

République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BEN YAHIA -
JIJEL

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Études

Pour l'obtention du diplôme de Master

En Génie Mécanique

Option Energétique

Thème

**Etude de la substitution du système de chauffage
d'air de l'entreprise JLE par un échangeur
thermique**

Les membres du jury :

M. DJIMLI Samir

M. KEMIHA Mohammed

M. BOURAOUI Amine

Examineur

Encadreur

Président

Présenté par :

MIMOUNE Rabah

ABDELHADI Radji

Promotion 2022

Université Mohamed Seddik Ben Yahia - Jijel

REMERCIEMENTS



*Tout d'abord, nous remercions **Allah**, le tout puissant, pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donné afin de mener à ce modeste travail.*

*La première personne que nous tenons à remercier est notre encadrant Mr **M. KEMIHA**, pour l'orientation, la confiance, la patience et ses conseils afin de réaliser ce projet.*

Nos remerciements vont aussi aux membres du jury, chacun de son nom, qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Nous nous devons remercier nos très chères familles, nos amis et toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

*Nos vifs remerciements s'adressent à tout le Staff de la Société **JIJEL LIEGE ETANCHEITE**, plus particulièrement le Directeur et les travailleurs, pour leur précieuse aide, collaboration, soutien et support. Vous trouvez ici le témoignage de notre parfaite gratitude et notre profond respect.*

*À tous, un grand **Merci***

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

*À mes parents, en témoignage de mon profond estime et dévouement,
ce travail est le résultat de vos sacrifices.*

*A ma mère Allah Yarhamha aucune dédicace ne serait exprimer mon
respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices
qu'elle a consentis pour mon instruction et mon bien être.*

*Je la remercie pour tout le soutien et l'amour qu'elle m'a apportée
depuis mon enfance*

*À mes frères et sœurs et à toute la famille pour leurs encouragements
permanents, et leur soutien moral.*

*À mon binôme **Radji***

*À mes chers amis pour l'ambiance amicale et studieuse qu'ils ont
toujours créée, je n'oublierai jamais vos soutiens.*

À mes enseignants chacun en son nom pour leur disponibilité

À toute la promo énergétique 2022

Rabah

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

À mes parents, en témoignage de mon profond estime et dévouement, ce travail est le résultat de vos sacrifices.

À mes frères et à toute la famille pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral.

*À mon binôme **Rabah***

*À toute la promo énergétique 2022
et tous ceux qui nous aiment.*

Radji

SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicace	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	1
Chapitre I Généralités sur les échangeurs et la récupération d'énergie	
I.1. Introduction.....	2
I.2. L'intérêt de l'efficacité énergétique dans les industries.....	2
I.2.1. La récupération de l'énergie dans l'industrie.....	2
I.2.2. Les sources de pertes d'énergie.....	3
I.3. Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	3
I.3.1. Définition.....	3
I.3.2. Principaux modes de transferts thermiques.....	4
I.3.2.1. La conduction.....	4
I.3.2.2. La convection.....	4
I.3.2.3. Le rayonnement.....	5
I.3.3. Rôle de l'échangeur thermique.....	5
I.3.4. Principe de fonctionnement.....	5
I.3.5. Les matériaux les plus utilisés.....	6
I.4. Critères de classement des échangeurs.....	6
I.4.1. Classement technologique.....	6
I.4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	6
I.4.3. Classement suivant le rôle de transfert de chaleur.....	6
I.4.4. Classement fonctionnel.....	7
I.4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	7
I.4.6. Classement selon le sens de l'écoulement des fluides.....	7
I.5. Conclusion.....	8

Chapitre II Présentation de l'entreprise JLE

II.1. Introduction	9
II.2. Le liège	9
II.2.1. Définition	9
II.2.2. Répartition des subéraies à Jijel	9
II.2.3. Le liège expansé.....	10
II.3. Production du liège expansé	11
II.3.1. L'unité de production.....	11
II.3.2. Structure organisationnelle de l'entreprise JLE	11
II.3.3. Importance économique et objectifs de l'entreprise JLE.....	12
II.4. Processus de production du liège expansé dans l'entreprise JLE.....	12
II.4.1. Stockage du liège vierge	13
II.4.2. Broyage, concassage et séparation.....	13
II.4.3. Séchage des granulés	13
II.4.4. Agglomération	14
II.4.5. Refroidissement	15
II.4.6. Débitage et ponçage.....	15
II.4.7. Emballage et stockage.....	16
II.4.8. Caractéristiques du produit fini.....	16
II.5. Problématique des pertes énergétiques dans l'entreprise JLE.....	19
II.5.1. Proposition des solutions de récupération.....	19
II.6. Conclusion	21

Chapitre III Démarche de dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre

III.1. Introduction	22
III.2. Description d'un échangeur à tubes et calandre.....	22
III.2.1. Description générale	22
III.2.2. Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre.....	23
III.2.2.1. La calandre	23
III.2.2.2. Le faisceau tubulaire	24
III.2.2.3. Les chicanes	25
III.2.3. Classification des échangeurs tubes à calandre	25

