{dh}{T} - \dot{m} \frac{dp}{\rho T}$$

Si nous considérons que les propriétés physiques du fluide sont constantes, on peut écrire l'équation sous la forme suivante:

$$\dot{E}x_d = T_0 \dot{m} C_p \ln \left(\frac{T_s}{T_e}\right) - \int_e^s \frac{T_0}{T_p} \partial \dot{Q} - T_0 \dot{m} \int_e^s \frac{dp}{\rho T}$$

$$\left(\dot{E}x_d\right)_{\Delta T+\Delta P} = \left(\dot{E}x_d\right)_{\Delta T} + \left(\dot{E}x_d\right)_{\Delta P}$$

Pour un système ouvert, la variation de la quantité de chaleur est donnée par la formule suivante:

$$\partial\dot{Q} = \dot{m} C_p dT$$

L'exergie détruite et l'entropie générée sont liées entre elles par le théorème de *Guay-Stodola*, qui donne la même information (la mesure des irréversibilités produites):

$$\dot{E}x_d = T_0 \dot{S}'_{gen}$$

L'analyse des irréversibilités dans les échangeurs de chaleur, dans lesquels l'exergie est employée comme paramètre d'évaluation, est rapporté par un certain nombre d'auteurs dans la littérature. Dans ces études, la "mesure d'exergie" a été employée sous différentes formes.

### 1.2.2.1 Exergie sous forme adimensionnelle

La destruction d'exergie adimensionnelle « $Ex_d^*$ », elle est obtenue en divisant l'exergie détruite sur le terme  $\dot{m} C_p T_0$ . Akpinar [7]

$$Ex_d^* = \frac{\dot{E}x_d}{\dot{m} C_p T_0}$$

Où "« $\dot{E}x_d^*$ »" est la destruction de flux d'exergie à la température de référence  $T_0$ . En réduisant au minimum la destruction adimensionnelle d'exergie, un optimum peut être déterminé pour le fonctionnement d'un échangeur de chaleur donné, le choix d'une surface d'échange avec une destruction d'exergie adimensionnelle minimale peut être trouvé comme configuration la plus préférable. [6]

### 1.2.2.2 Rendement exergetique

Le rendement exergetique est défini comme le rapport entre l'exergie détruite à la traversée du système et le flux d'exergie-chaleur, *Borel et Favart*. [12]

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_d}{\int_e^s \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \partial\dot{Q}}$$

Cette expression peut se mettre sous la forme suivante :

$$\eta = 1 - \frac{\dot{E}x_d}{\int_e^s \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \partial\dot{Q}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{\int_e^s \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \partial\dot{Q}}$$



### 1.2.2.3 Fonction de merit

La fonction de merit proposé par Mukerjee et al [9] pour évaluer l'efficacité des échangeurs de chaleur, cette fonction définit le rapport de l'exergie chaleur transférée à la somme d'exergie transféré et exergie détruite :

$$M = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_a + \dot{E}x_d}$$

Où  $\dot{Q}_a$  est le taux de transfert d'exergie accompagnant le transfert de chaleur  $\dot{Q}$ , il est calculé en utilisant la relation :

$$\dot{Q}_a = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_p} \right)$$

$T_0$ , est la température ambiante (référence), qui est considérée en tant que température d'environnement de référence d'exergie et  $T_p$  la température de paroi .

Dans cette partie, nous avons cité quelques méthodes d'analyse basées sur le deuxième principe de la thermodynamique, et défini les paramètres quantifiant les irréversibilités. Dans les prochaines sections, nous allons nous intéresser essentiellement aux nombres adimensionnels  $\varphi, \psi$ , et au rendement exérgetique  $\eta_{ex}$  .

## Chapter 2

# Etude des paramètres adimensionnels

### 2.1 Expression analytique de l'entropie générée et du rendement exérgétique en conduite chauffée

Dans cette section nous allons développer analytiquement les calculs pour retrouver les expressions des nombres adimensionnels pour la génération d'entropie ( $\psi, \varphi$ ) et le rendement exérgétique  $\eta_{ex}$  pour la quantification des irréversibilités dans un écoulement en conduite chauffée (un seul fluide).

Pour cela, nous allons prendre deux cas de figure ; la configuration de fonctionnement avec condition au limite de flux pariétal imposé et configuration à température imposée.

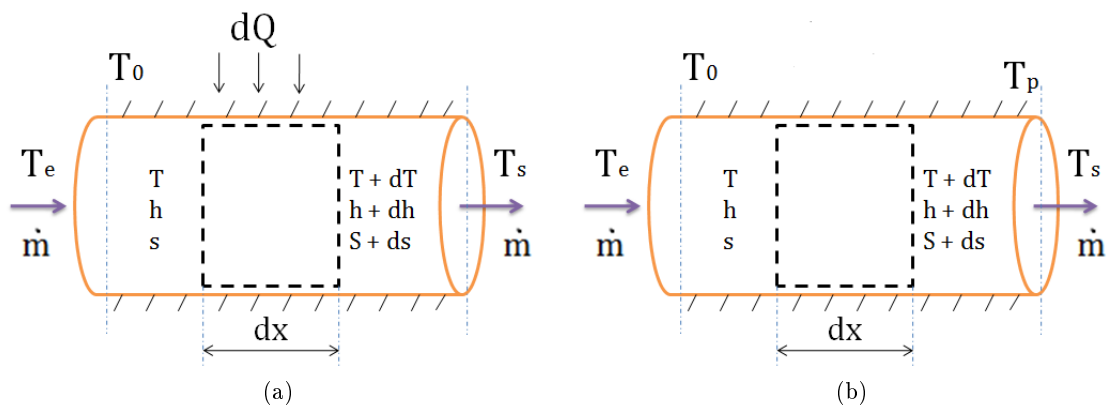


Figure 2.1: Conduite chauffée. (a) à flux imposé  $dQ=\text{constante}$ , (b) à température imposée  $T_p=\text{constante}$

Pour ce la nous allons considérer les hypothèses suivantes :

- Le fluide est incompressible

- Le diamètre hydraulique est constant le long de la conduite
- Le régime d'écoulement est établi (thermiquement et hydrodynamiquement)
- Les frottements visqueux sont négligés le long de la conduite

### 2.1.1 Expression de la création d'entropie et du rendement exérgétique dus aux transferts thermiques

Dans cette section les formules analytiques des différents nombres adimensionnels pour les deux conditions aux limites de fonctionnement à température imposée et à flux imposé seront exposées brièvement. Les détails des développements analytiques sont explicités en Annexe B.

#### flux imposé

L'entropie générée due aux transferts thermiques dans un volume de contrôle peut s'écrire de la forme suivante :

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \ln \left( \frac{(1 + \tau NUT) (1 + \tau)}{1 + \tau + \tau NUT} \right)$$

Avec :

$$\tau = \frac{T_p - T_m}{T_e}$$

L'entropie générée adimensionnelle s'écrit:

$$\psi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m} C_p}$$

$$\psi = \ln \left( \frac{(1 + \tau NUT) (1 + \tau)}{1 + \tau + \tau NUT} \right)$$

la quantité de chaleur échangée s'exprime par :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_m - T_e) = \dot{m} C_p T_e \tau NUT$$

et :

$$\varphi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T_e}$$

D'où :

$$\varphi = \frac{1}{\tau NUT} \psi$$

Le rendement exergetique est défini selon l'expression suivante :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\ln\left(\frac{(1+\tau NUT)(1+\tau)}{1+\tau+\tau NUT}\right)}{\tau NUT - \ln\left(\frac{1+\tau+\tau NUT}{1+\tau}\right)}$$

### température imposée

A température imposée, l'entropie générée due au transfert thermique dans un volume de contrôle peut s'écrire de la forme suivante :

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \ln \left[ \left( \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{1 - \tau} \right) - \tau (1 - e^{-NUT}) \right]$$

Pour cette condition ,la difference de température adimensionnelle  $\tau$  par s'ecrit :

$$\tau = \frac{T_p - T_e}{T_p}$$

Alors :

$$\psi = \ln \left[ \left( \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{1 - \tau} \right) - \tau (1 - e^{-NUT}) \right]$$

et :

$$\varphi = \frac{1 - \tau}{\tau (1 - e^{-NUT})} \psi$$

Le rendement exergetique est donné sous l'expression suivante:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_e}{\left(1 - \frac{T_e}{T_p}\right)} \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) = 1 - \frac{1}{\tau} \varphi$$

## 2.1.2 Discussion et interprétation des différentes représentations adimensionnelles

### 2.1.2.1 Approche bibliographique

Plusieurs auteurs ont utilisé dans leurs travaux l'approche première principe (*PPR*), qui est considérée comme critère de comparaison entre les deux principes de la thermodynamique afin de montrer l'apport

de l'analyse entropique ou exergetique par rapport au premier principe. Comme dit précédemment, nous allons nous concentrer dans cette partie sur les paramètres les plus utilisés  $\psi$ ,  $\varphi$  et  $\eta_{ex}$ .

Öztop et al [14], ont fait l'étude basée sur le deuxième principe analytiquement dans des conduits rectangulaires en écoulement laminaire. Deux situations différentes sont considérées pour l'analyse. Dans le premier cas, des frontières du conduit sont considérées à température constante, dans le deuxième cas, un flux thermique constant est imposé. La génération d'entropie  $\psi$  est obtenue pour différentes sections de passage, divers flux thermiques imposés et nombres de Reynolds. Il a été constaté qu'avec les valeurs croissantes de section de passage à température constante imposé et à flux thermique constant imposé, la génération d'entropie totale augmente, cependant, la valeur du  $PPR$  augmente aussi. L'influence de  $\tau$  et  $NUT$  sur les évolutions de  $\psi$  et le  $PPR$  ont été discutés.

Hesselgreaves [3], a montré dans son étude, le sens physique des nombres adimensionnels  $\psi$  et  $\varphi$  après avoir développé les expressions analytiques pour un échangeur à contre courant équilibré ( $\dot{m}_c C_{pc} = \dot{m}_f C_{pf}$ ) et comment ils sont liés à l'efficacité d'un échangeur thermique  $E$  et  $NUT$ . Il a montré que l'utilisation du paramètre  $\varphi$  est plus avantageuse que le paramètre  $\psi$  pour éviter certaines complications appelé par Béjan : "entropy generation paradox". Cependant le choix de la température de référence pour l'obtention de  $\varphi$  est cruciale. Il a adimensionné la production d'entropie par  $\dot{Q}/T_0$ . La température de référence  $T_0$  est prise égale à la température d'entrée du fluide froid. L'évolution de  $\varphi$  en fonction de l'efficacité de l'échangeur  $E$  pour différents rapport des températures d'entrées des deux fluides est montré dans la Figure 2.2.

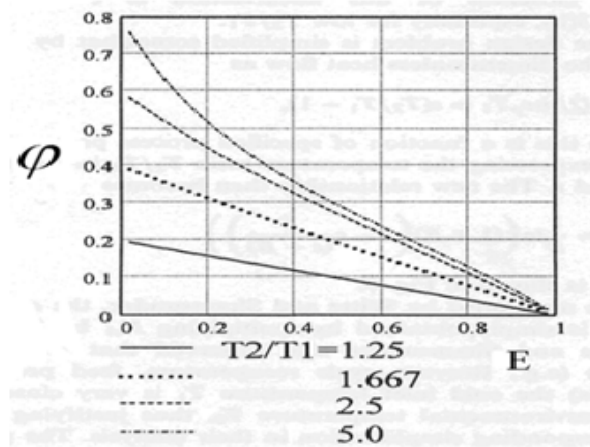


Figure 2.2: Evolution du  $\varphi$  en fonction de l'efficacité de l'échangeur,  $E$ , pour différents valeurs du rapport des températures d'entrée des 2 fluides  $T_2/T_1$

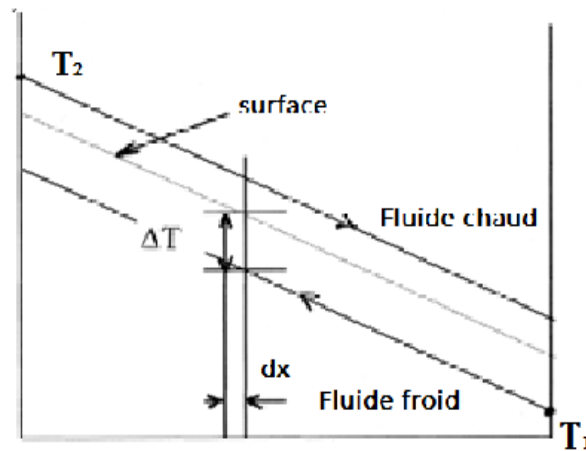


Figure 2.3: Élément de surface de l'échangeur de chaleur

On constate que, lorsque  $E \rightarrow 1$ ,  $\varphi$  est minimal et lorsque  $E \rightarrow 0$ ,  $\varphi$  est maximal et pour une augmentation du rapport des températures  $T_2/T_1$  à  $E$  fixe, la génération d'entropie adimensionnelle augmente. Il conclut que  $\varphi$  est un critère adéquat pour la caractérisation car il permet de rechercher le meilleur compromis entre l'augmentation de la production d'entropie et l'augmentation de la chaleur échangée.

Y. Lasbet [8], a mené une étude analytique basée sur une approche « deuxième principe et exergétique » pour la caractérisation de cinq géométries différentes d'échangeur. Les paramètres  $\varphi$ ,  $\phi$ , et  $\eta_{ex}$  ont été calculés pour chacune des géométries en fonction du nombre de Reynolds en régime laminaire à température imposée (Figure 2.4 (a) et Figure 2.4 (b)). Il a montré que les géométries les plus efficaces sont les géométries chaotiques, et que la contribution due au frottement visqueux est négligeable pour la gamme de nombre de Reynolds étudiée. Il a montré aussi que les deux critères de quantifications des irréversibilités ( $\varphi$  et  $\eta_{ex}$ ) sont plus pertinents dans ce genre d'étude.

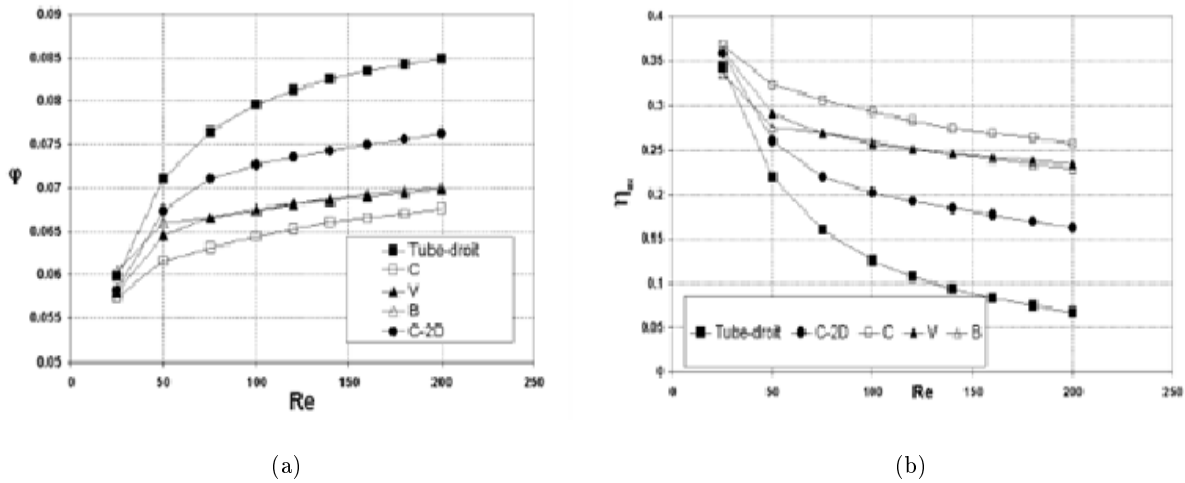


Figure 2.4: Evolution du  $\varphi$  (a) et de rendement exergetique  $\eta_{ex}$  (b) en fonction du nombre de Reynolds,  $Re$ , pour les cinq géométries à température imposée.

Dans cette section on a exposé une revue de quelques travaux pour l'évaluation des performances des échangeurs de chaleur selon l'approche deuxième principe et approche exergetique .

Nous pouvons constater que la méthode d'adimensionnement sous différentes formes est largement utilisée pour des conditions et configurations de fonctionnement variés, dans le but de caractérisation ou d'optimisation.

### Approche analytique

Dans cette partie nous allons utiliser les expressions analytiques de  $\psi$ ,  $\varphi$ , et  $\eta_{ex}$  développés dans la section précédente (détaillé en Annexe B), pour interpréter leurs évolutions et identifier les grandeurs gouvernantes en fonction des conditions de fonctionnement et les conditions aux limites de fonctionnement pour une géométrie circulaire.

### Evolution des paramètres $\psi$ , $\varphi$ , et $\eta_{ex}$

**Evolution de  $\psi$ .** L'évolution de  $\psi$  est représenté pour des variations du rapport des températures adimensionnels  $\tau$  et  $NUT$  pour des conditions de flux et de température imposé.

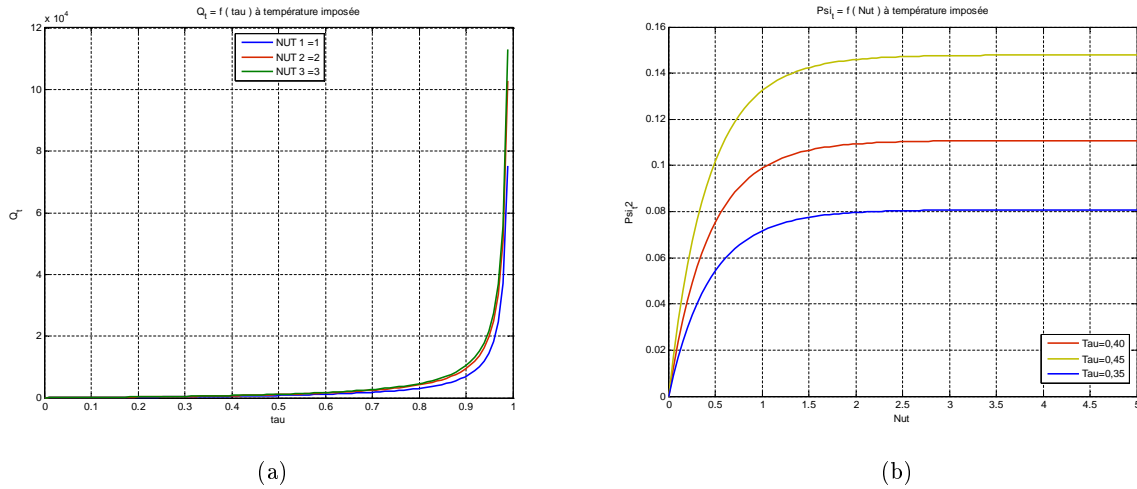


Figure 2.5: Evolution de  $\psi$  en fonction de (a)  $NUT$  à flux imposé ,(b) $\tau$  à température imposée

Dans la Figure 2.5 (a) , pour la condition de flux imposé et pour un débit  $\dot{m} = 1$  constant,  $\psi$  est une fonction croissante de  $\tau$  .À  $NUT$  fixé , plus la différence de température adimensionnelle  $\tau$  augmente et se rapproche de 1,plus  $\psi$  augmente fortement mais reste négligeable pour des valeurs faibles de  $\tau < 0,1$  .À température imposée dans la (cf Figure 2.5 (b)) , l'évolution est forte pour  $NUT \leq 2$  ,et atteint un palier limite égale à « $\ln\left(\frac{1}{1-\tau}\right) - \tau$ »

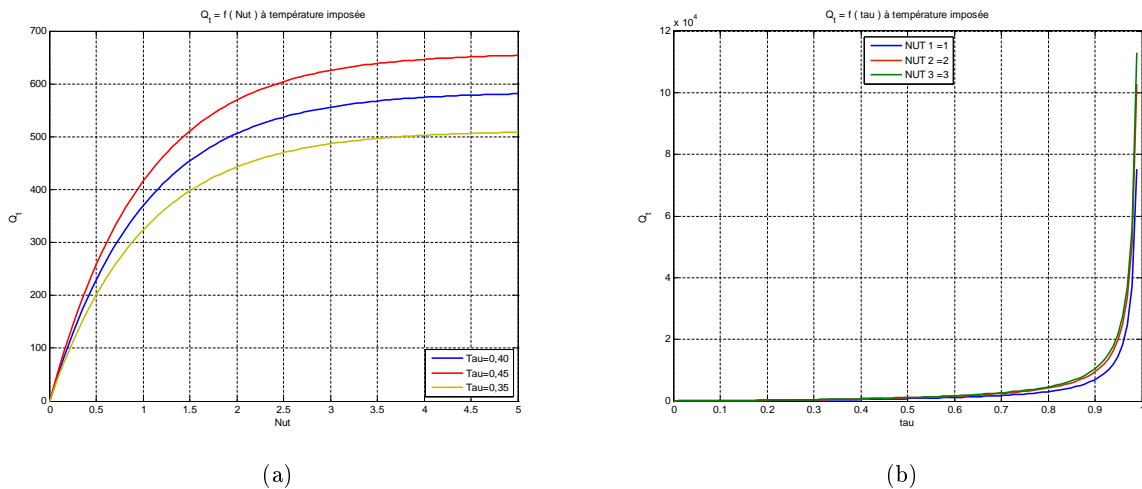


Figure 2.6: Evolution de  $\dot{Q}$  à température imposée .(a) en fonction de  $NUT$  ,(b) en fonction de  $\tau$

Dans la Figures 2.6 (a) , l'évolution de  $\dot{Q}$  est croissante en fonction de  $NUT$  et atteint une valeur limite pour  $NUT > 5$  , pour une valeur fixe de  $\tau$  . La Figure 2.6 (b) montre que la puissance thermique échangée  $\dot{Q}$  est une fonction croissante de  $\tau$  , cette augmentation est forte pour des valeurs de  $\tau$  proche de 1, et ce



la pour des différentes valeurs de  $NUT$ .

Pour minimiser les irréversibilités, il est beaucoup plus intéressant de diminuer le  $\tau$  que de diminuer le  $NUT$ , car un faible  $NUT$  représente moins d'échange thermique (faible surface d'échange thermique ou faible coefficient de transfert).

**Evolution de  $\varphi$ .** Dans les figures ci-dessous, l'évolution de  $\varphi$  est représentée pour des variations de  $\tau$  et de  $NUT$  pour des conditions de flux et de température imposées.

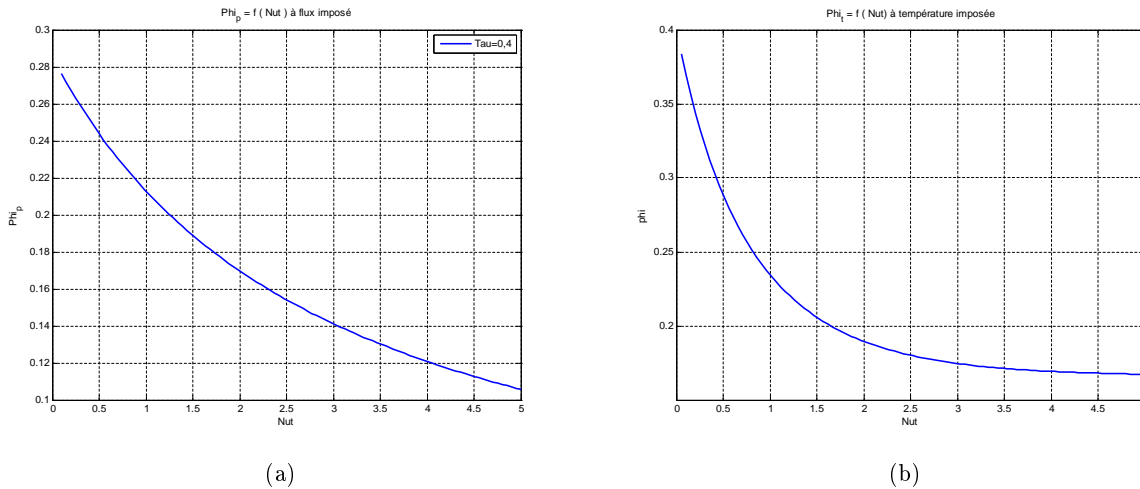


Figure 2.7: Evolution de  $\varphi$  en fonction de  $NUT$ . (a) à flux imposé, (b) à température imposée.

Pour la condition de flux imposé représenté dans la Figure 2.7 (a), on constate que  $\varphi$  est une fonction décroissante de  $NUT$  à  $\tau$  fixe. Cette augmentation en fonction de  $NUT$ , signifie une efficacité accrue en terme de rapport  $\frac{\text{production d'entropie}}{\text{quantité de chaleur échangée}}$ , et ceci est valable aussi avec la condition de température imposée, la différence réside dans la valeur asymptotique atteinte par  $\varphi$ .

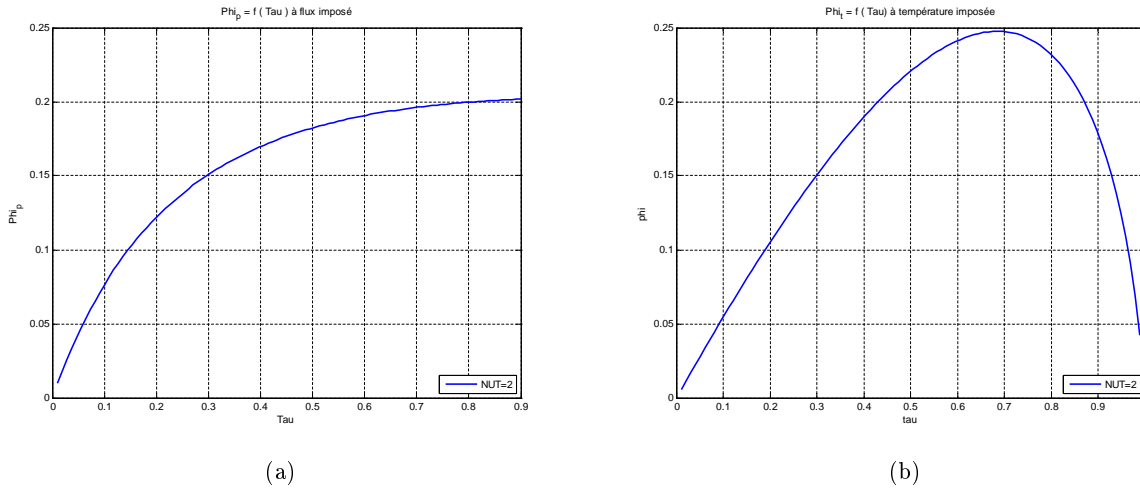


Figure 2.8: Evolution de  $\varphi$  en fonction de  $\tau$ . (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée

A flux imposé,  $\varphi$  est une fonction croissante de  $\tau$  représenté ici à  $NUT$  fixé égale à 2 . Pour la condition de température imposée,  $\varphi$  augmente avec  $\tau$  , à  $NUT$  fixe, jusqu' atteindre un maximum pour une valeur de  $\tau = 0,69$  . Au delà de cette valeur de  $\tau$  ,  $\varphi$  décroît rapidement pour s'annuler à  $\tau = 1$  .  $\varphi$  est nulle pour les valeurs de ( $\tau = 0$ ),les irréversibilité sont nulles pour une différence de temperature (pas d'échange thermique) et pour ( $\tau = 1$ )car pour cette valeur de  $\tau$  la puissance thermique échangée tend vers l'infini telle qu'il est montrée précédemment dans la Figure 2.6 (b) .

**Evolution de  $\eta_{ex}$  .** Pour comprendre et interpréter l'évolution du critère issue de l'approche exergétique , qui est représenté par le rendement exergétique  $\eta_{ex}$  ,on a tracé les courbes dans les Figures 2.9 (a) ,2.9 (b) et 2.10 (a) ,2.10 (b) ; ou l'évolution de  $\eta_{ex}$  est représenté pour des variations de  $\tau$  et de  $NUT$  pour des conditions de flux et de température imposée.

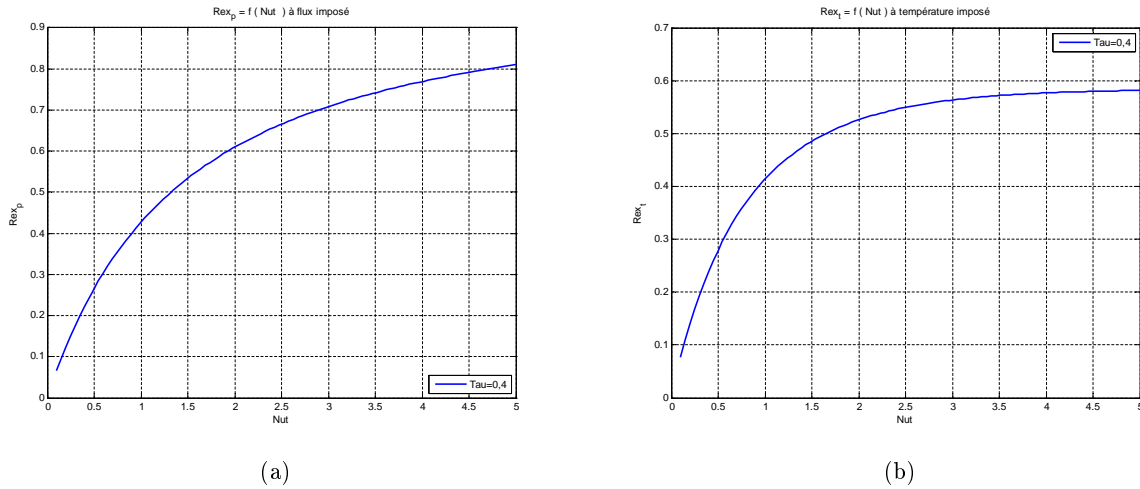


Figure 2.9: Evolution de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $NUT$  (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée

Pour la condition de flux imposé montré dans la Figure 2.9 (a),  $\eta_{ex}$  augmente avec l'augmentation de  $NUT$  à  $\tau$  fixe ; par contre pour la condition de température imposé montré dans la Figure 2.9 (b), le rendement exergetique augmente de manière très forte pour des valeurs de  $NUT < 4$  , et atteint une valeur asymptotique pour des valeurs de  $NUT > 4$ .

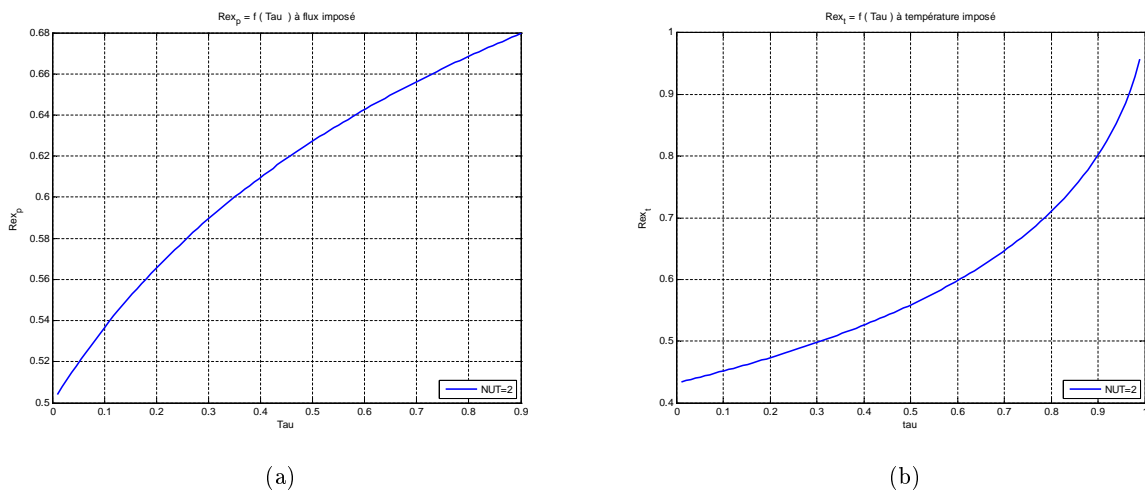


Figure 2.10: Evolution de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $\tau$  (a) à flux imposé ,(b) à temperature imposée

Pour les deux conditions de flux et de température imposée, le rendement exergetique  $\eta_{ex}$  est une fonction croissante de  $\tau$  et  $NUT$  ,comme il est représenté dans les Figures 2.10 (a) et 2.10 (b) .

### Evolution de $\varphi$ , en fonction de $(\tau, NUT)$

Les évolutions de  $\varphi$  en fonction de  $\tau$  et  $NUT$  à flux imposé et à température imposée sont montrées respectivement dans les Figures 2.11 (a) et 2.11 (b)

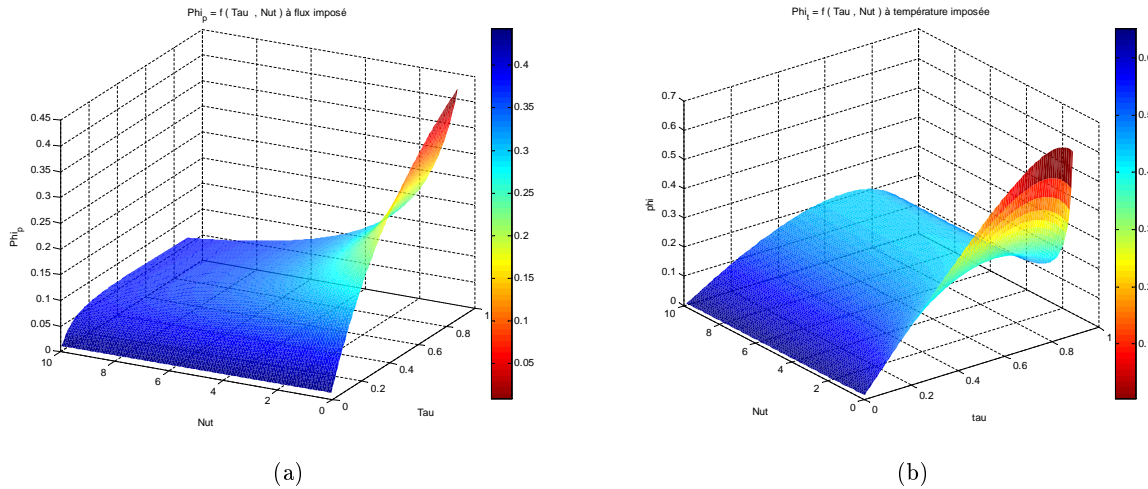


Figure 2.11: Evolution de  $\varphi$  en fonction de  $\tau$  et de  $NUT$  (a) à flux imposé ,(b) à température imposée

A flux imposé,  $\varphi$  est une fonction croissante et monotone de  $\tau$  et de  $NUT$  et de ce fait ne montre aucun maximum local .A  $\tau$  plus le  $NUT$  est élevé ,plus la quantité de chaleur associé à cet écart est élevée (échange thermique important) , et alors le terme  $\left(\frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T}\right)$  diminue mais en ne peut pas dire que c'est  $\dot{S}'_{gen}$  .

A température imposée représenté dans la Figure 2.11 (b) .Pour un  $NUT$  fixé, l'évolution de  $\varphi$  en fonction de  $\tau$  est hyperbolique. Donc il existe un maximum qui correspond aux cas qui produit le maximum d'irréversibilités au regard de la puissance thermique échangée. L'évolution en fonction de  $NUT$  et par contre monotone décroissante favorisant par la meme le coefficient d'échange global de la conduite (le produit coefficient d'échange par la surface d'échange) par rapport au débit thermique est donc la «qualité» du transfert thermique.

### Evolution de $\psi$ , en fonction de $(\tau, NUT)$

Les évolutions de  $\psi$  en fonction de  $\tau$  et  $NUT$  à flux imposé et à température imposée sont montrées respectivement sur les Figures 2.12 (a), 2.12 (b)

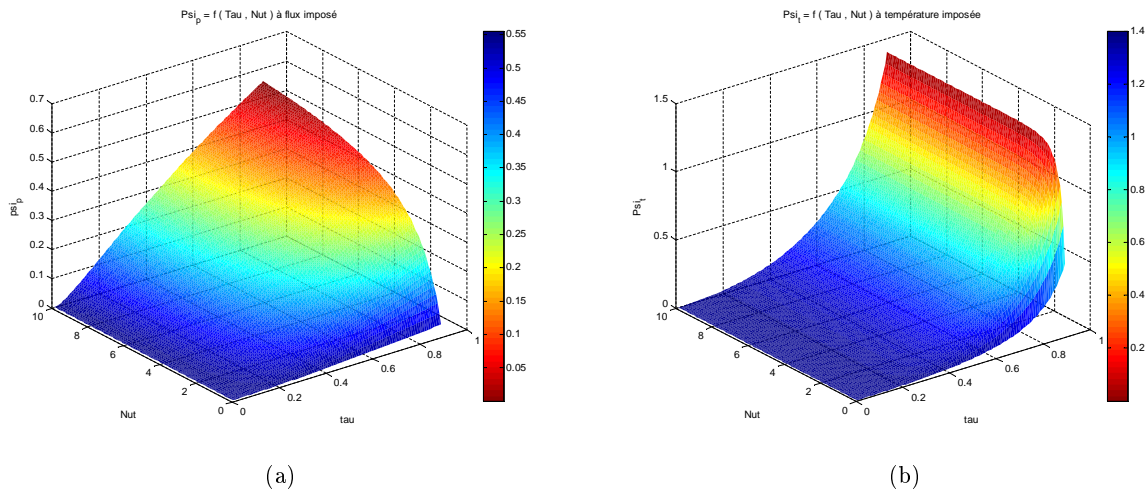


Figure 2.12: Evolution de  $\psi$  en fonction de  $\tau$  et de  $NUT$  (a) à flux imposé ,(b) à température imposée

A flux imposé montré dans la Figure 2.12 (a),  $\psi$  est une fonction croissante de  $\tau$ , et de  $NUT$ . Pour des faibles valeurs de  $\tau$  et  $NUT$ ,  $\psi$  est quasi nulle (échange thermique faible). A  $NUT$  fixé, l'évolution de  $\psi$  en fonction de  $\tau$  est linéaire, ce la nous donnant pas assez d'informations quant au paramètre influant le plus sur la production des irréversibilités.

A température imposée (cf Figure 12 (b)),  $\psi$  evolue en fonction de  $\tau$  à  $NUT$  fixé, cette évolution est faible pour  $NUT > 2$  quelque soit la valeur de  $\tau$ . Donc pour le nombre  $\psi$  à température imposée est tres sensible à  $\tau$ , notamment aux fortes valeurs, sensibilité qui peut s'expliquer comme suit; plus  $\tau$  augment,  $T_p$  augmente, ce qui conduit à un écart de température de plus en plus important entre  $T_p$  et  $T_e$ , et donc l'entropie générée associée à cet échange devient de plus en plus importante.

### Evolution de $\eta_{ex}$ , en fonction de $\tau$ et $NUT$

Les évolutions de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $\tau$  et de  $NUT$  à flux imposé et à température imposée sont montrées respectivement dans les Figures 2.13 (a) et 2.13(b).

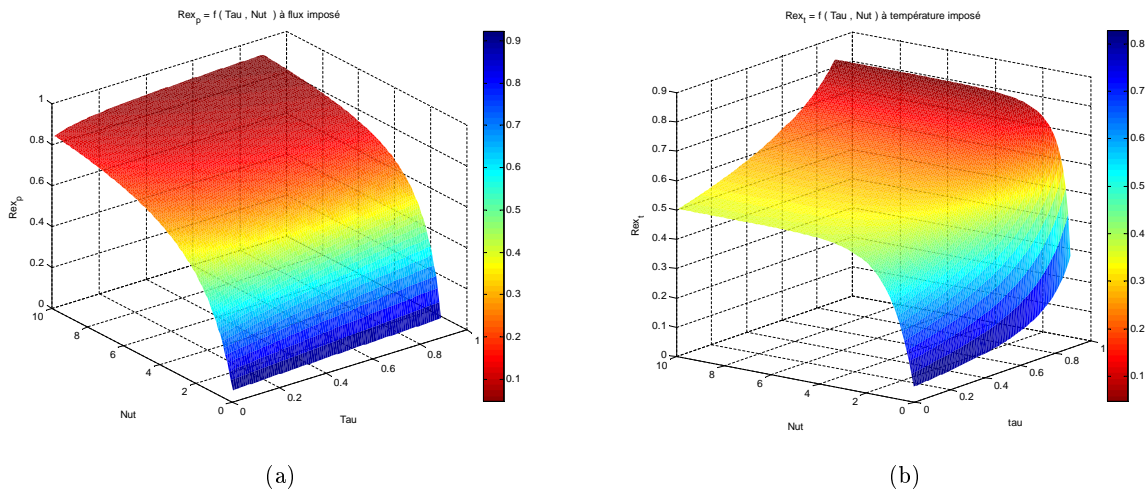


Figure 2.13: Evolution de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $\tau$  et de  $NUT$  (a) à flux imposé ,(b) à température imposée

A flux imposé,  $\eta_{ex}$  est une fonction croissante de  $\tau$  et de  $NUT$  mais est très sensible à  $\tau$  contrairement à  $NUT$  .

A température imposée, l'évolution de  $\eta_{ex}$  est une fonction croissante de  $\tau$  et de  $NUT$  ,qui presente aussi une sensibilité bien plus importante à  $NUT$  qu'à  $\tau$  .

## 2.2 Evolution des paramètres adimensionnelle $\psi$ , $\varphi$ et $\eta_{ex}$ pour un échangeur de chaleur à contre courant

En se référant aux expressions analytiques développées pour les nombres adimensionnels  $\varphi$  ,  $\psi$  et  $\eta_{ex}$  , pour un échangeur de chaleur à contre courant caractérisés par les paramètres suivants : ( Annexe B )

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} , \tau = \frac{T_{ce}}{T_{fe}} , \text{ Efficacité } E$$

Dans cette section nous allons étudier, les évolutions des paramètres adimensionnels  $\psi$  ,  $\varphi$  et  $\eta_{ex}$  pour un échangeur a contre courant en fonction de  $\tau$  et  $C_r$  pour différentes valeurs de l'efficacité représenté par  $NUT$ , montrées dans les Figures 2.14 (a) , 2.14 (b) et 2.15 .

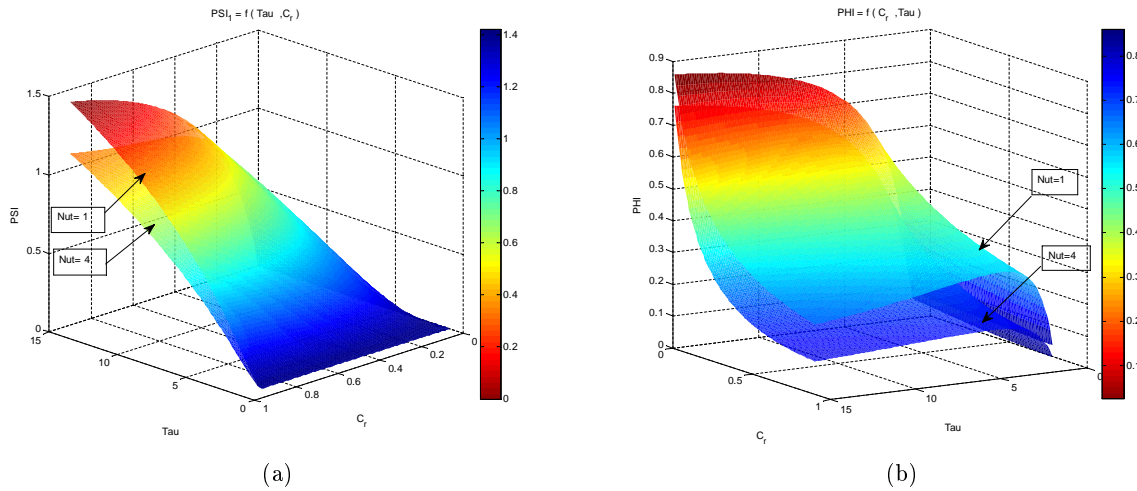


Figure 2.14: Evolution de  $\psi$  (a) et de  $\varphi$  (b) en fonction de  $\tau$  et de  $C_r$  pour différentes valeurs de  $NUT$

Dans la Figure 2.14 (a), l'évolution de  $\psi$  est croissante en fonction de  $C_r$  à  $\tau$  fixé, cette évolution est de moins en moins importante quand  $C_r$  tend vers 1. L'entropie générée augmente avec l'augmentation de l'écart des températures d'entrée des deux fluides  $\tau$  et l'amélioration des échanges ( $NUT$  élevé) conduit à une diminution de l'entropie.

Dans la Figure 2.14 (b), l'évolution de  $\varphi$  est une fonction décroissante de  $C_r$  car les irréversibilités diminuent quand le rapport des débits se rapproche de la valeur 1, car physiquement l'échange est meilleur en se rapprochant d'un échangeur équilibré.

L'évolution de  $\varphi$  pour des variations de  $\tau$  est croissante pour  $\tau < 5$ , mais à partir de cette valeur,  $\varphi$  diminue progressivement avec l'augmentation  $\tau$ . Plus l'écart des températures est important, plus l'échange thermique est important alors que la production d'entropie est adimensionnée par rapport à la quantité de chaleur ce qui explique la diminution du paramètre  $\varphi$ .

Pour une valeur de  $NUT$  fixe  $NUT_1 = 1$ , représenté par la surface supérieure pour les valeurs de couple  $C_r, \tau$  faible. Plus on augmente  $NUT$  à  $NUT_2 = 4$ , on constate que la surface qui représente les irréversibilités est faible pour un même couple choisi de  $(C_r, \tau)$ . Cela signifie un meilleur échange thermique, donc moins d'irréversibilités pour une plus grande efficacité.

Dans la Figure 2.15, l'évolution de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $C_r$  et  $\tau$  est une fonction croissante. On constate aussi que  $\eta_{ex}$  augmente fortement avec l'augmentation de  $C_r$  et augmente faiblement avec  $\tau$ . On explique ça par le fait que l'échange thermique devient important pour des écarts de températures de plus en plus importants, alors que le rendement exérgétique est représenté par le facteur de CARNOT, ce qui explique l'augmentation du paramètre  $\eta_{ex}$  mais sa sensibilité est remarquable pour des variations de  $C_r$  que pour des variations de  $\tau$ , car plus  $C_r$  se rapproche de 1 (échangeur équilibré) plus les échanges sont meilleurs.

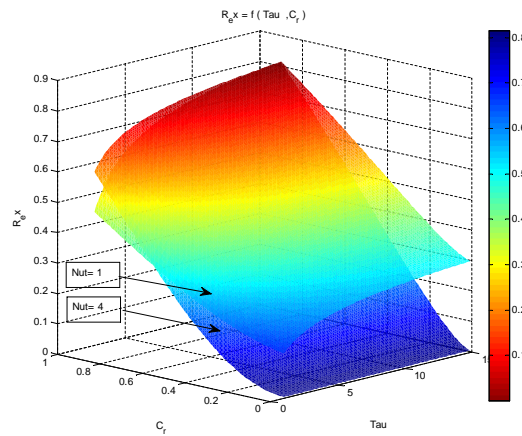


Figure 2.15: Evolution de  $\eta_{ex}$  en fonction de  $\tau$  et de  $C_r$  pour différentes valeurs de  $NUT$

ce qui conduit à des faibles irréversibilités.

On a aussi représenté les variations de  $\eta_{ex}$  en fonction de l'efficacité de l'échangeur représenté par deux valeurs de  $NUT$  ;  $NUT_1 = 1$ ,  $NUT_2 = 4$ , on constat que les deux surfaces obtenues qui représente le rendement exérgetique se croisent ; d'où l'existence d'un  $NUT$  optimum à choisir en fonction des conditions de fonctionnement ( $C_r$ ,  $\tau$ ) qui garantit le minimum de production d'irréversibilités ou un meilleur rendement exérgetique.

## Conclusion

A partir des analyses effectuées dans les sections précédentes pour l'évaluation des irréversibilités basées sur la production entropique adimensionnelle, représentée par les paramètres  $\psi$ ,  $\varphi$ , et l'analyse exérgetique représenté par le rendement exérgetique  $\eta_{ex}$

Nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- Que ce soit en conduite chauffé ou en échangeur à contre courant, le rendement exérgetique  $\eta_{ex}$ , donne des résultats assez logiques des évolutions des irréversibilités en fonction des différents paramètres de fonctionnement de l'échangeur, similaires aux résultats issues du paramètre  $\varphi$ , mais pas avec  $\psi$ . on explique ceci par le faite que le rendement exergetique mesure la qualité de la transformation par le niveau d'échange thermique gouverné par le facteur de carnot ( $1 - \frac{T_0}{T_{si}}$ ).
- Avec  $\eta_{ex}$ , on peut déterminer les cas optimum de production d'irréversibilités pour une efficacité donnée dans le cas d'un échangeur à contre courant, et on a conclud que : une bonne efficacité n'implique pas moins d'irréversibilités car un bon choix de  $\tau$  et de  $C_r$  est nécessaire.



## 2.3 Expressions analytiques des paramètres adimensionnel $\varphi, \psi$ due aux dissipations visqueuses

Dans cette partie, nous allons dégager les expressions analytiques des entropies générées due aux dissipations visqueuses, dans une conduite chauffée représenté par les paramètres adimensionnels  $\varphi, \psi$ . Le détail des expressions est explicité en Annexe B .

**A flux imposé** L'entropie générée due a la dissipation visqueuse, dans un volume de contrôle est exprimée par les expressions suivantes :

$$\psi_{\Delta P, \dot{P}} = \frac{f E_c}{2} \frac{L}{D_h} \frac{1}{NUT} \ln(1 + \tau NUT)$$

et:

$$\varphi_{\Delta P, \dot{P}} = \frac{\psi_{\Delta P, \dot{P}}}{\tau NUT}$$

Dans cette condition, la distribution des irréversibilités s'exprime par :

$$\phi = \frac{\frac{E_c f \ln(1 + \tau NUT)}{NUT} \frac{L}{D_h}}{\ln\left(\frac{(1 + \tau NUT)(1 + \tau)}{(1 + \tau + \tau NUT)}\right)}$$

**A température imposée** L'entropie générée due a la dissipation visqueuse, dans un volume de contrôle est exprimée par:

$$\psi_{\Delta P, T} = \frac{\tau E_c}{NUT 2 D_h} f \ln\left\{\frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}}\right\}$$

et :

$$\varphi_{\Delta P, T} = \frac{1 - \tau}{\tau (1 - \tau e^{-NUT})} \psi_{\Delta P, T}$$

Dans cette condition aussi, la distribution des irréversibilités s'exprime par la formule suivante:

$$\phi = \frac{\frac{E_c f}{NUT} \frac{L}{2 D_h} \ln\left(\frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}}\right)}{\ln\left(\frac{(1 - \tau) e^{-NUT}}{1 - \tau}\right) - \tau (1 - e^{-NUT})}$$

Dans cette partie nous allons étudier séparément les deux régimes d'écoulement, turbulent et laminaire, et pour ce la on introduit les formules et corrélation adéquates pour chaque type de régime notamment le coefficient frottement  $f$  et le coefficient de transfert convectif  $h$  .

### 2.3.1 Hypothèses et condition de calcul

- Conduite circulaire lisse
- Régime permanent établi
- Valeur de flux imposé, température de la paroi, débit de fluide caloporteur fixée
- Valeurs de grandeurs géométriques fixées.

### 2.3.2 Représentations et discussion des paramètres adimensionnels

Dans cette section nous allons tracer les évolutions de  $\phi$  pour les deux conditions aux limites de flux et température imposée, et deux régimes d'écoulement ; laminaire et turbulent .

#### Distribution des irréversibilités $\phi$ en fonction de $Re$

Dans la Figure 2.16 (a), et la Figure 2.16 (b) , on constat que à flux imposé et a température imposée, la distribution des irréversibilités  $\phi$  augmente en fonction du nombre de Reynolds en régime laminaire et turbulent, et ce la pour une valeur fixe de  $\tau = 0,2$  , cependant  $\phi$  est plus important a flux imposé que à température imposée, car a température imposée puissance échangée est plus importante, ce qui conduit à des irréversibilités thermiques plus importantes donc un rapport des irréversibilités  $\phi$  faible. En régime laminaire  $\phi$  est de l'ordre de  $10^{-3}$  , on conclut que les irréversibilités dues aux dissipations visqueuses sont négligeables devant les irréversibilités thermique, cette conclusion étant aussi valable pour les écoulement faiblement turbulents.

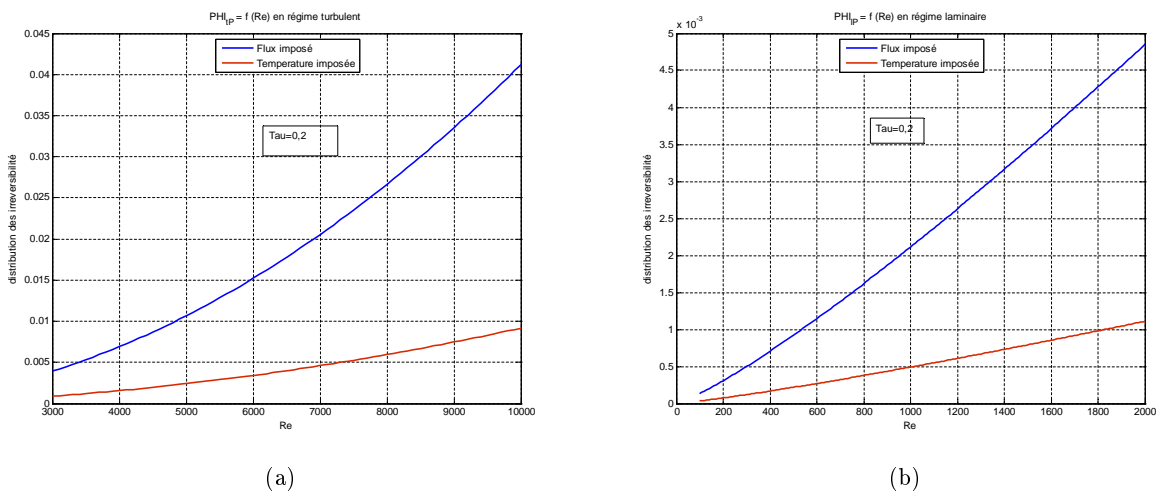


Figure 2.16: Evolution de  $\phi$  en fonction de  $Re$  (a) régime turbulent (b) régime laminaire

## Deuxième partie

# Application a un procédé agro-alimentaire

## Chapter 3

# Application 1: Procédé de décongélation par micro-onde

Les critères présentés dans la première partie ont été développés dans les cas classiques que sont les conduites chauffées et les échangeurs coaxiaux à contre courant. Il est beaucoup plus compliqué de les définir dans un cas plus général comme un composant industriel siège d'échanges d'énergie, notamment les critères  $\phi$  et  $\psi$ . Dans la partie suivante les bilans énergétique et exergetique, plus généralisables, seront proposés pour un procédé de décongélation par micro-onde contrôlé par un flux d'air froid. Après avoir présenté brièvement le procédé, nous établirons les différents bilans au sens du premier et du second principe qui nous permettront dans un second temps de construire plusieurs critères en vue d'une analyse énergétique ou exergetique. Ces critères pourront enfin être intégrés dans la loi de commande du procédé afin d'optimiser les différents rendements

La décongélation est une étape très importante et la technique employée joue un rôle crucial sur la qualité finale du produit. Cependant l'objectif principale de l'opération est de décongeler le produit toute en évitant la parution des phénomènes indésirables dans le produit (par exemple, variation locale des concentrations salines a cause d'une certaine perte en eau).

L'utilisation des micro-ondes permet d'apporter l'énergie nécessaire à la décongélation sous forme d'ondes électromagnétiques (de 2450 MHz) dans le produit, ou la dégradation de l'énergie qu'elle transporte en énergie calorifique se fait par le phénomène des pertes diélectriques.

Sur le plan théorique, de nombreux avantages existent à l'utilisation des micro-ondes en décongélation, en premier lieu la rapidité, la souplesse d'utilisation, la possibilité de travailler en continu ou en batch et la facilité d'intégration dans une chaîne existante. En revanche de nombreux inconvénients se manifestent tels que la médiocrité des pertes diélectriques des produit congelés, l'importante énergie à fournir pour

dépasser le seuil de décongélation totale et en dernier et surtout les hétérogénéités de chauffage, ce qu'on appelle le phénomène d'emballement thermique. Ce phénomène embarrassant que nous allons aborder en détail dans la suite du travail à fait l'objet de plusieurs études dès la fin des années 70 pour le contrecarrer.

Cependant, il apparait incontournable que des résultats probant ne peuvent être obtenus que par l'application d'une commande fine au procédé, en agissant sur les différents paramètres assurant la décongélation tout en évitant les phénomènes indésirables.

## 3.1 Mise au point du procédé

### 3.1.1 Principe d'application du micro-onde

La base du principe du fonctionnement du micro-onde est la conversion de la puissance électrique en chaleur par le phénomène de pertes diélectriques. Un générateur d'ondes électromagnétique permet de s'affranchir des contraintes liées aux transferts de chaleur classique. Un diélectrique se polarise s'il est placé dans un champ électrique alternatif ; les déformations successives des molécules produisent un échauffement. Cet échauffement est du aux déplacements des charges électriques sous l'effet du champ électrique au sein de l'atome et aux limites entre deux milieux hétérogènes.

Les applications industrielles des micro-onde dans le secteur de l'agro-alimentaire sont variées, ils sont utilisés dans le séchage des produits alimentaires, le tempérage, la cuisson et la décongélation.

### 3.1.2 Problématique d'emballement thermique

Lorsque les ondes incidentes sur un produit à décongeler, leurs pénétrations s'atténuent exponentiellement en fonction de la profondeur. La surface du produit s'échauffe d'avantage que le centre. Au fur et à mesure la température des couches superficielles du produit s'élèvent, leurs propriétés diélectriques augmentent, et par conséquence elles s'échauffent de plus en plus et la profondeur de pénétration des ondes diminuent constamment.

De l'eau se forme sur la surface libre du produit a des températures voisine de 0 forme une sorte de barrière pour la pénétration des ondes vers la profondeur car la couche d'eau absorbe préférentiellement l'énergie à cause de leurs constantes diélectriques élevées, et servent du support à des phénomènes d'emballement thermique qui conduit tres rapidement à des temperature superficielle tres élevées tandis que les zone profonde du produit ne reçoivent pratiquement plus aucune énergie et resterons congelés. La Figure 3.1 montre l'évolution des température de surface et centre du produit durant la décongélation.

En plus les contraintes microbiologiques incitent à éviter les temperatures positives trop élevées .

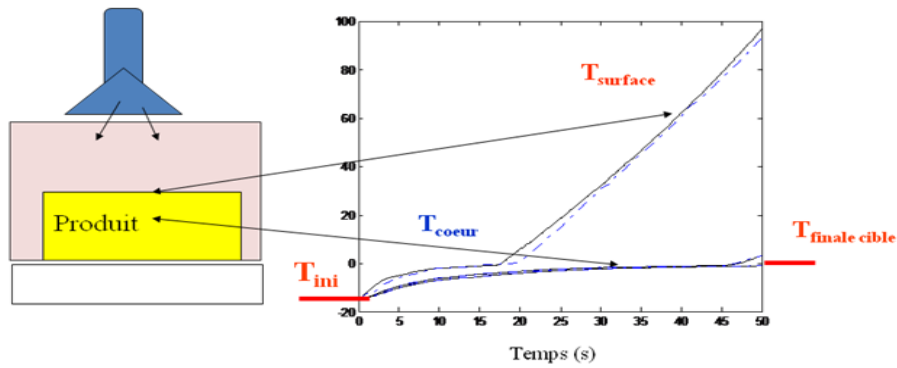


Figure 3.1: Evolution des températures de surface et centre du produit

Afin d'atténuer ce phénomène d'emballement thermique des investigations ont été munis parmi celle ci :

**L'utilisation d'un courant d'air .** Il s'agit de souffler de l'air pour balayer la surface du produit placé dans le four micro-onde pour refroidir la surface et éviter la formation de la couche d'eau superficielle et déminer l'écart de température entre la surface et la profondeur du produit qui permettra une meilleure pénétration des ondes en profondeur. Une variation de la puissance convective échangée peut être obtenue en variant la vitesse et/ou la température de l'air à l'entrée du micro-ondes.

### 3.1.3 Schéma du système de procédé de décongélation

Le système assurant le procédé de décongélation est représenté dans la Figure 3.2 , il est composé de deux sous systèmes ; un groupe de production de froid conventionnel comprenant un compresseur, condenseur, détendeur et évaporateur. Un ventilateur est placé à l'amont d'un canal rectangulaire ou l'évaporateur du groupe froid est placé à fin de créer une veine d'air froide pour différentes vitesses et températures d'air. Cette veine d'air froide sera exploitée dans le système aval pour le refroidissement de la surface du produit à décongeler .

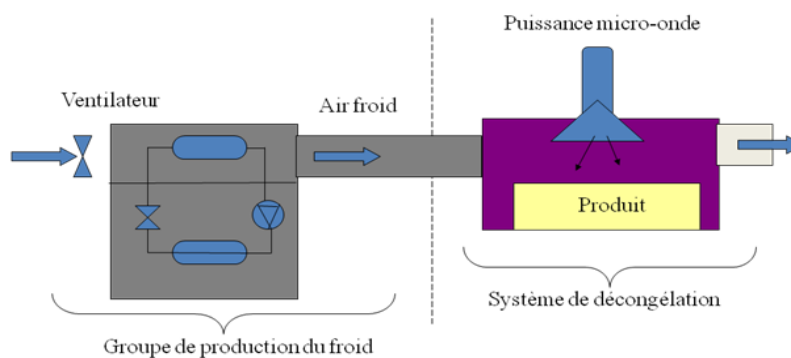


Figure 3.2: Schéma du principe du système de procédé de décongélation

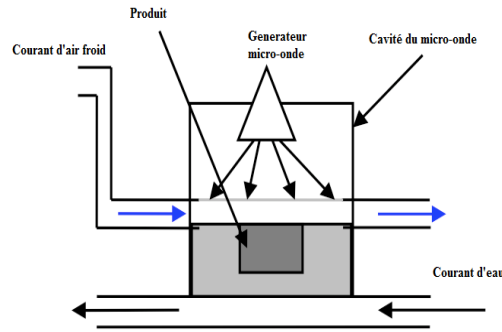


Figure 3.3: Schéma descriptif du dispositif

## 3.2 Modélisation de transferts thermique avec changement de phase du procédé de décongélation

La modélisation de transfert de chaleur avec changement de phase est largement rapporté en littérature [20]. L'approche  $C_p$  apparent semble la mieux adapté pour la résolution des équations de transfert de chaleur avec changement de phase, cette méthode est explicité dans la thèse d'E.AKKARI [17].

Dans ce qui suis, nous allons expliquer tres brièvement la demarche suivée pour cette modelisation.

### 3.2.1 hypothèses

Les hypothèses considérées sont :

- L'énergie micro-onde incidente est considérée homogène est isotrope
- Le transfert de chaleur est unidirectionnel le long de l'axe vertical  $Z$
- L'échange sur la surface supérieure ( $Z=0$ ) s'effectue essentiellement par convection
- Le produit (enchantions de tylose) est isolé thermiquement par les cotés
- une boîte à eau située en dessous de l'échantillon piège les micro-ondes n'ayant pas été absorbées par le produit congelé.

La Figure 3.3 représente le domaine d'application du model .

### 3.2.2 Equations gouvernantes

L'équation gouvernante du transfert de chaleur avec changement de phase par conduction dans la matière est donnée par :

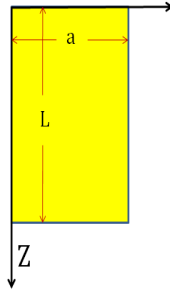
$$\rho(T) C_p(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div} \left( \overrightarrow{\lambda \text{ grad } T} \right) + \gamma_0 \delta Z \cdot e^{\alpha T} \cdot \frac{P}{V}$$

### 3.2.3 Conditions aux limites 1D

Les conditions aux limites convectives a la surface du produit :

$$-k_s \nabla T = h(T - T_{air})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial Z} &= 0 && \text{pour } Z = L \\ h(T_{air} - T(0, t)) &= -\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial Z} && \text{pour } Z = 0 \\ T(Z, t) &= T_{pr} = -20 \text{ }^\circ\text{C} && \text{pour } t = 0, \forall Z \end{aligned}$$



Ou « $h$ » est le coefficient de transfert convectif à la surface . Il va être évalué pour différentes valeurs de température de l'air a l'entrée par la résolution du système d'équations globale. Ce model a été validé par AKKARI et al [18] , [19].

### 3.2.4 Méthode de mesure des différents paramètres (conductivité, Cp apparent..)

La résolution du model développé nécessite de déterminer les paramètres du produit utilisé à savoir la chaleur spécifique apparente, la masse volumique, la conductivité thermique et le terme de l'absorptivité. Annexe C

## 3.3 Commande de la décongélation micro-ondes

L'intérêt de la commande de procédé de décongélation est de chercher à réduire le cout énergétique du procédé, limiter le temps d'opération, limiter les risques sanitaires liées à une reprise d'activités des micro-organismes en surface (due à un temps trop long et/ou une température de surface trop élevée).



### 3.3.1 Objectifs et paramètres de contrôle

L'objectif dans le cas de notre étude serait alors de pouvoir prévenir l'emballement thermique, de limiter un seuil de température maximale, (pouvoir éviter toute cuisson ou transformation partielle du produit), obtenir une meilleur homogénéité par un gradient de température minimal entre points chaud et points froids et conserver un temps d'opération suffisamment court. Pour cela on applique une commande au procédé avec comme objectif de suivre deux profiles de temperature cible déterminé (un pour le point chaud et un pour le point froid) en régulant à la fois la puissance du micro-ondes et le flux convectif contre l'emballement thermique. Cette loi de commande s'appuiera sur une mesure de la température de surface, couplé à un observateur (profil cible Figure 3.4) et agissant sur la puissance micro-onde contrôlée (chauffage) et le coefficient de transfert convectif  $h$  (refroidissement) convection contrôlée.

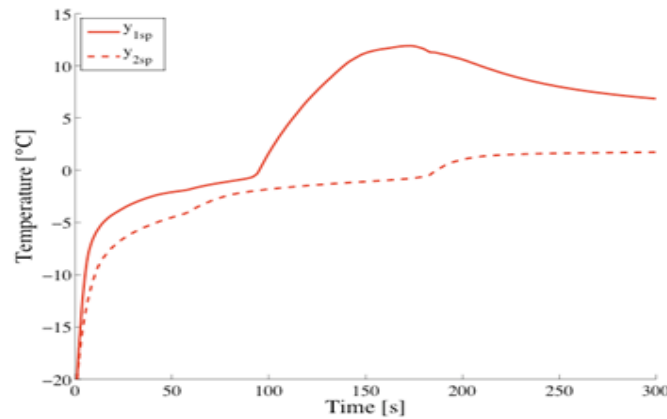


Figure 3.4: Profile de temperature cible

### 3.3.2 Commande optimale

Dans cette partie nous allons présenter un aperçu global sur la commande en boucle fermée mise au point pour le contrôle de procédé [17] basée sur un model simple et précis et une loi de commande multi variables schématisée dans la Figure 3.5 .

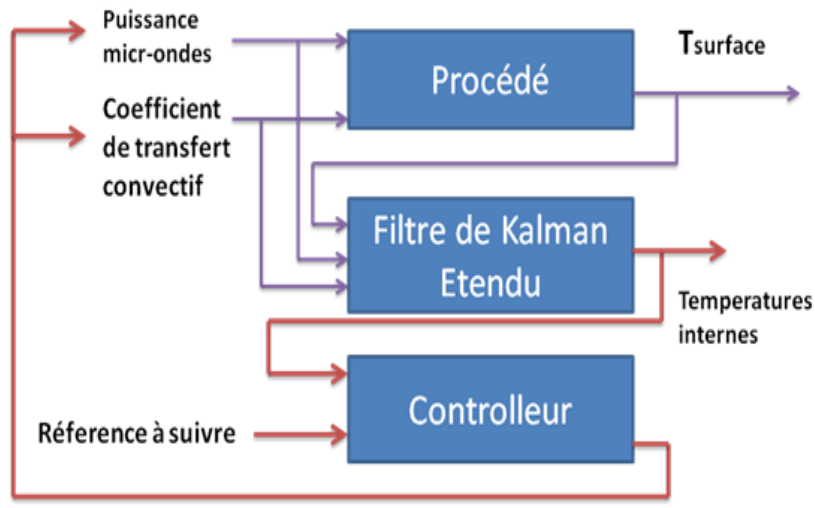


Figure 3.5: Schéma du principe de la commande en boucle fermée

### 3.4 Bilans énergétique et exérgetique du procédé

Dans ce qui suit, nous allons appliquer les bilans énergétique pour les deux systèmes séparément puis le système globale a fin de définir les différents rendements du système.

Une approche énergétique dans le but d'optimisation est présentée. Cette approche consiste à mettre en évidence un point de fonctionnement optimal du processus. Dans ce but, une analyse de l'efficacité énergétique globale, y compris l'énergie nécessaire pour abaisser et maintenir l'air d'admission à une basse température, est effectuée pour le processus global, comme il est illustré dans le schéma de la Figure 3.6.

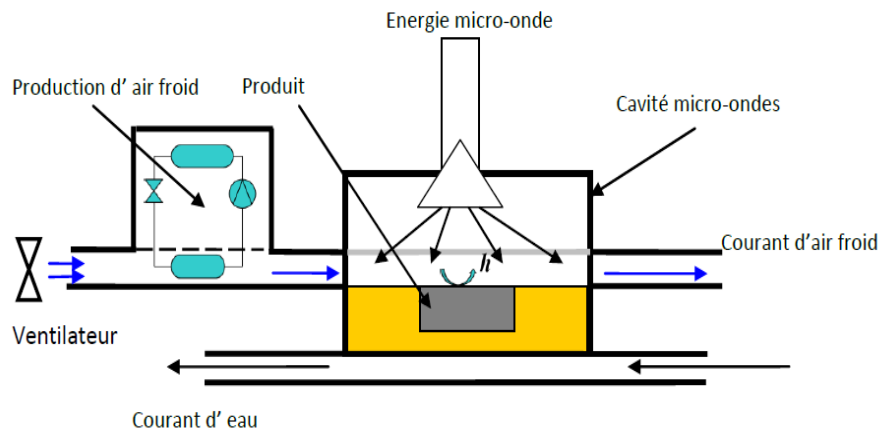


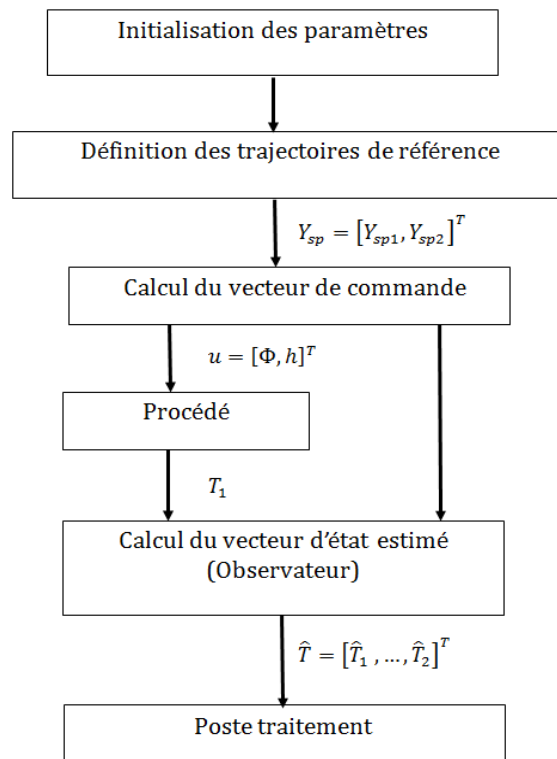
Figure 3.6: Schéma global du procédé de décongélation

Afin de déterminer l'effet de chaque composant, l'analyse énergétique est effectuée en trois étapes. Dans une première étape, seulement l'effet du micro-onde est considéré pour déterminer l'efficacité du micro-ondes. Dans une deuxième étape, puisque le coefficient de transfert de chaleur  $h$  peut atteindre des valeurs élevées (valeurs proposées par la régulation), l'effet de la perte de pression à travers le canal d'air de refroidissement est prise en considération. En conclusion, dans une dernière étape, le coût de l'énergie nécessaire pour abaisser et maintenir l'air d'admission à une basse température, et pour régler sa vitesse sera inclus pour l'analyse de l'efficacité du procédé.

### 3.4.1 Analyse énergétique

L'étude du rendement énergétique s'effectuera sous les conditions de température d'entrée d'air variant de  $-40^{\circ}\text{C}$  à  $0^{\circ}\text{C}$ , et un temps de décongélation de 200 à 1000s et une température initiale du produit de  $-20^{\circ}\text{C}$ . D'ailleurs, pour être plus près des condition expérimentales, le coefficient d'échange convectif  $h$  et la puissance de micro-onde incidente sont bornés aux valeurs maximales de  $150 \text{ W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$  et  $100 \text{ W}$ , respectivement. Ces valeurs peuvent être beaucoup plus importantes pour une température d'entrée d'air plus haute que  $5^{\circ}\text{C}$  et un temps de décongélation inférieur à 150 s. Cependant la décongélation du produit ne peut pas être garantie et/ou le phénomène d'emballement thermique ne peut pas être évité. Ces bornes sont forfaitaires et que nous nous les sommes fixées à des fins réalistes, mais que l'approche serait la même avec des  $h$  limite de  $100\text{w/m}^2\text{k}$  voir moins.

Le synoptique ci-dessous ,illustre les etapes du programme de calcul effectué sous «MATHLAB» ,pour le procedé étudié en explicitant la commande appliquée . Les calculs des bilans et des differents rendement représenté par l'etape «poste traitement» sont détaillés en annexe C .



La Figure 3.7, montre pour un temps de décongélation réduit conduit à une augmentation importante de la puissance incidente maximal nécessaire, cela implique dans la pratique une installation plus puissante et par conséquent un coût d'investissement plus élevé; ceci justifie notre limitation arbitraire de la puissance du generateur micro-ondes.

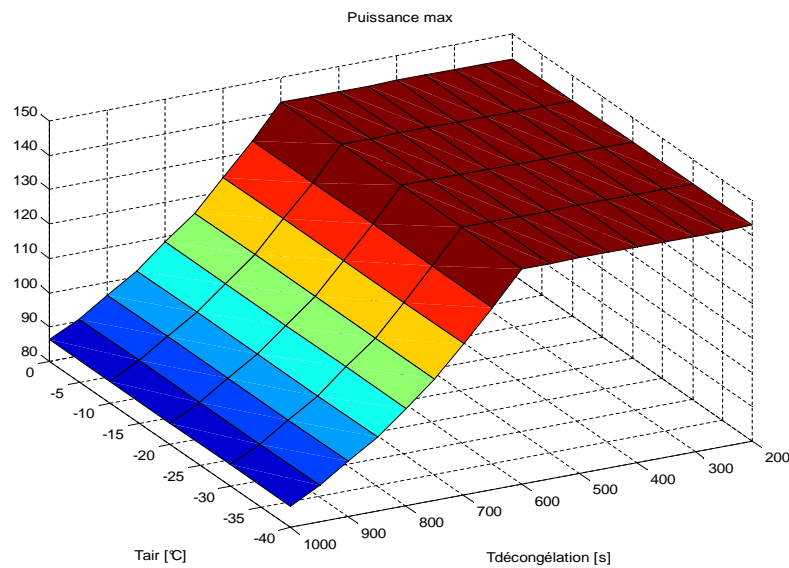


Figure 3.7: Energie maximale incidente

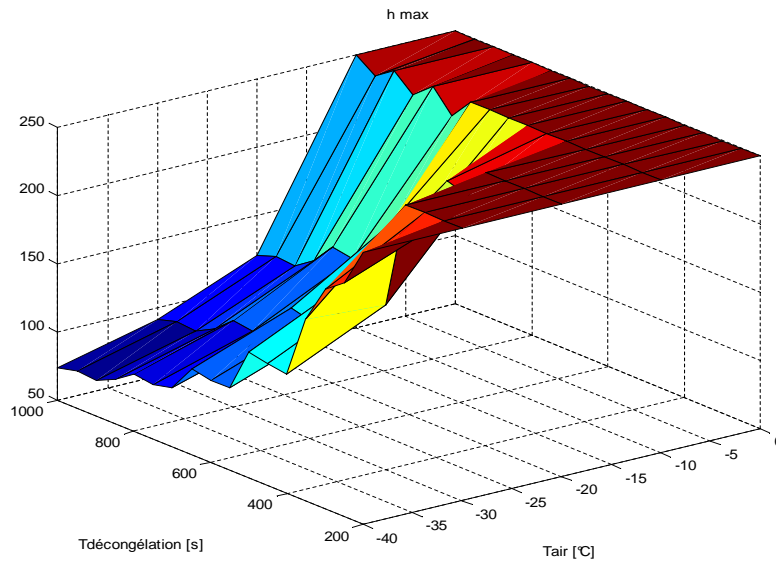


Figure 3.8: Coefficient de transfert convectif maximum

De même, un aperçu sur le coefficient d'échange convectif maximal recommandé par la régulation indique que plus le temps de décongélation est réduit et plus la température de l'air est élevée, plus le coefficient de convection est important. Pour des conditions extrêmes (par exemple,  $t_d = 200$  s et  $T_a = 0$  °C), le coefficient d'échange convectif maximal atteint la valeur admise maximale de  $250 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ , tel qu'il est montré dans la Figure 3.8.

Dans ce cas de figure, la perte de pression à travers le canal d'air de refroidissement ne peut pas être considérée négligeable et doit être prise en considération dans le rendement de processus.

La Figure 3.9, montre les évolutions temporelles de la puissance micro-onde incidente et le coefficient de transfert convectif pour différents couples des paramètres  $(t_d, T_a)$ . On constate que la demande en puissance micro-onde est plus élevée au début de la décongélation pour s'atténuer rapidement.

Dans la pratique, un moyen pour réduire l'investissement et le coût consiste à choisir un générateur micro-ondes moins puissant car cette demande ne dure que quelques instants au début de la décongélation. Quant' au coefficient de transfert convectif " $h$ ", il apparaît très faible durant le premier tiers de temps de décongélation, tandis que il augmente fortement après le deuxième et le troisième tiers de temps.

On explique ça par le fait que durant le premier tiers du temps la surface du produit n'est pas à température élevée donc pas besoin de refroidissement, ce qui a fait un coefficient " $h$ " très faible. Ce pendant durant le deuxième et le troisième tiers du temps en raison de l'augmentation du gradient thermique entre la surface et le cœur du produit un refroidissement de la surface est nécessaire, ce qui engendre des valeurs de " $h$ " très élevées.

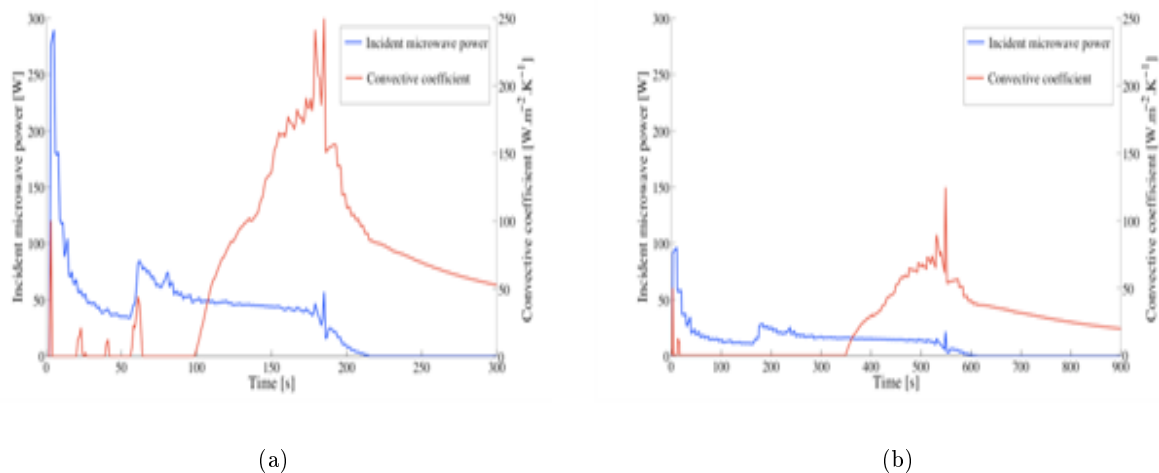
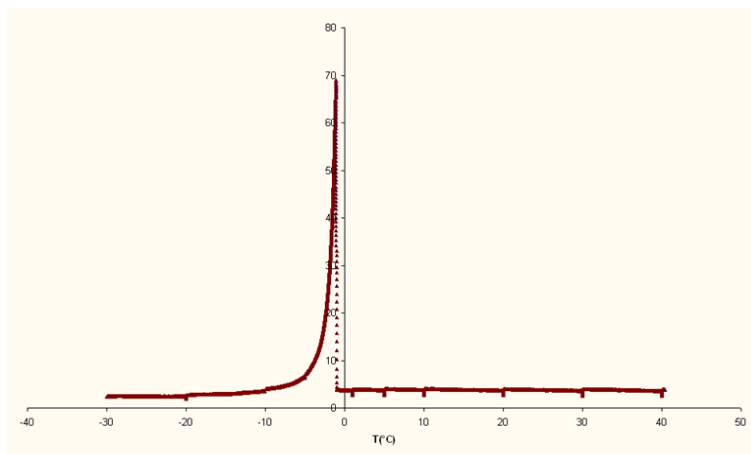


Figure 3.9: Evolution temporelle de l'énergie micro-onde incidente et du coefficient de transfert convectif pour : (a)  $t_d = 300$  s  $T_a = -20$  °C , (b)  $t_d = 900$  s  $T_a = -20$  °C

### 3.4.1.1 Énergie minimale requise

Pour déterminer le rendement du processus, l'énergie minimale requise  $\Delta H_{min}$  sera définie comme l'énergie minimale à apporter au produit pour le faire passer de son état initial à son état final souhaité. Le but du processus consiste à décongeler totalement le produit, son état final est atteint quand sa température minimale égale à 0 °C . Par conséquent  $\Delta H_{min}$  sera défini à partir de la chaleur spécifique apparente, il est exprimé sous la formule suivante:



Chaleur spécifique apparente de la tylose (produit)

$$\Delta H_{min} = \rho_{pr} S_{pr} \int_0^L \int_{T_0}^{0^\circ\text{C}} C_p(T) dT dz$$

La variation de l'énergie interne du produit est constante déterminé expérimentalement pour l'état initial et finale de produit . Annexe C

### 3.4.1.2 Bilan énergétique sur micro-ondes

Le schéma du micro-ondes est représenté dans la Figure 3.10 , on définit ces frontières par  $\Sigma_3$  pour l'entrée et  $\Sigma_4$  pour la sortie.

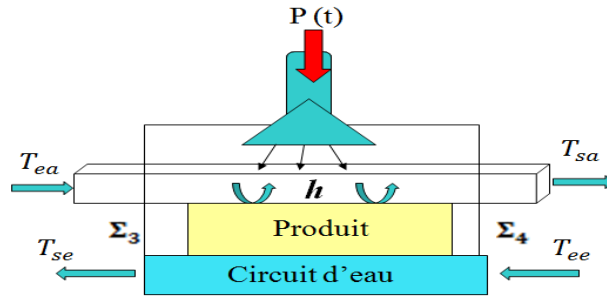


Figure 3.10: Schéma descriptif du bilan sur le micro-ondes

Le rôle du circuit d'eau dans le système est d'absorber et récupérer l'énergie perdue et garantir une sécurité du matériel.

Le premier principe de la thermodynamique appliqué au système composé du micro-ondes , veine d'air et le circuit d'eau s'écrit comme suit:

$$\int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt = \Delta H_{min} + \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) (h_{sa}(t) - h_{ea}) dt + \int_0^{t_d} \dot{m}_{eau}(t) (h_{se}(t) - h_{ee}) dt$$

$$\int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt = \Delta H_{min} + \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}}(T_{sa}(t) - T_{ea}) dt + \int_0^{t_d} \dot{m}_{eau}(t) C_{p_{air}}(T_{se}(t) - T_{ee}) dt$$

### 3.4.1.3 Rendement énergétique de micro-onde

Le rendement énergétique du micro-onde s'exprime par l'expression ci-dessous :

$$\eta_{micro-ondes} = \frac{\Delta H_{min}}{\int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt}$$

Ou  $t_d$  est le temps de décongélation fixé. L'évolution du rendement énergétique du micro-onde en fonction du temps de décongélation et de la température d'entrée d'air est représenté dans la Figure 3.11 .

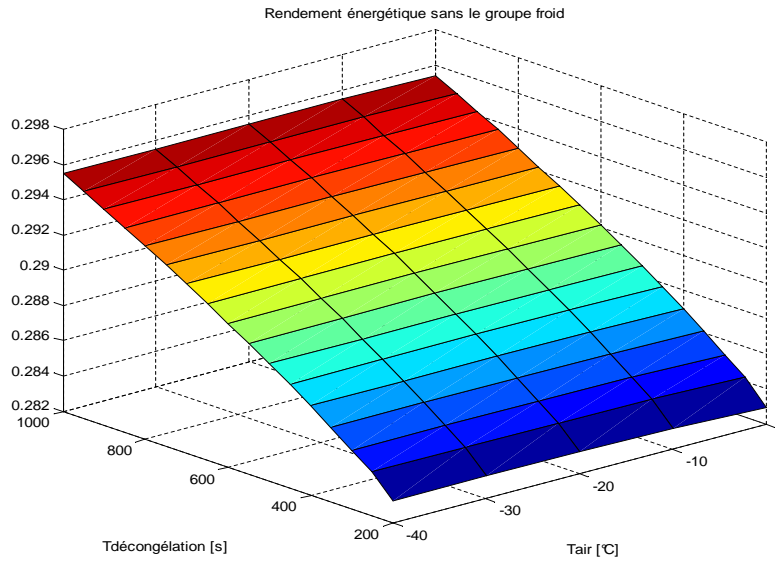


Figure 3.11: Rendement énergétique du micro-ondes

D'après la Figure 3.11 ; même si aucune corrélation entre le rendement énergétique et la température d'entrer d'air n'est établie, on constat clairement que plus le temps de décongélation est long, meilleur est le rendement. La surconsommation de l'énergie par le produit est liée à la réduction du temps de décongélation , ce ci ne signifie pas une augmentation de la productivité. Nous constatons aussi une légère augmentation du rendement quand la température d'entré d'air est de plus en plus basse.

#### 3.4.1.4 Bilan énergétique sur le produit

D'après les conclusions précédentes, l'effet des pertes de charges à travers le canal de refroidissement sera pris en considération à fin d'évaluer l'énergie mécanique mis en jeux par l'air pour obtenir un coefficient de transfert convectif recommandé. Cette énergie mécanique est définie en fonction de la vitesse , débit d'air et le coefficient de pertes de pression par frottement. [21]

L'application du premier principe de la thermodynamique entre l'entrée et la sortie de l'air, le bilan énergétique se met sous la forme :



$$\dot{m}_a C_{p_{air}} \Delta T = P_{mec}(t) + \dot{Q}_{conv}$$

ou  $P_{mec}(t) = \dot{q}_{air} \Delta P_{air}(t) = \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) \xi \frac{V_a^2}{2} dt$

Alors on écrit:

$$\int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} (T_{sa}(t) - T_{ea}) dt = \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) \xi \frac{V_a^2}{2} dt + \int_0^{t_d} h S_{pr} \left( T_{pr} - \frac{T_{sa}(t) - T_{ea}}{2} \right) dt$$

Ou  $\dot{m}_{air} = \rho_{air} s V_{air}$ , le coefficient de frottement  $\xi$  est prit egal à 0,5, La vitesse de l'air est simplement déduite à partir du coefficient de transfert convectif en utilisant la corrélation classique de Colburn Nusselt

$$: V = \frac{\mu}{\rho D_h} \left( \frac{h D_h}{0,023 \lambda \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,8}}$$

Pour prendre en compte l'énergie mécanique dissipée dans le rendement énergétique du procédé, un rendement corrigé est défini :

$$\eta_{corrigé} = \frac{\Delta H_{min}}{\int_0^{t_d} P_{monde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) \xi \frac{V_{air}^2}{2} dt}$$

L'évolution du rendement énergétique corrigé est illustrée dans la Figure 3.12.

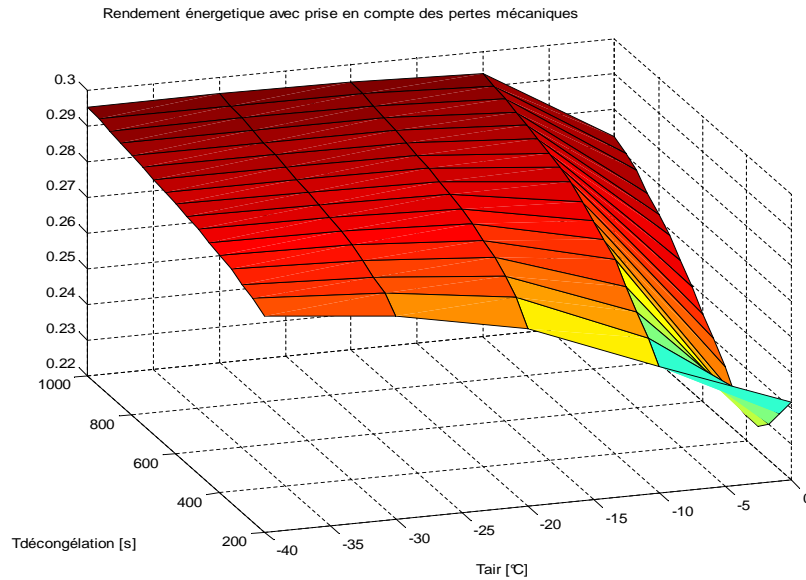


Figure 3.12: Rendement énergétique corrigé du micro-ondes

Plus le temps de décongélation est long et plus la température d'air est basse, le rendement est élevé. Par

ailleurs une augmentation de la température d'entrée d'air et une diminution de temps de décongélation conduit à une valeur maximale du coefficient de transfert convectif, qui mène à une augmentation de l'énergie mécanique par frottement. Les points extrêmes (-5 °C, 200 s) sont trompeurs: le rendement énergétique est bien monotone décroissant, mais les contraintes ne sont plus satisfaites: l'énergie consommée est plus faible, mais le produit n'est pas décongelé et/ou victime d'emballement thermique non contrôlé.

On peut conclure que plus la température d'air à l'entrée est basse et plus le temps de décongélation est long, meilleur sera le rendement énergétique du procédé est meilleur. Cependant dans notre cas actuel, l'énergie nécessaire pour abaisser et maintenir la température de l'air à l'entrée n'est pas prise en considération. Evidemment pour avoir un aperçu réaliste du rendement réel du procédé, il est nécessaire d'inclure l'énergie consommée au niveau du compresseur du groupe qui assure le refroidissement de l'air et l'énergie au niveau du ventilateur qui contrôle sa vitesse.

### 3.4.1.5 Bilan énergétique du système global du procédé

Le bilan énergétique du système s'écrit sous la forme suivante :

$$\int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt = \Delta H_{min} + \int_0^{t_d} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} (T_{sa}(t) - T_{ea}) dt + \int_0^{t_d} \dot{m}_{eau}(t) C_{p_{eau}} (T_{sc}(t) - T_{ec}) dt$$

On écrit le rendement énergétique du système comme étant le rapport de la variation de l'énergie interne du produit entre l'état initial et final et les différentes énergies apportées au système assurant le procédé de décongélation.

$$\eta_{en} = \frac{\Delta H_{min}}{\int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt}$$

Où,  $\dot{W}_{elec-comp}$  et  $\dot{W}_{elec-vent}$  ; représentent les puissances électriques consommées respectivement au niveau du compresseur et du ventilateur.

La puissance électrique du compresseur s'écrit en fonction de la puissance frigorifique au niveau de l'évaporateur :  $\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{air} (T_a - T_{env})$ , le coefficient de performance  $COP$  et le rendement du compresseur  $\eta_{comp}$ . Alors que la puissance du ventilateur dépend des pertes de pression  $\Delta P_{air}$  et le débit volumique d'air  $q_{air}$  et du rendement du ventilateur  $\eta_{vent}$ .

$$W_{elec-comp} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\eta_{comp} COP}$$

$$\dot{W}_{elec-vent} = \frac{s V_{air} \Delta P_{air}}{\eta_{vent}}$$

Le  $COP$  du compresseur du groupe de production de froid évolue linéairement en fonction de la température d'air à la sortie de l'évaporateur donné par l'expression:

$$COP = 0.0375 * T_a + 3$$

La température d'entrée d'air dans l'évaporateur est la température de l'environnement :  $T_{env} = 20^\circ\text{C}$

L'analyse du rendement globale du procédé de décongélation montré dans la Figure 3.13, montre une forte corrélation entre le rendement globale du procédé et les variations de température d'entrée d'air et le temps de décongélation. En effet, plus le temps de décongélation est long plus le rendement globale est élevé. Une valeur optimale du rendement énergétique est obtenu pour une température d'entrée d'air égale à  $-20^\circ\text{C}$ .

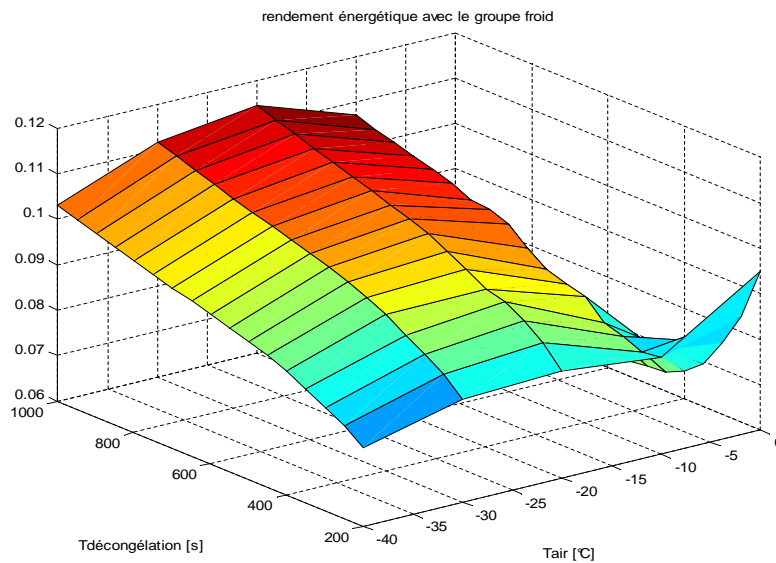


Figure 3.13: Rendement globale du procédé de décongélation

Le Tableau 3.1, montre les valeurs du rendement global du procédé et les énergies consommées par chaque composant du système à savoir le générateur micro-ondes, le compresseur et le ventilateur pour un temps de décongélation de 600 s.

Tableau 3.1 : Valeurs du rendement énergétique et énergies consommées par le compresseur et le ventilateur

	- 40 °C	- 30 °C	- 20 °C	- 10 °C	0 °C
Micro-ondes [kJ]	10.594	10.594	10.594	10.595	10.596
Compresseur [kJ]	22.536	19.868	19.134	20.896	35.423
Ventilateur [kJ]	0.0087	0.0196	0.0559	0.2585	2.8112
Rendement energetique	0.0928	0.1009	0.1033	0.0969	0.0630

La Figure 3.15 montre l'évolution des énergies consommées par chaque composant du système en fonction de la température d'entrée d'air pour un temps de décongélation égale à 1000 s.

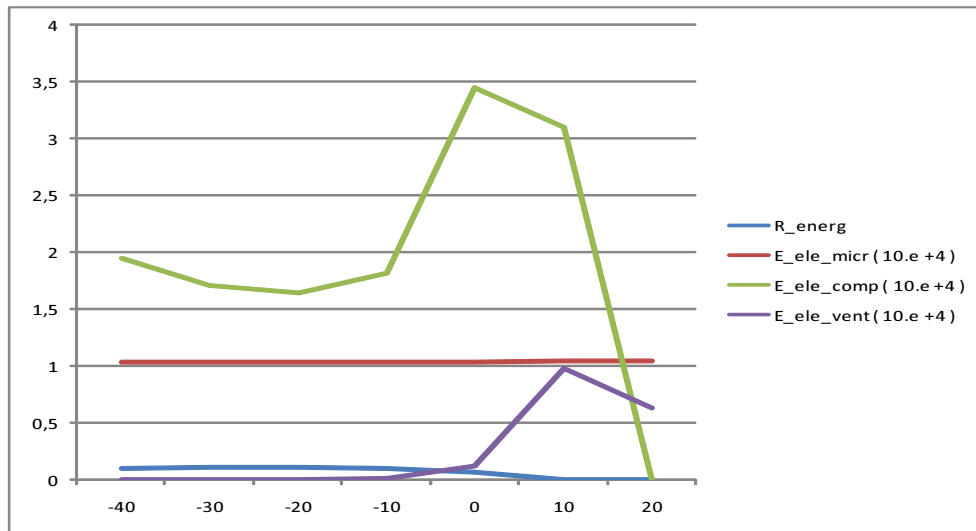


Figure 3.14: L'évolution des énergies consommées par chaque composant du système à  $t_d=1000$  s

Une chute considérable du rendement énergétique du procédé pour des températures d'air supérieures à  $-10$  °C, qu'est due principalement à l'augmentation de l'énergie au compresseur et au ventilateur, tandis que l'énergie du micro-ondes reste pratiquement constante entre  $-40$  °C et  $10$  °C. Pour un temps de décongélation constant, et une augmentation de température d'air à l'entrée conduit à une valeur de coefficient de transfert convectif importante qui atteint  $250 \text{ m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$  à fin d'éviter l'emballement thermique. Comme ce coefficient est lié directement à la vitesse de l'air et donc au débit d'air, cela conduit à une augmentation de la puissance du ventilateur et le compresseur, d'où la chute du rendement globale du procédé.

La chute du rendement pour des températures d'entrée d'air de plus en plus basses s'explique par le fait que la puissance du compresseur est lié liniairement au coefficient de performance du groupe froid ( COP ) qui décroît pour des temperatures négatives .

### 3.4.1.6 Bilan exérgétique du système

Dans cette partie nous allons mener une étude basée sur le deuxième principe de la thermodynamique du procédé, principalement pour évaluer son rendement exérgétique et de voir ce que l'étude exergetique apporte à l'étude énergétique.

L'expression du bilan exérgétique pour le système complet se met sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} (H - T_0 S)_{pr} = & (Ex_{sa} - Ex_{ea}) + (Ex_{se} - Ex_{ee}) + \int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt \\ & + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt - L_{ex} \end{aligned}$$

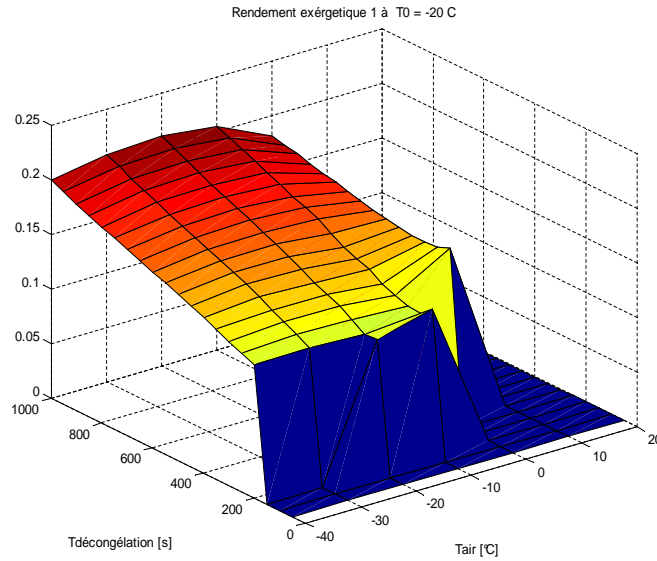
Dans la littérature, il existe deux manières différentes d'estimer un rendement exérgétique d'un système thermodynamique. La première définition consiste à évaluer le rapport des flux sortant du système sur les entrant.

$$\eta_{ex1} = \frac{\sum Ex_{sortie}}{\sum Ex_{entrée}}$$

Le rendement exérgétique globale du système composé du groupe de production du froid et le micro-ondes est défini par les expressions suivantes :

$$\eta_{ex1} = \frac{(H - T_0 S)_{fin} + Ex_{sair} + Ex_{seau}}{(H - T_0 S)_{int} + Ex_{eair} + Ex_{eeau} + \int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt}$$

L'évolution du rendement exergetique  $g$  en fonction du temps de décongélation et de la température d'entrée d'air est représentée dans la Figure 3.16 pour deux températures de référence  $T_0$ .

Figure 3.15: Rendement exérgetique 1.  $T_0 = -20^\circ\text{C}$ 

On constate que le rendement exérgetique augmente jusqu'à atteindre un maximum à une température  $T_{air} = -20^\circ\text{C}$ , et décroît pour des valeurs inférieures à cette température; les configurations ne satisfaisant pas les contraintes ont été affectées d'un rendement nul. On constat aussi comme le rendement énergétique que le rendement exérgetique augmente pour un temps de décongélation. Il est à noter que ce résultat est obtenue n'est pas définitif choisir des températures de référence  $T_0$  différentes conduit à des résultats et des optimums différents.

La deuxième expression du rendement exérgetique est défini par le rapport des pertes exérgetiques sur la somme des exergies dipensées pour le système . M.Feidt [10]

$$\eta_{ex2} = \frac{L_{ex}}{\sum Ex_{dipensées}}$$

$$\eta_{ex2} = \frac{\Delta Ex_{air} + \Delta Ex_{eau} + \int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt}{\Delta Ex_{air} + \Delta Ex_{eau} + \int_0^{t_d} P_{\mu onde}(t) dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-comp} dt + \int_0^{t_d} \dot{W}_{elec-vent} dt - \Delta(H - T_0 S)}$$

L'évolution du rendement exergetique du procédé en fonction du temps de décongélation et de la température d'entrée d'air est représentée dans la Figure 3.17 pour la temerature de rëferance  $T_0 = -20^\circ\text{C}$ .

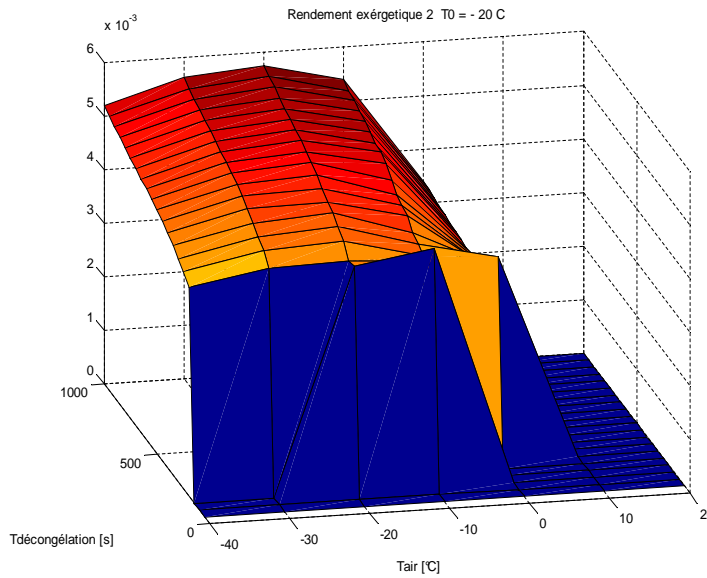


Figure 3.16: Rendement exergetique 2.  $T_0 = -20^{\circ}\text{C}$

Pour cette deuxième définition du rendement exergetique, on constate la même allure d'évolution et un même optimum à  $T_a = -20^{\circ}\text{C}$  mais d'une part la valeur du rendement exergetique est très faible, d'autre part, contrairement à la première définition du rendement exergetique, l'optimum de celui-ci est indépendant de la température choisie.

En conclusion, si le rendement exergetique permet d'éclairer la qualité des transformations, il semble délicat de l'utiliser comme un critère univoque pour caractériser les performances du procédé.

même si l'allure de l'évolution du rendement exergetique est similaire à celle du rendement énergétique et un même optimum à  $T_a = -20^{\circ}\text{C}$  à une température de référence, reste toujours insuffisant pour le considérer comme critère pour optimiser le système pour les raisons suivantes :

- Un optimum qui varie en fonction de la température de référence  $T_0$  pour la définition 1 .
- Un optimum fixe à  $T_a = -20^{\circ}\text{C}$  pour la définition 2 quelque soit la température de référence  $T_0$  mais sa valeur reste très faible .

## Troisième partie

# Application 2 :Audit énergétique du Four à gaz



## Chapitre 4

# Audit énergétique du four de cuisson du pain à gaz

Cette étude entre dans le cadre d'un projet industriel intervenant dans un projet de recherche nommé Boulangerie Raisonnée en Efficacité énergétique (BRAISE) . La consommation énergétique liée à la cuisson du pain s'élève en France à près de 300 000 TEP .c'est a partir de ce constat que ce projet est établi. Quatre grand axes d'amélioration ont été identifiés a fin d'améliorer la performance énergétique globale de cet important secteur de l'industrie agroalimentaire.

- Réduction de temps de cuisson
- Réduction de temps de préchauffage
- Amélioration des transferts thermiques
- Amélioration de la régulation/contrôle de processus de cuisson

Dans cette étude nous intervenons sur une étape importante qui consiste en la réalisation d'un bilan énergétique du four à gaz pour la cuisson du pain. Notre étude va se scinder en deux parties principales :

- Audit énergétique d'un four à vide
- Audit énergétique d'un four en situation de production (à charge)

Une étude a déjà été menée sur un four électrique (2010) et que l'objectif est d'établir une comparaison avec un four à gaz de même taille.

## 4.1 Bilan d'énergie

Nous effectuons le bilan sur l'enveloppe extérieure du four .Les caractéristiques thermiques des matériaux dépendent de la température. Ainsi, elles seront calculées par extrapolation de certaines valeurs usuelles pour chaque température. Pour l'établissement du bilan nous négligerons les pertes par conduction car le four est surélevé sur des pieds. Ainsi la surface de contact avec le sol est faible.

$$P_{calorique} + Q_{ce} + V_e = P_p + P_r + Q_{cs} + V_s$$

## 4.2 Calcul des différents termes

Nous allons expliquer brièvement la methodologie de l'évaluation des differents termes du rendement énergétique du four à gaz.

### 4.2.1 Puissance calorifique de combustion

La chaleur apporté par la combustion du gaz natuel (  $PCI = 41.10^6 \text{ J/Kg}$  ) dans la chambre de combustion est exprimé par :

$$P_{calorique} = \dot{m}_{gaz} PCI \eta_{comb}$$

Le débit de gaz est caculer a l'aide d'un ccompteur de débit de gaz integré dans le four ,tandis que le randement de combustion est estimé par un analyseur de fummés qui donne la teneur des fummés en gaz de combustion ( $CO_2$  , $CO$ ,...) et à partire de ces données, il affiche le rendement de combustion de 89 % .

### Chaleur emmagasinée par la charge

La variation des chaleur apportée par la charge s'exprime par :

$$\Delta Q_{ce} = Q_{cs} - Q_{ce} = M_c C_c (T_{cs} - T_{ce})$$

### Chaleur emmagasinée par l'eau

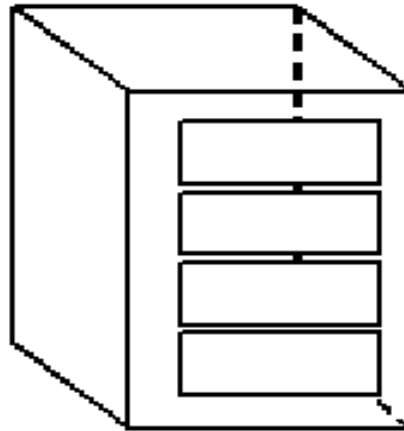
La variation de la chaleur emmagasinée par l'eau dans l'apareil à bué :

$$\Delta V_e = V_s - V_e = M_{eau-liq} [C_{eau} (T_{e sat} - T_{ee}) + L_e + C_{eau-vap} (T_{es} - T_{e sat})]$$

### Pertes par les parois (convection et rayonnement)

Les pertes par les parois sont représentées pas la somme des pertes par convection, rayonnement et conduction ( $i=1, 7$ )

$$P_p = P_{conv} + P_{ray} + P_{cond}$$



3 pour la face droite

4 pour la face arrière

5 pour la face du dessus

6 pour la face du dessous

7 pour la face avant transparente

Avec,

$$P_{conv} = \sum S_i h_i (T_i - T_a)$$

$h_i$  Le coefficient d'échange convectif entre la paroi  $i$  et l'ambient [W/K.m<sup>2</sup>]

$T_i$  La température de paroi  $i$  [°C]

$$P_{ray} = \sum \varepsilon_i S_i \sigma (T_i^4 - T_a^4)$$

$\varepsilon_i$  L'émissivité de la paroi  $i$

$\sigma$  La constante de Stefan-Boltzmann [5,6703.10-8 W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>]

Ainsi la perte par rayonnement à travers le vitrage s'écrit :

$$P_{ray vitre} = \sum \varepsilon_{i vitre} S_{i vitre} \sigma (T_{i vitre}^4 - T_a^4)$$

Comme la surface du contact du four avec le sol est représenté pas la surface des pieds, ce qu'est négligeable alors :  $P_{cond} = 0$

Au final ,le bilan s'écrit :

$$\dot{m}_{gaz} PCI \eta_{comb} + M_c C_c (T_{cs} - T_{ce}) + M_{eau-liq} [C_{eau} (T_{e sat} - T_{ee}) + L_e + C_{eau-vap} (T_{es} - T_{e sat})] + \sum S_i h_i (T_i - T_a) + \sum \varepsilon_i S_i \sigma (T_i^4 - T_a^4) = 0$$

### 4.3 Instrumentation four à gaz

#### 4.3.1 Etude préliminaire

Afin d'observer le comportement général des températures du four, une étude préliminaire à été réalisée à l'aide d'une caméra thermique. Ainsi, une température de consigne de  $250^{\circ}C$ , température de cuisson du pain, a été imposée dans les étages.

Ces images nous renseignent plus sur les différences de températures au sein d'une même paroi que sur la valeur réelle des températures que l'on obtiendra avec les thermocouples. La première constatation est que les températures sur les parois ne sont pas uniformes. Nous pouvons alors déterminer des ratios sur les surfaces afin de calculer une température moyenne la plus représentative possible.

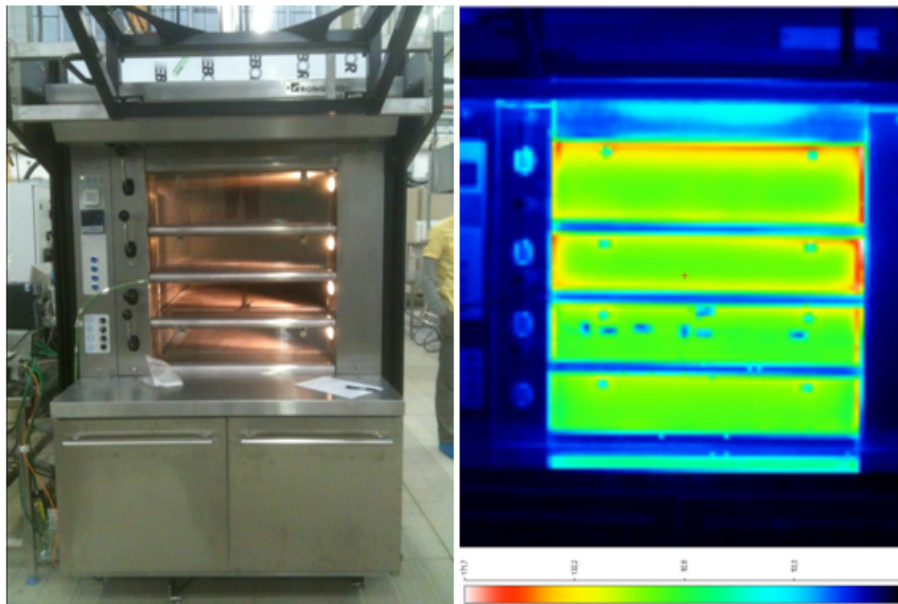


Figure 4.1: Visualisation sous caméra thermique de la face avant

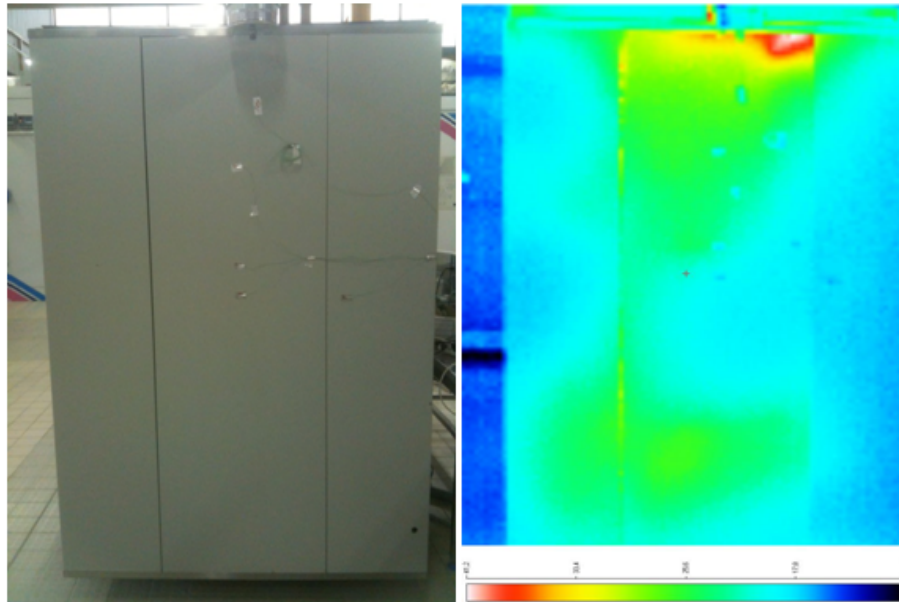


Figure 4.2: Visualisation sous caméra thermique de la face arrière

### 4.3.2 Instrumentation du four

Après l'étude préliminaire sous caméra thermique, les placements des thermocouples pour les prélèvements de température pour chaque face extérieure et intérieure du four, sera schématisé par l'indice «  $T$  » et les fluxmètres par l'indice «  $F$  ».

Nous allons schématiser les emplacements des capteurs pour la face avant uniquement, les autres faces seront représentées en annexe E.

Face avant (vitre) : 4 thermocouples et 1 fluxmètre

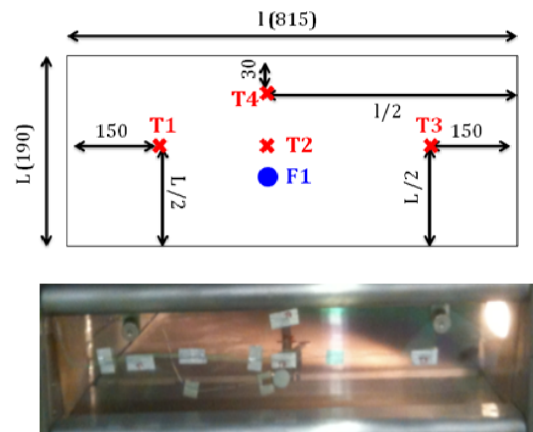


Figure 4.3: Position des thermocouple sur la face avant (Vitrage)

#### Autres

- Sole : 3 thermocouples
- Température fumée : 1 capteur (T21)
- Température ambiante : 1 capteur (T14)
- 1 débitmètre pour le gaz (compteur gaz)

En résumé, 32 thermocouples et 4 fluxmètres ont été installés.

#### 4.4 Calculs/Programme

Afin d'étudier les résultats bruts que sont les températures et l'état des contacteurs, nous avons créé un programme Matlab. Ce programme a pour but principal de calculer les déperditions principales du four à pain pendant les différents stades de son fonctionnement absorbée. Le programme devra également fournir des résultats clairs montrant la répartition des flux selon les différentes parois afin d'avoir une idée très précise de la distribution des déperditions du four.

#### 4.5 Résultats à vide : comparaison four électrique / four à gaz

Dans cette partie, une étude comparative des performances énergétiques à vide du four électrique et du four à gaz est présentée.

Lors de cet essai, certains thermocouples ont pu être placés. Ces thermocouples ont été reliés à une centrale d'acquisition 16 voies relevant les températures toutes les secondes :

### 4.5.1 Montée en température et régime permanent

Dans ce qui suit, les résultats obtenus avec le four électrique seront présentés en pointillées tandis que ceux obtenus avec le four à gaz seront représentés en traits pleins.

#### Temps de montée en température sole/voute

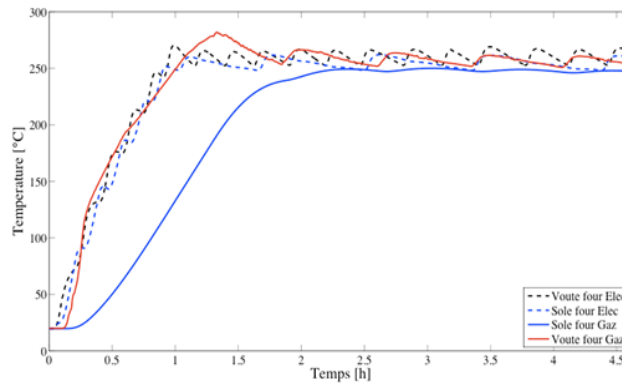


Figure 4.4: Temps de montée en température sole/voute

Le profile de la montée en température obtenue est montré dans la Figure 5.5 , pour un four électrique et un four à gaz soumis à un flux thermique constant. Cette évolution nous a permis de comprendre comment les deux types de four gèrent la chauffe et comment ils la régulent par la suite lors du régime permanent.

On constate que la montée en température dans le four électrique est plus rapide que dans le four à gaz.

L'évolution de la montée en température pour les autres parois est représentée en annexe D.

### 4.5.2 Descente en température

#### Evolution des températures vitre

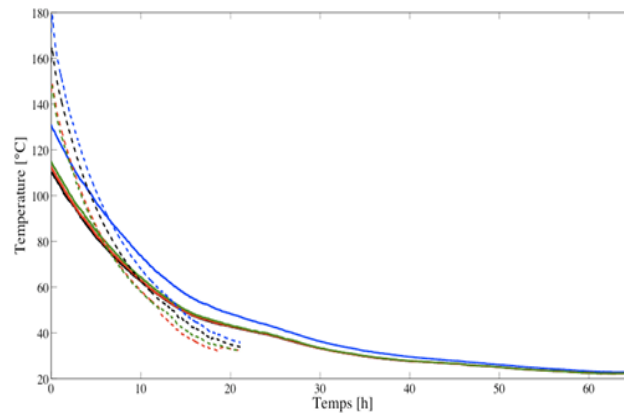


Figure 4.5: Evolution de la descente en températures des vitres

La descente en temperature des vitres est plus rapide dans le four electrique que dans le four gaz ,et ce ci est due au fait que l'enertie thermique du four a gaz est plus grand que le four electrique.

### 4.5.3 Consommation énergétique

Dans cette partie nous allons evaluer la part des pertes par convection et rayonnement du four a gaz .

#### Energie consommée pendant la phase de montée

**Four électrique :** 36 kWh d'énergie consommé pendant la phase de montée (58 minutes)

Four à gaz :

43 kWh d'énergie consommé pendant la phase de montée (75 minutes)

**Energie consommée pendant la phase permanente** Four électrique :

24,4 kWh d'énergie consommé pendant la phase de montée (58 minutes)

Four à gaz :

14 kWh d'énergie consommé pendant la phase de montée (75 minutes)



4.5.3.1 Répartition de l'énergie dissipée

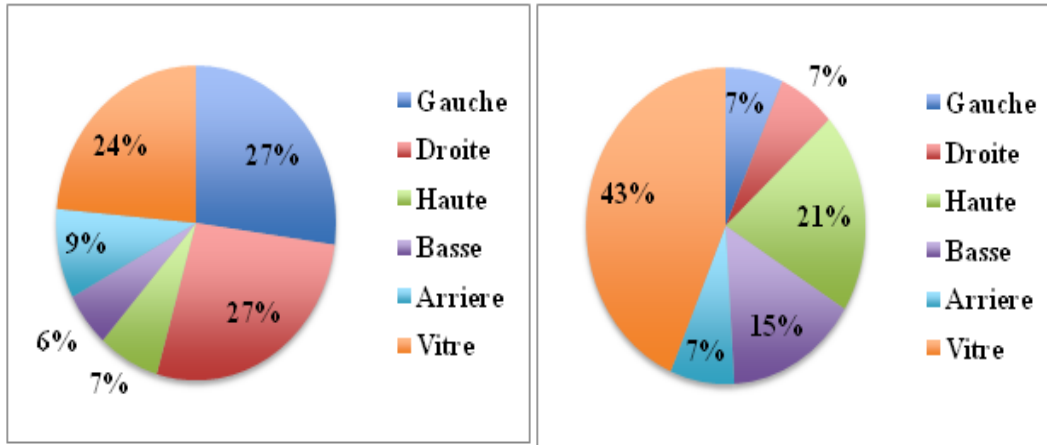


Figure 4.6: Pertes par rayonnement dans (a)four à gaz (b) four électrique

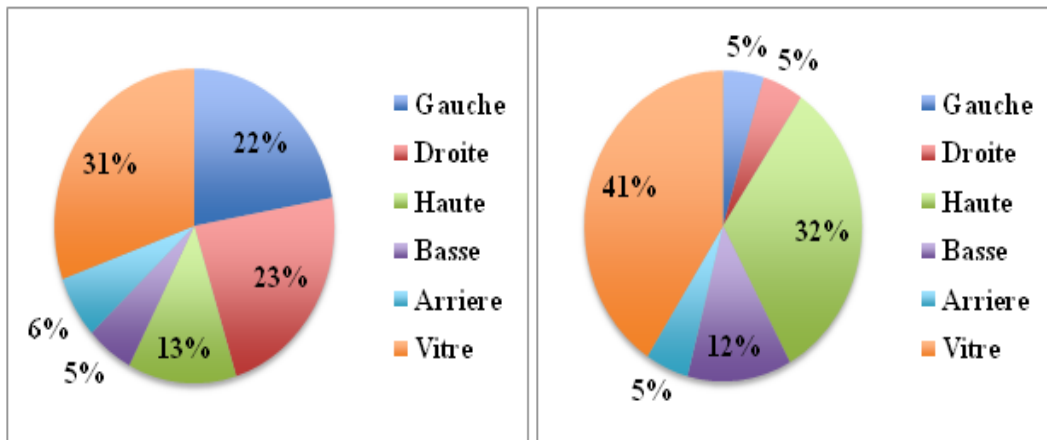


Figure 4.7: Pertes par convection dans (a)four à gaz (b) four électrique

# Conclusion

Différents nombres adimensionnels, issus de l'approche deuxième principe et approche exergetique, ont été cités dans la littérature pour la caractérisation des échangeurs thermiques.

Dans le but de comprendre le sens physique des critères souvent ,rarement traité dans la littérature, nous avons appliqué ces approches sur des écoulements établis thermiquement et hydrodynamiquement dans des conduites chauffée (à température ou à flux constant) et un échangeur à contre courant. Le critère qui semble le mieux adapté pour caractériser les échangeurs en terme de production d'irréversibilités est bien le rendement exergetique  $\eta_{ex}$  , qui donne des résultats traduisant la qualité de la transformation thermique dans l'échangeur. Avec critère exergetique  $\eta_{ex}$ , on peut déterminer les cas optimum de production d'irréversibilités pour une efficacité donnée dans le cas d'un échangeur à contre courant.

La deuxième partie du travail en vue de faire une application dans le sens de ce qui' a été développé préalablement à un procédé de décongélation multi énergies, couplant les micro-ondes pour le coté décongelation et un flux d'air froid pour le contrôle de l'embalement thermique. Les bilan énergétique et exergetique de chaque partie ainssi que le système global ont été établis à fin de déterminer différents rendement utile pour la comprehension et l'optimisation de la conduite d'exploitation du procédé. Un optimum du rendement énergétique du prodédé a été identifié. L'utilisation du rendement exergetique est plus délicate, en effet,suivant sa formulation (deux ecritures differente ont été comparées), les résultats varies et les optimumtrouvés dépendent de la température de référence; une attention particulière doit donc être portée au choix de celle-ci.

Dans la dernière partie tu travail un audite énergétique sur le four de cuisson de pain à gaz est effectué. L'étude énergétique est basée sur l'application du bilan énergétique pour déterminer les différents flux énergétiques (chaleur de combustion, pertes thermiques,...) .Les résultats des essais à vide dans un premier temps nous renseignent sur le comportement thermique du four ainssi que les différents types de pertes thermiques selon les parois sous différents régimes de fonctionnement .

Dans la suite du projet, des essais en cuisson réelle permetterons de quantifier la part d'énergie utile à la cuisson et de comparer les différents modes (électrique, gaz,..)en terme de rendement ébergetique et exergetique.



## Annexe A

Dans ce tableau ci dessous ,un résumé des différents critères de mesure des irréversibilités dans les échangeurs de chaleur , basé sur le deuxième principe de la thermodynamique .

Critère	Symbole	Expression	Référence
A dimensionnement par rapport au débit thermique $\dot{m}C_p$	$\psi, N_s$	$\psi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m}C_p}$	Bejan [11] , [13]
A dimensionnement par rapport à la quantité de chaleur $\dot{Q}/T_0$	$\varphi, N_{s1}$	$\varphi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T_0}$	Bejan [11] , [13]
Nombre de l'augmentation de l'entropie générée	$N_{s,a}$	$N_{s,a} = \frac{\dot{S}'_{gen,a}}{\dot{S}'_{gen,0}}$	Bejan [11] ,
Heat Exchange Reversibility Norme (HERN)	$Y_s$	$Y_s = \frac{N_s}{N_{s,max}}$	Sekulic [ 44 ]
Witte-schamsundar efficiency	$\eta_{w-s}$	$\eta_{w-s} = \eta_{ex} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}}$ $1 - \frac{T_0 C_{p,f}}{h_{en} - h_{so}} N_s$	Witte L.c , Schamsundar [6]
Nombre de Bejan	$Be$	$Be = \frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P}}$	Yilmaz [6]

Irréversibilité spécifique	$I_{sp}$	$I_{sp} = \frac{(\dot{I})}{(\dot{E})}$	Das S.K., Roetzel W [16]
Exergie détruite adimensionnelle	$I^*$	$I^* = \frac{\dot{I}}{m \dot{T}_0 C_p}$	Akpinar [7]
Efficacité (second Law)	$\varepsilon_R$	$\varepsilon_R = \frac{\dot{m}_c (h_{so} - h_{en})_c}{\dot{m}_f (h_{en} - h_{so})_f}$  $\frac{1 - \eta_{w-s}}{1 - \varepsilon_R}$	Sahin,A.Z [5]
Fonction de merit	$M$	$M = \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_P}\right)}{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_P}\right) + E_d}$	Prasad R. C., Shen J., [22]
Nombre de destruction d'exergie	$N_E$	$N_E = \frac{I_a^*}{I_s^*}$	Prasad R. C. , Shen J., [23]
Nombre adimensionnel de génération d'entropie volumétrique	$J$	$J = \dot{S}_{gen}''' \frac{K T_0^2}{q^{''2}}$	Rispoli F [15]

# Annexe B

## Expression de l'entropie générée et du rendement exergetique

Dans cette section nous allons développer analytiquement les calculs pour retrouver l'expression des nombres adimensionnels pour la génération d'entropie ( $\varphi, \psi, \phi$ ) et le rendement exergetique pour la quantification exergetique pour un écoulement en conduite chauffé. Pour cela, nous allons prendre deux cas de figure ; configuration de fonctionnement avec condition au limite de flux pariétal imposé et configuration à température imposée. Le but de cette section est de dégager les variables clés qui gouvernent les irréversibilités dues aux transfert thermique et les dissipations visqueuses pour pouvoir par la suite quantifier le taux de production d'entropie et les flux de destruction exergetique, cela nous permettras d'interpréter les variations de ces dernières et les paramètres influant sur leurs évolution .

Pour cela nous allons considérer les hypothèses suivantes :

- Le fluide est incompressible
- Le diamètre hydraulique est constant le long de la conduite
- Le régime d'écoulement établi (thermiquement et hydrodynamiquement)
- pertes de pression négligées le long de la conduite

## Expression de la création d'entropie et du rendement exergetique due au transfert thermique en conduite chauffée

### Expressions analytiques à flux imposé

L'entropie générée due au transfert thermique dans un volume de contrôle peut s'écrire de la forme suivante :

$$d\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \frac{dT}{T} - \dot{m} C_p \frac{dT_p}{T_p} \quad (0.0.1)$$

Pour la condition du flux pariétal imposé :

$$\dot{q}_p p x = \dot{m} C_p (T_m - T_e)$$

on définit :

$$\tau = \frac{T_p - T_m}{T_e}, T_p - T_m = C^{ste} \implies T_p = T_m + \tau$$

$$Nu = \frac{St}{D_h}, h = \frac{T_p}{T_m}, Re = \frac{U_m D_h}{\nu}, Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}, St = \frac{h}{\rho U_m C_p}$$

Alors on écrit :

$$\frac{\dot{q}_p p L}{\dot{m} C_p} = \frac{h p L (T_p - T_m)}{\rho U_m \frac{\rho D_h}{4} C_p} = 4 St \frac{(T_p - T_m)}{D_h} = NUT (T_p - T_m) = \tau T_e NUT$$

L'intégration de ( 1 ) le long de la conduite :

$$\dot{S}'_{gen} = \int_0^L d\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \left[ \int_0^L \frac{dT_m}{T_e} - \int_0^L \frac{dT_m}{T_p} \right] = \dot{m} C_p \left[ \ln \frac{dT_m}{T_e} - \int_0^L \frac{dT_m}{T_m + \tau} \right]$$

Nous trouvons après intégration :

$$\int_0^L \frac{\dot{q}_p p dx}{\dot{m} C_p T_e (1 + \tau) + \dot{q}_p p x} = \int_0^L \frac{dx}{\frac{\dot{m} C_p}{\dot{q}_p p} T_e (1 + \tau) + x}$$

donc:

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \left[ \ln \left( \frac{T_m}{T_e} \right) - \ln \frac{T_m + \tau T_e}{T_e (1 + \tau)} \right] = \dot{m} C_p \left[ \ln (\tau T_e NUT) - \ln \left( \frac{1 + \tau + \tau NUT}{1 + \tau} \right) \right]$$

d'où :

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \ln \left( \frac{(1 + \tau NUT) (1 + \tau)}{(1 + \tau + \tau NUT)} \right)$$

alors :

$$\psi = \ln \left( \frac{(1 + \tau NUT) (1 + \tau)}{(1 + \tau + \tau NUT)} \right)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_m - T_e) = \dot{m} C_p \tau T_e NUT$$

et :

$$\varphi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T_e} = \dot{m} C_p \tau NUT = \frac{1}{\tau NUT}$$

iv

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_e \dot{S}'_{gen}}{\int \left(1 - \frac{T_e}{T_p}\right) \delta \dot{Q}} = 1 - \frac{\dot{m} C_p T_e \ln \left( \frac{(1+\tau NUT)(1+\tau)}{(1+\tau+\tau NUT)} \right)}{\dot{m} C_p \tau T_e NUT \dot{m} C_p T_e \ln \left( \frac{1+\tau+\tau NUT}{1+\tau} \right)}$$

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\ln \left( \frac{(1+\tau NUT)(1+\tau)}{(1+\tau+\tau NUT)} \right)}{\tau NUT - \ln \left( \frac{1+\tau+\tau NUT}{1+\tau} \right)}$$

### Expressions analytiques à température imposé

$$d \dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \frac{dT}{T} - \dot{m} C_p \frac{dT}{T_p}$$

$$d \dot{S}'_{gen} = \frac{dh}{T} - \frac{dT}{pv} = \frac{dq}{T_p} + d \dot{S}'_{gen} \Rightarrow d \dot{S}'_{gen} = C_p \frac{dT}{T} - C_p \frac{dT}{T_p}$$

Ecoulement établi :

$$T(x) = T_p - (T_p - T_e) e^{\frac{4 St x}{D_h}}$$

$$\dot{S}'_{gen} = \int_a^l \dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \ln \left[ \frac{T_m}{T_e} - \frac{(T_m - T_e)}{T_p} \right]$$

$$T(m) = T_p - (T_p - T_e) e^{\frac{4 St x}{D_h}}$$

$$Nu = \frac{4 St}{D_h}, \quad St = \frac{Nu}{Re Pr}, \quad \tau = \frac{T_p - T_e}{T_p}$$

Alors :

$$T_e = T_p - (1 - \tau)$$

et :

$$T_m = \left\{ \frac{T_p - (T_p - T_e) e^{-NUT}}{T_e} = \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{1 - \tau} \right.$$

$$\left. T_m = \left\{ \frac{T_p - (T_p - T_e) e^{-NUT} - T_e}{T_e} = 1 - (1 - \tau e^{-NUT}) \right. \right.$$

D'ou :

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m} C_p \left[ \ln \left( \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{1 - \tau} \right) - \tau (1 - \tau e^{-NUT}) \right]$$



Alors:

$$\psi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m} C_p} = \ln \left( \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{1 - \tau} \right) - \tau (1 - \tau e^{-NUT})$$

$$\varphi = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}/T_e} \quad \text{Avec :} \quad \dot{Q}/T_e = \dot{m} C_p \frac{T_m - T_e}{T_e} \quad \text{et} \quad T_m - T_e = T_p - (T_p - T_e) e^{-NUT} - T_e$$

$$T_e = T_p (1 - \tau) \Rightarrow \frac{T_p}{T_e} = \frac{1}{1 - \tau}$$

$$\frac{T_m - T_e}{T_e} = \frac{1}{1 - \tau} - 1 - \frac{\tau}{1 - \tau} e^{-NUT} = \frac{\tau}{1 - \tau} (1 - e^{-NUT})$$

$$\frac{\dot{Q}}{T_e} = \dot{m} C_p \left( \frac{T_m}{T_e} - 1 \right) = \frac{1 - \tau e^{-NUT} - 1 + \tau}{1 - \tau}$$

D'où :

$$\varphi = \frac{1 - \tau}{\tau (1 - e^{-NUT})} \psi$$

Le rendement exergetique est donné sous la forme suivante:

$$\eta_{ex} = \frac{T_e}{\left(1 - \frac{T_e}{T_p}\right)} \cdot \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}} = 1 - \frac{1}{\tau} \varphi = 1 - \frac{\varphi}{\tau}$$

**Expressions analytiques des paramètres adimensionnelle  $\psi$  ,  $\varphi$  et  $\eta_{ex}$  pour un échangeur de chaleur à contre courant en fonction de  $NUT$  ,  $\tau$  ,  $C_r$**

La destruction d'exergie s'exprime:

$$E_d^* = \frac{E_d}{T_0 \dot{m} C_p} = \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{T_0 \dot{m} C_p}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Alors :

$$E_d = \sum \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) - \sum \dot{m}_s (h_s - T_0 s_s) + \sum \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_e}{T_{si}} \right) \quad (0.0.2)$$

$$(2) \iff \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) + \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) + T_0 \left[ \dot{m}_f (s_{sf} - s_{ef}) - \sum \dot{m}_c (s_{sc} - s_{ec}) \right]$$

On négligeant la chaleur perdue on écrit :

$$\dot{Q}_{c_{perdu}} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) - \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \simeq 0$$

$$E_d = T_0 \left[ \dot{m}_f (s_{fs} - s_{fe}) - \sum \dot{m}_c (s_{cs} - s_{ce}) \right]$$

avec :

$$s_c = \dot{m}_c C_{p_c} \ln \frac{T_{cs}}{T_{ce}} \quad , \quad \text{et} \quad s_f = \dot{m}_f C_{p_f} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}}$$

$$E_d = T_0 \left[ \dot{m}_f C_{p_f} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - \dot{m}_c C_{p_c} \ln \frac{T_{cs}}{T_{ce}} \right]$$

on pose:

$$C_r = \frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_f C_{p_f}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad \text{et} \quad \tau = \frac{T_{ce}}{T_{fe}} \quad , \quad NUT = \frac{hS}{C_{min}}$$

$$\varepsilon = \frac{C_{max} (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_{max} (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (0.0.3)$$

De ( 2 ) et ( 3 ) on obtient :

$$\frac{T_{fs}}{T_{fe}} = [\varepsilon C_r (\tau - 1) + 1]$$

$$\frac{T_{cs}}{T_{ce}} = \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right]$$

Alors:

$$E_d = T_0 \left[ C_{min} \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + C_{max} \ln [\varepsilon C_r (\tau - 1) + 1] \right]$$

$$E_d^* = \frac{E_d}{T_0 C_{min}} = C_r \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \ln [\varepsilon C_r (\tau - 1) + 1] \quad (0.0.4)$$

Pour un échangeur de chaleur à contre courant, l'efficacité est donnée sous l'expression :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} \quad (0.0.5)$$

( 5 ) dans ( 4 ) on obtient :

$$E_d^* = C_r \ln \left[ 1 - \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \ln \left[ \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} C_r (\tau - 1) + 1 \right]$$

## Expression de $\psi$

$$E_d^* = \frac{E_d}{T_0 \dot{m} C_p} = \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{T_0 \dot{m} C_p} = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m} C_p} = \psi$$

$$\psi = C_r \ln \left[ 1 - \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \ln \left[ \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} C_r (\tau - 1) + 1 \right] \quad (0.0.6)$$

## Expression de $\varphi$

$$\varphi = \frac{T_0 \dot{S}'_{gen}}{\dot{Q}},$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\dot{S}'_{gen} = [\dot{m}_f (s_{fs} - s_{fe}) + \sum \dot{m}_c (s_{cs} - s_{ce})]$$

$$\dot{S}'_{gen} = \left[ \dot{m}_f C_{pf} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} + \dot{m}_c C_{pc} \ln \frac{T_{cs}}{T_{ce}} \right]$$

$$\frac{T_{cs}}{T_{ce}} = \left[ \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) + 1 \right]$$

$$\frac{T_{fs}}{T_{fe}} = \left[ \varepsilon C_r (\tau - 1) + 1 \right]$$

$$\dot{S}'_{gen} = \left[ \dot{m}_c C_{pc} \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \dot{m}_c C_{pc} \ln \left[ \varepsilon C_r (\tau - 1) + 1 \right] \right]$$

$$\dot{S}'_{gen} = \left[ C_{min} \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + C_{max} \ln \left[ \varepsilon C_r (\tau - 1) + 1 \right] \right]$$

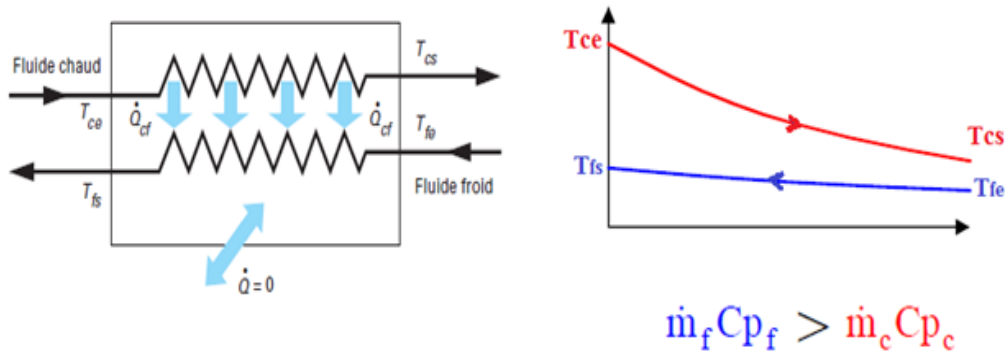
On pose:

$$T_0 = T_{fe} \text{ et } \dot{Q} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\varphi = \frac{\left[ \dot{m}_f C_{pf} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} + \dot{m}_c C_{pc} \ln \frac{T_{cs}}{T_{ce}} \right]}{\frac{\dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}{T_{fe}}}$$

$$\varphi = \frac{C_r \ln \left[ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \ln \left[ \varepsilon C_r (\tau - 1) + 1 \right]}{\varepsilon C_r (\tau - 1)}$$

$$\varphi = \frac{C_r \ln \left[ 1 - \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} \left( 1 - \frac{1}{\tau} \right) \right] + \ln \left[ \frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} C_r (\tau - 1) + 1 \right]}{\frac{1 - e^{[-NUT(1-C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NUT(1-C_r)]}} C_r (\tau - 1)}$$



### Expression de $\eta_{ex}$

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \dot{e}x_{utile}}{\sum \dot{e}x_{Disponible}} = \frac{\sum \dot{e}x_{produit}}{\sum \dot{e}x_{source}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{e}x_s}{\Delta \dot{e}x_e} = \frac{\dot{e}x_{cs} + \dot{e}x_{fs}}{\dot{e}x_{ce} + \dot{e}x_{fe}} = \frac{\dot{m}_c C_{pc} \left[ (T_{cs} - T_0) + T_0 \ln \frac{T_{cs}}{T_0} \right] + \dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{fs} - T_0) + T_0 \ln \frac{T_{fs}}{T_0} \right]}{\dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{ce} - T_0) + T_0 \ln \frac{T_{ce}}{T_0} \right] + \dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{fe} - T_0) + T_0 \ln \frac{T_{fe}}{T_0} \right]}$$

On pose la température de référence  $T_0 = T_{fe}$  selon Hasselgreaves [3]

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_c C_{pc} \left[ (T_{cs} - T_{fe}) + T_{fe} \ln \frac{T_{cs}}{T_{fe}} \right] + \dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{fs} - T_{fe}) + T_{fe} \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right]}{\dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{ce} - T_{fe}) + T_{fe} \ln \frac{T_{ce}}{T_{fe}} \right] + \dot{m}_f C_{pf} \left[ (T_{fe} - T_{fe}) + T_{fe} \ln \frac{T_{fe}}{T_{fe}} \right]} \quad (0.0.7)$$

$(\tau)/T_{fe}$  :

$$\eta_{ex} = \frac{C_r \left[ \frac{T_{cs}}{T_{fe}} - 1 - \ln \frac{T_{cs}}{T_{fe}} \right] + \left[ \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - 1 - \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right]}{C_r \left[ \frac{T_{ce}}{T_{fe}} - \ln \frac{T_{ce}}{T_{fe}} \right]}$$

$$\eta_{ex} = \frac{C_r \left[ \frac{T_{cs}}{T_{fe}} - 1 - \ln \frac{T_{cs}}{T_{fe}} \right] + \left[ \frac{T_{fs}}{T_{fe}} - 1 - \ln \frac{T_{fs}}{T_{fe}} \right]}{C_r \left[ \frac{T_{ce}}{T_{fe}} - \ln \frac{T_{ce}}{T_{fe}} \right]}$$

$$\eta_{ex} = \frac{C_r [\varepsilon (\tau - 1) + \tau - 1 - \ln \varepsilon (\tau - 1) + \tau] + [[\varepsilon C_r (\tau - 1) + 1] - 1 - \ln [\varepsilon C_r (\tau - 1) + 1]]}{C_r [\tau - 1 + \ln \tau]}$$

$$\eta_{ex} = \frac{C_r \left[ \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} (\tau - 1) + \tau - 1 - \ln \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} (\tau - 1) + \tau \right] + \left[ \left[ \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} C_r (\tau - 1) + 1 \right] - 1 - \ln \left[ \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} C_r (\tau - 1) + 1 \right] \right]}{C_r [\tau - 1 + \ln \tau]}$$

## Expressions analytiques des paramètres adimensionnel $\varphi$ , $\psi$ due aux dissipations visqueuses

Dans cette partie, nous allons dégager les expressions analytiques des entropies générées due aux dissipations visqueuses, et du rendement exergetique représenté par les paramètres adimensionnels  $\varphi$ ,  $\psi$

### Conduite chauffé

**A flux imposé** L'entropie générée due a la dissipation visqueuse, dans un volume de contrôle par les expressions suivantes suivante :

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{T}$$

Avec :  $\dot{q}_p P x = \dot{m} C_p (T(x) - T_e)$

et :  $\frac{\dot{q}_p P L}{\dot{m} C_p} = T_e \tau NUT$

Alors on peut écrire :

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \int_0^L \frac{dx}{T} \quad (0.0.8)$$

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \int_0^L \frac{dx}{T_e + \frac{\dot{q}_p P x}{\dot{m} C_p}}$$

or  $f = \frac{dp}{dx} \frac{D_h}{\frac{1}{2} \rho V^2}$  ,  $E_c = \frac{V_m^2}{\dot{m} C_p (T_p - T_e)}$

Après intégration de ( 10 ) on obtient :

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = \dot{m} C_p \left( \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \frac{1}{h p (T_p - T_m)} \ln(1 + \tau NUT) \right)$$

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = \dot{m} C_p \left( \frac{f E_c}{2} \frac{L}{D_h} \frac{1}{h p (T_p - T_m)} \ln(1 + \tau NUT) \right)$$

$$d\dot{S}'_{gen,\Delta P,\dot{P}} = \dot{m} C_p \left( \frac{f E_c}{2} \frac{L}{D_h} \frac{1}{NUT} \ln(1 + \tau NUT) \right)$$

Alors:

$$\psi_{\Delta P,\dot{P}} = \frac{f E_c}{2} \frac{L}{D_h} \frac{1}{NUT} \ln(1 + \tau NUT)$$

et:

$$\varphi_{\Delta P, \dot{P}} = \frac{\psi_{\Delta P, \dot{P}}}{\tau NUT}$$

Alors :

$$\phi = \frac{\frac{E_c f \ln(1+\tau NUT)}{NUT} \frac{L}{D_h}}{\ln \left( \frac{(1+\tau NUT)(1+\tau)}{(1+\tau+\tau NUT)} \right)}$$

**A température imposée** L'entropie générée due a la dissipation visqueuse, dans un volume de contrôle est donnée par l' expression suivante :

$$d\dot{S}'_{gen, \Delta P, T} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{T}$$

Avec :  $T(x) = T_p - (T_p - T_e) e^{\frac{4Stx}{D_h}}$

$$d\dot{S}'_{gen, \Delta P, T} = d\dot{S}'_{gen, \Delta P, \dot{P}} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \int_0^L \frac{dx}{T} \quad (0.0.9)$$

Alors on peut écrire :

$$\dot{S}_{gen, \Delta P, T} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \int_0^L \frac{dx}{T(x) = T_p - (T_p - T_e) e^{\frac{4Stx}{D_h}}}$$

On écrit :

$$\dot{S}_{gen, \Delta P, T} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \frac{1}{(T_p - T_e)} \int_0^L \frac{dx}{\frac{1}{\tau} e^{\frac{4Stx}{D_h}}} \quad (0.0.10)$$

On pose : introduisant un changement de variable on posant :

$$B = \frac{4St}{D_h} \quad , Y = \frac{1}{\tau} - e^{\frac{4Stx}{D_h}}$$

L'équation ( 10 ) devient :

$$\dot{S}_{gen, \Delta P, T} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \frac{\tau}{B (T_p - T_e)} \left[ \ln(Y) - \ln\left(\frac{1}{\tau} - Y\right) \right]_{Y(0)}^{Y(L)}$$

En remplaçons B et y par leurs expressions on obtient :

$$\dot{S}_{gen, \Delta P, T} = -\frac{\dot{m}}{\rho} \frac{dP}{dx} \frac{\tau}{B (T_p - T_e)} \ln \left\{ \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}} \right\}$$

Or :  $f = \frac{dp}{dx} \frac{D_h}{\frac{1}{2} \rho V^2}$  ,  $E_c = \frac{V_m^2}{\dot{m} C_p (T_p - T_e)}$

On obtient :

$$\dot{S}_{gen, \Delta P, T} = \dot{m} C_p \frac{\tau E_c}{NUT 2 D_h} f \ln \left\{ \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}} \right\}$$

Alors :

$$\psi_{\Delta P, T} = \frac{\tau E_c}{NUT 2 D_h} f \ln \left\{ \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}} \right\}$$

et :

$$\varphi_{\Delta P, T} = \frac{1 - \tau}{\tau (1 - \tau e^{-NUT})} \psi_{\Delta P, T}$$

Alors :

$$\phi = \frac{\frac{E_c f}{NUT} \frac{L}{2 D_h} \ln \left( \frac{1 - \tau e^{-NUT}}{(1 - \tau) e^{-NUT}} \right)}{\ln \left( \frac{(1 - \tau) e^{-NUT}}{1 - \tau} \right) - \tau (1 - e^{-NUT})}$$

# Annexe C

## Méthode de mesure des différents paramètres (conductivité, Cp apparent..)

Pour la résolution du model développé nécessite de déterminer les paramètres du produit utilisé à savoir la chaleur spécifique apparente, la masse volumique, la conductivité thermique et le terme de l'absorptivité.

### Chaleur spécifique apparente

Dans les methodes de Cp apparent, et la chaleur sensible sont considérés de façon globale pour donner une courbe de chaleur spécifique apparente présentant un pic plus au moins large autour de la temperature de chanement de phase.

L'analyse enthalpique differentielle nous permet d'obtenir cette courbe pour la tylose utilisée comme un produit modèle dans les experimentations (figure1). Cette courbe experimentale à été décomposée sur cinq intervalles de temperature et les données expérimentales de Cp sont approchées par des fonctions. Les résultats sont présentés dans le Tableau (1)

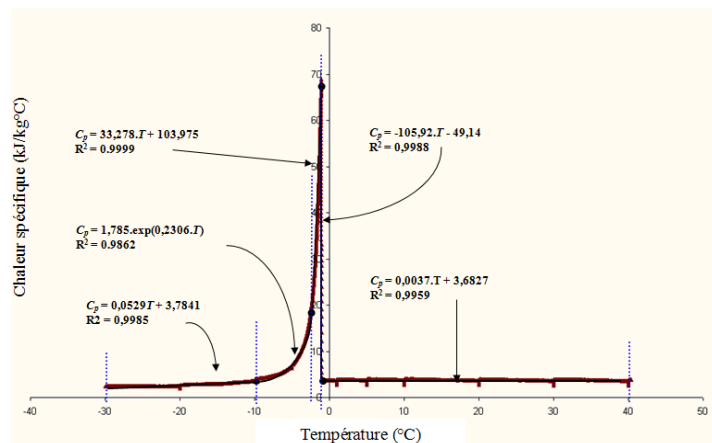


Figure 0.0.1: Chaleur spécifique apparente de la tylose

Tableau (1):Equation representant l'evolution de la chaleurspécifique apparenteen fonction de la temperature



Temperature ( $^{\circ}C$ )	$C_p(kj.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1})$	Coefficient de corrélation ( $R^2$ ) sur le graphique
$T < -10$	$0,0529.T + 3,7841$	0,9985
$-10 \leq T \leq -2,6$	$31,785 \exp(0,2306 T)$	0,9852
$-2,6 \leq T \leq -1,1$	$33,298.T + 103,75$	0,9999
$-1,1 \leq T \leq -0,5$	$-105,92.T - 49,14$	0,9988
$-0,5 < T$	$0,0037.T + 3,6827$	0,9959

## Masse volumique

Les valeurs de masse volumique utilisées dans le modèle sont représentées dans le tableau (2) .

Tableau (2):Equation representant l'évolution de la chaleur spécifique apparente en fonction de la température

Temperature ( $^{\circ}C$ )	Masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )
$T \leq -10$	960
$-10 < T < -0,5$	1014
$-0,5 \leq T$	1068

## Conductivité thermique

La conductivité thermique de la tylose a été estimée par la technique des méthodes inverses à partir de données expérimentales en minimisant un critère d'erreur ( $J$ ) entre ces données et les résultats obtenus par un modèle de transfert thermique. Thèse d'Elias [ 17]

La conductivité thermique utilisée dans la modélisation se présente donc sous la forme suivante sur l'intervalle de températures  $[-35^{\circ}C, +80^{\circ}C]$ :

$$\lambda(T) = \frac{1,43}{1 + \exp(1379,4T + 5794,5)} + 0,52$$

## Absorptivité du produit $\gamma(T)$

L'absorptivité de la tylose a été obtenue en appliquant la même démarche que pour la détermination de la conductivité thermique. Thèse d'Elias [ 17]

les valeurs numériques obtenues sont:

$$\gamma_0 = 17,43 m^{-1}$$

$$\alpha = 5,88.10^{-3}$$

## Bilans énergétique et exergetique du procédé

Le tableau ci-dessous illustre les valeurs des des constantes utilisées dans le calcul:

Tableau (3): Valeurs numériques des constantes utilisées dans le programme de calcul pour le procédé de décongelation.

Grandeur	Definition	Valeur numérique	Unité
$T_0$	Temerature de référence	-20	[°C]
$T_{env}$	Temerature de l'environnement	20	[°C]
$T_{pr}$	Temerature initiale de produit	-20	[°C]
$S_p$	Surface de produit	$4,2 \cdot 10^{-4}$	[m <sup>2</sup> ]
$s$	Section de de passage de l'air	$2,1 \cdot 10^{-4}$	[m <sup>2</sup> ]
$D_h$	Diametre hydrolique	$8,94 \cdot 10^{-3}$	[m]
$\mu_a$	viscosité dynamique de l'air	$1,583 \cdot 10^{-5}$	[Pa s <sup>-1</sup> ]
$\rho_a$	Densité de l'air	1.177	[Kg m <sup>-3</sup> ]
$\lambda_a$	Conductivité thermique de l'air	$2,5 \cdot 10^{-2}$	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$C_{pa}$	Capacité calorifique de l'air	1005	[J Kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$M_p$	masse du produit	0,007	[kg]
$\Delta U_{min}$	variation de l'énergie interne minimale	3074.4	[Kj]
$U_{init}$	Energie interne initiale	418	[Kj]
$U_{fin}$	Energie interne finale	3492.3	[Kj]
$S_{init}$	Entropie initiale	1.68	[Kj K <sup>-1</sup> ]
$S_{fin}$	Entropie finale	13.2	[Kj K <sup>-1</sup> ]
$\eta_{vent}$	Rendement du ventilateur	0,7	
$\eta_{comp}$	Rendement du compresseur	0,8	
$\xi$	Coefficient de frottement visqueux	0,05	

### Expression détaillé des different termes

flux de chaleur dégagé par l'air

$$Q_r = h * 0.01 * 0.042 (T_{ea} - T(t))$$

## Energie absorbé

$$P_{\mu onde}(i) = \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

## Calcul du coeficient de transfert convectif

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda}$$

En regime turbulent pour l'air :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

$$h = 0,023 \lambda \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0,4} \left( \frac{\nu \rho D_h}{\mu} \right)^{0,8}$$

Vitesse d'air

$$V = \frac{\mu}{\rho D_h} \left( \frac{h D_h}{0,023 \lambda \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,8}}$$

## Débit massique de l'air et de l'eau

$$\dot{M}_{air} = \rho_{air} V_{air} 0.005 0.042$$

$$\dot{M}_{eau} = \frac{\rho_{eau} \dot{m}_{eau} \pi (D^2/4)}{1000}$$

## Température de sortie d'air et de l'eau

$$T_{sa}(t) = \frac{h S_p (T_{ea} - T(t))}{(\dot{m}_{air} C_{p_{air}}) + T_{ea}}$$

$$T_{se} = \frac{(P_{\mu onde}(i) - Q_a)}{(\dot{M}_{eau} C_{p_{eau}}) + T_{ee}}$$

## Entropie de l'air et de l'eau

$$G_{air} = \dot{M}_{air} C_{p_{air}} T_0 \ln \left( \frac{(T_{sa} + 273)}{(T_{ea} + 273)} \right)$$

$$G_{eau} = \dot{M}_{eau} C_{p_{eau}} T_0 \ln \left( \frac{(T_{se} + 273)}{(T_{ee} + 273)} \right)$$

**Pertes de charges par frottement visqueux**

$$\Delta P_{air} = \frac{\xi \rho_{air} (V_{air})^2}{2}$$

**Bilan énergétique et exergetique du groupe de production de froid**

$$\frac{d}{dt} (U - T_0 S)_{pr} = (Ex_{x_1} - Ex_{x_2}) + \int (1 - \frac{T_0}{T_{env}}) \dot{Q}_e + W_{elec-comp} + W_{elec-vent} + L_{ex}$$

D'où on écrit les pertes exergetique sous la forme :

$$\dot{L}_{ex} = \dot{W}_{elec-comp} + \dot{W}_{elec-vent} + (e\dot{x}_1 - e\dot{x}_2)$$

$$\dot{W}_{elec-comp} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{COP \eta_{comp}}$$

$$\dot{W}_{elec-vent} = \frac{\dot{Q}_v \Delta P}{\eta_{vent}} = \frac{\rho_{air} S V_{air}}{\eta_{vent}}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{air} (h_2 - h_1) = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_2 - T_1)$$

$$\int (1 - \frac{T_0}{T_{env}}) \dot{Q}_{cond} \simeq 0$$

$$Ex_{x_1} = \int \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \left( (T_1 - T_0) - T_0 \ln \frac{T_1}{T_0} \right) dt$$

$$Ex_{x_2} = \int \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \left( (T_2 - T_0) - T_0 \ln \frac{T_2}{T_0} \right) dt$$

**Bilan énergétique et exergetique du monde**

Le bilan exergetique en régime non stationaire du monde s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{d}{dt} (U - T_0 S)_{pr} = (Ex_{sa} - Ex_{ea}) + (Ex_{se} - Ex_{ee}) + \int (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q}_e + \int P_{monde}(t) dt - \dot{L}_{ex}$$

l'expression des pertes exergetiques se met sous la forme :

$$\dot{L}_{ex} = (Ex_{sa} - Ex_{ea}) + (Ex_{se} - Ex_{ee}) + W_{elec-monde} - \frac{d}{dt} (U - T_0 S)_{pr}$$

Avec :

$$\int (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q}_e \simeq 0$$

$$Ex_{ca} = \int_0^{T_D} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} \left( (T_{ca}(t) - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{ca}}{T_0} \right) dt$$

$$Ex_{sa} = \int_0^{T_D} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} \left( (T_{sa}(t) - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{sa}}{T_0} \right) dt$$

$$Ex_{ee} = \int_0^{T_D} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} \left( (T_{ee}(t) - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{ee}}{T_0} \right) dt$$

$$Ex_{se} = \int_0^{T_D} \dot{m}_{air}(t) C_{p_{air}} \left( (T_{se}(t) - T_0) - T_0 \ln \frac{T_{se}}{T_0} \right) dt$$

## Annexe D

### Instrumentation four à gaz

Face arrière : 3 thermocouples

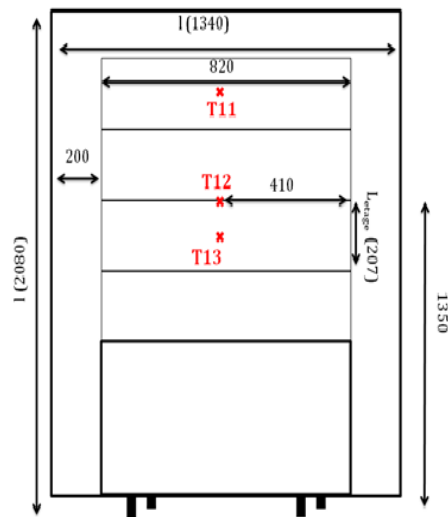


Figure 0.0.2: Position des thermocouple sur la face avant (Vitrage)

Face droite : 3 thermocouples et 1 fluxmetre

Face gauche : 3 thermocouples et 1 fluxmetre

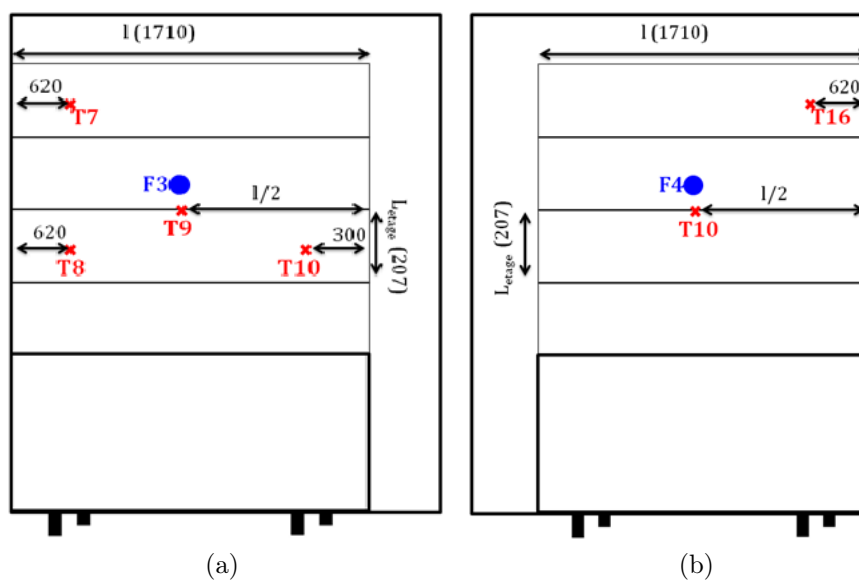


Figure 0.0.3: Position des capteurs (a) face droite (b) face gauche

Face haute : 3 thermocouples

Face basse : 2 thermocouples

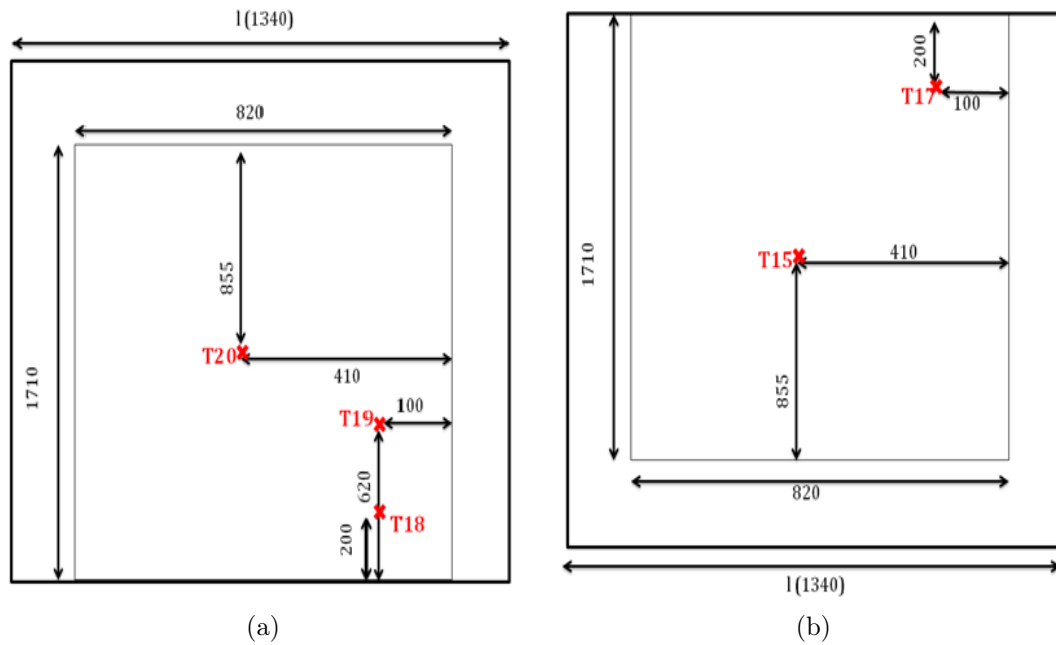


Figure 0.0.4: Position des capteurs (a) face haute (b) face basse

La sole : 3 thermocouples

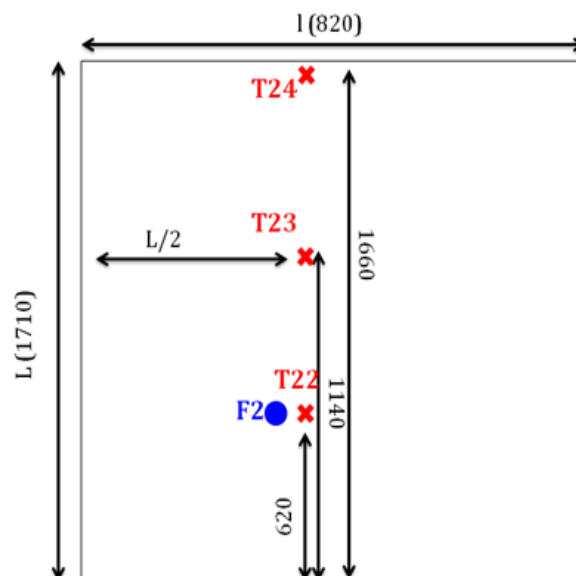


Figure 0.0.5: Position des thermocouple sur la sole

Paroi supérieure (sur les tubes) 3 capteurs et parois latérales (2 sur la face droite et 2 sur la face gauche)

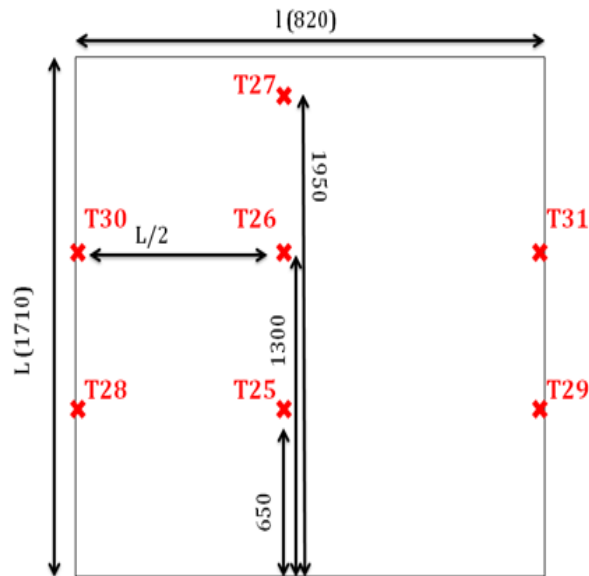


Figure 0.0.6: Position des thermocouple à l'intérieur

### Evolution des températures des vitres (températures extérieures des vitres)

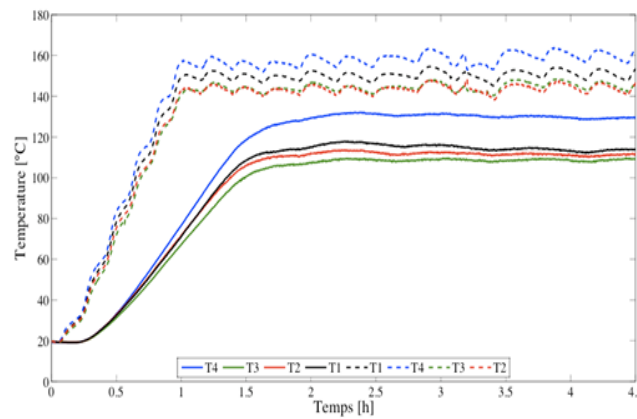


Figure 0.0.7: Evolution des températures des vitres (températures extérieures des vitres)

L'évolution des températures des vitres est représenté dans le figure 5.6 ,on constat que la monté tres rapide de la temperature de la vitre dans le four electrique et par rapport au four a gaz ,et ces temperature restes plus élevés à 160 °C pour le four electrique et 160 °C pour le four à gaz pendant la phase du régime permanent .



## Evolution des températures de la paroi gauche

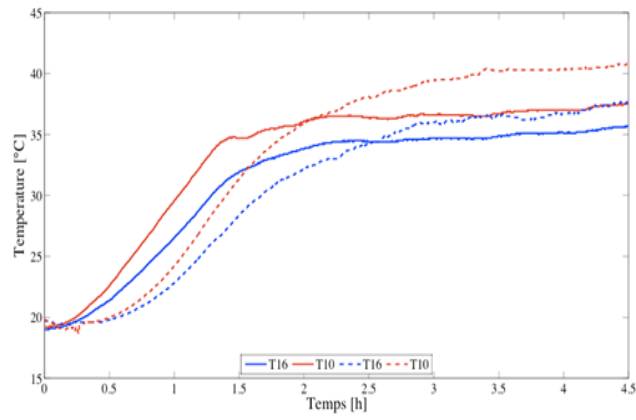


Figure 0.0.8: Evolution des températures de la paroi gauche

En régime permanent les températures des parois du four électrique sont légèrement supérieures aux températures des parois du four à gaz.

# Bibliographie

- [1] Sekulic D.P., The second law quality of energy transformation in a heat exchanger, *J. Heat Transfer* 112 (1990) 295–300
- [2] Dagtekin, I., Oztop, H., & Sahin, A. (2005). An anlysis of entropy generation through a circular duct with different shaped longitudinal fins for laminar flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 171–181.
- [3] Hesselgreaves, J. (2000). Rationalisation of second law analysis of heat exchangers. *Int. Journal. of Heat. and Mass. Transfer*, 43, 4189–4204.
- [4] Ko, T. & Ting, K. (2006). Entropy generation and optimal analysis for laminar forced convection in curved rectangular ducts : A numerical study. *International Journal of Thermal Sciences*, 45, 138–150
- [5] Sahin, A. Z. (1998b). A second law comparaison for optimum shape of duct subjected to constant wall temperature and laminar flow. *Heat and Mass Transfer*, 33, 425–430.
- [6] Yilmaz, M., Sara, O. N., & Karsli, S. (2001). Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis. *Exergy Int J*, 1, 278–294.
- [7] Akpinar, E. (2006). Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires. *Energy Conversion and Management .*, 47 (4), 3473–3486.
- [8] LASBET, Yahya . Performances hydrodynamiques, thermiques et énergétiques de géométries chaotiques. Application au refroidissement des PEMFC . Thèse doctorat de l’Ecole Polytechnique de l’Université de Nantes.
- [9] Mukherjee P., Biswas G., Nag P.K., Second law analysis of heat transfer in swirling through a cylindrical duct, *J. Heat Transfer* (1987) 308–313.
- [10] Feidt, M. (1987). *Thermodynamique et Optimisation Energétique des Systèmes et Procédés*. Paris : Lavoisier.
- [11] Bejan, A. (1996). *Entropy Generation minimization*. Florida : CRC, press LLC.

## Abstract

The objective of this work is to carry out a study of a heat exchanger optimization in goal to make an industrial agro alimentary application while being based on an second law thermodynamics approach exergetic approach in order to characterize it.

The first part of work is devoted to the research and bibliographical synthesis of different definitions of entropic and exergetic balance applied to one heat exchanger, initially for a control heated duct under two conditions of operation; with imposed flow and imposed temperature conditions, in the second time for an exchanger with against current with an aim of comparing the various results and of interpreting their relevance. While being based on the exhaustive bibliographical study, we defined an energy efficienc and exergetic for agro-alimentary applications. A first application is one process of defrosting by microwaves by using various combined energy sources.

The result expected in this application is to define an optimization criterion based on "second law of thermodynamic" of an process industrial control defrosting of agri-foods products, has fine that it is integrable in a code of optimization making it possible to simulate the process concerned. The second application is the energy audit of an gas oven for bread cooking, which consists the third part of work .A study of energy performance evaluation of the gas oven and a comparison with that of the electric oven has been carried out .

## Résumé

L'objectif de ce stage est de réaliser une étude d'optimisation d'un échangeur de chaleur dans le but de faire une application agroalimentaire industrielle en s'appuyant sur une approche second principe de la thermodynamique et une approche exérgétique à fin de le caractériser. La première partie du travail est consacré a la recherche et synthèse bibliographique des différentes définitions des bilans et des rendements entropiques et exergetique appliqués à un échangeur de chaleur, dans un premier temps pour une conduite chauffé principalement sous deux conditions d'opération ; à flux imposé et à température imposée, dans un deuxième temps pour un échangeur à contre courant dans le but de comparer les différents résultats et interpréter leurs pertinences.

En s'appuyant sur l'étude bibliographique exhaustive, nous avons défini un rendement énergétique et exérgétique pour des applications agro-alimentaires. Une première application est un procédé de décongélation par micro-ondes en utilisant différentes sources d'énergies combinées. Le résultat attendu dans cette étude est d'arriver à définir un critère d'optimisation

« second principe » de la conduite de processus de décongélation industriel de produits agroalimentaire, a fin qu'il soit intégrable dans un code d'optimisation permettant de simuler

le processus concerné. Pour la deuxième application qui consiste la troisième partie du travail une étude d'évaluation des performances énergétiques du four a gaz et une comparaison avec celle du four électrique est effectuée.

## الخلاصة

الهدف من هذا التريص هو إجراء دراسة تحسينية لمبادل حراري يستعمل في الصناعات الغذائية و نعتمد في هذه الدراسة على المبدأ الثاني في التيرموديناميك بالإضافة إلى تقريب في الإجزيري من أجل وصف و تشخيص هذا المبادل الحراري. خصصنا الجزء الأول من العمل على تجميع البحوث والمؤلفات من مختلف تعاريف الميزانيات و المردودية الإنترونية و الإجزيرية في تطبيقات المبادل الحراري ، في المرحلة الأولى ومن أجل قناة تسخن مبدئياً تحت شرطين أساسيين: فرض تدفق حراري و فرض درجة حرارة . أما بالنسبة للمرحلة الثانية نستعمل مبدأ تبادل الحرارة ضد التيار من أجل المقارنة بين مختلفة النتائج وتفسير أهميتها. واعتماداً على دراسة أدبية شاملة وواسعة النطاق، قمنا بتعريف المردود الطاقوي و الإجزيري من أجل التطبيقات الغذائية. وكان التطبيق الأول هو عملية التدويب عن طريق الموجات الدقيقة باستخدام مصادر الطاقة مختلفة مجتمعة في آن واحد. كانت النتيجة في هذه الدراسة هو التوصل إلى تحديد المعيار الأمثل "المبدأ الثاني" لسلوك التدويب الصناعي للمنتجات الغذائية , لغرض أن يكون جزءاً من ترميز تحسيني لمحاكاة العملية المعنية. أما التطبيق الثاني وهو الجزء الثالث من هذه الدراسة فخصص لعمل تقييم الأداء الطاقوي لفرن يعمل على الغاز ومقارنته مع فرن يعمل على الطاقة الكهربائية.

- [12] Borel, L. & Favrat, D. (2005). *Thermodynamique et Energétique, de l'énergie à l'exergie*. Lausanne : Presses Polytechnique et Universitaire Romandes
- [13] Bejan, A. (1996). *Thermal design and optimization* ,New York, Awiley-intercsience publication
- [14] Hakan F. Öztöp . Second law analysis of fully developed laminar flow for rectangular ducts with semicircular ends . *International Communications in Heat and Mass Transfer* .(2009)
- [15] Rispoli F., Sciubba E., Numerical calculation of local irreversibilities in compact heat exchangers, Workshop on Second Law of Thermodynamics, Erciyes U-TIBTD 27– 30/8/1990, 8.1–8.12 Kayseri, Turkey, 1990. [48] Sciubba E., A minimum entropy generation
- [16] Das S.K., Roetzel W., Second law analysis of a plate exchanger with an axial dispersive wave, *Cryogenics* 38 (1998) 791–798.
- [17] Akkari Elias .*modelisation et commande de la décongelation par micro-ondes* .Ecole doctorale «Mecanique ,thermique,genie civil». Université de Nantes .
- [18] Elias Akkari, Sylvie Chevallier, Lionel Boillereaux .(2009). Global linearizing control of MIMO microwave-assisted thawing .*Journal of Control Engineering Practice* .
- [19] Akkari, E., Chevallier, S., & Boillereaux, L. (2006a). Observer-based monitoring of thermal runaway in microwaves food defrosting. *Journal of Process Control*, 16, 993–1001.
- [20] I.Sun ,Da-Wen. *Computational fluide dynamics in food processing* .Library of Congress Cataloging-in-Publication Data .ISBN-13: 978-0-8493-9286-3 (alk. paper)
- [21] L. Boillereaux, C. Josset, B. Auvity, E. Akkari, C. Castelain .*Computer-Aided Energy Efficiency Evaluation of Microwave Thawing* .
- [22] Prasad R.C., Shen J., Performance evaluation of convective heat transfer enhancement devices using exergy analysis, *Internat. J. Heat Mass Transfer* 36 (1993) 4193– 4197.
- [23] Prasad R.C., Shen J., Performance evaluation using exergy analysis-application to wire-coil inserts in forced convection heat transfer, *Internat. J. Heat Mass Transfer* 37 (1994) 2297–2303.