III.2.3.1. Echangeur à tête flottante.....	25
III.2.3.2. Echangeurs à tête fixe	26
III.2.3.3. Echangeurs à faisceau en U	26
III.2.4. Norme TEMA.....	27
III.3. Etude préliminaire d'un échangeur de chaleur.....	28
III.3.1. Caractéristiques physiques des deux fluides.....	28
III.3.1.1. Données géométriques pour l'échangeur à tubes et calandre	30
III.3.2. But, hypothèses et démarche de calcul.....	32
III.3.3. Etapes du dimensionnement.....	33
III.4. Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre	33
III.4.1. Evaluation des paramètres dans les tubes.....	33
III.4.1.1. Coefficient d'échange convectif	33
III.4.2. Evaluation des paramètres dans la calandre	36
III.4.2.1. Coefficient d'échange convectif	36
III.4.2.2. Calcul du coefficient global de l'échange thermique U.....	37
III.5. Simulation d'un échangeur de chaleur	39
III.5.1. Le simulateur Simprosys	39
III.5.2. Utilisation de Simprosys.....	40
III.5.3. Simulation d'un Echangeur de chaleur VES-Air par Simprosys.....	41
III.6. Conclusion.....	41

Chapitre IV Résultats et discussion

IV.1. Introduction.....	43
IV.2. Résultats de l'étude préliminaires	43
IV.3. Etude de l'influence des paramètres thermiques.....	44
IV.3.1. Influence du débit d'air	44
IV.3.2. Influence du débit de vapeur d'eau surchauffée.....	47
IV.4. Etude de l'influence des paramètres technologiques	48
IV.4.1. Influence du nombre des tubes	48
IV.4.2. Influence du diamètre intérieur des tubes.....	50
IV.4.3. Influence d'espacement des chicanes.....	52
IV.5. Effets des paramètres sur la température de sortie Tfs	54
IV.5.1. Plan d'expérience factoriel complet	55

IV.5.2. Identification des niveaux des facteurs considérés et leurs réponses Tfs.....	55
IV.5.3. Effets principaux et leur interaction selon le plan factoriel complet.....	62
IV.6. Choix des paramètres de construction de notre échangeur	67
IV.6.1. Effets des variables de conception sur la température Tfs	68
IV.6.1.1. Effet du l'espacement des chicanes sur la température de sortie d'air	70
IV.6.1.2. Effet du diamètre intérieur sur la température de sortie d'air	71
IV.6.1.3. Effet du nombre de tubes sur la température de sortie d'air	71
IV.6.1.4. Effet du débit d'air sur la température de sortie d'air.....	71
IV.6.2. Choix des paramètres de conception : technologiques et thermiques	72
IV.7. Evaluation des performances de l'échangeur.....	73
IV.8. Comparaison des caractéristiques étudiés et simulées de l'échangeur	74
IV.9. Conclusion	75
Conclusion générale	76
Perspectives de l'étude	76

LISTE DES FIGURES

Chapitre I Généralités sur les échangeurs et la récupération d'énergie

Figure I. 1 Echangeur thermique.....	4
Figure I. 2 Principe de fonctionnement d'un échangeur thermique.	6
Figure I. 3 Echangeurs à courants parallèles (co-courants).	7
Figure I. 4 Echangeurs à contre courants.	8
Figure I. 5 Echangeurs à courants croisés.	8

Chapitre II Présentation de l'entreprise JLE

Figure II. 1 Chêne-liège.	9
Figure II. 2 La répartition géographique des peuplements du Chêne liège dans la wilaya de Jijel.	10
Figure II. 3 Organigramme de structure organisationnelle de l'entreprise 'JLE'	12
Figure II. 4 Broyeur de liège.....	13
Figure II. 5 Séchoir rotatif de JLE.	14
Figure II. 6 Autoclaves cuiseurs.	14
Figure II. 7 Refroidissement des blocs agglomérés	15
Figure II. 8 Débitage et ponçage.....	16
Figure II. 9 Emballage et stockage du liège.....	16
Figure II. 10 Caractéristiques du produit fini.....	17
Figure II. 11 Chaîne de production du liège expansé dans l'entreprise.....	18
Figure II. 12 Propositions pour l'amélioration de la chaîne de production du liège expansé JLE.	20
Figure II. 13 Choix d'amélioration dans notre travail.	21

Chapitre III Etude des performances d'un échangeur à tubes et calandre

Figure III. 1 Echangeur à tubes et calandre.	22
Figure III. 2 La structure de l'échangeur tubes et calandre.	23
Figure III. 3 La calandre.	24
Figure III. 4 Plaques tubulaires.....	24
Figure III. 5 Différentes dispositions des tubes.....	25
Figure III. 6 Les chicanes.	25

Figure III. 7 Echangeur à tête flottante.	26
Figure III. 8 Echangeurs à tête fixe.	26
Figure III. 9 Echangeurs à faisceau en U.....	26
Figure III. 10 Classification des échangeurs suivant TEMA.....	27
Figure III. 11 Le choix de l'échangeur gaz-gaz à faisceaux tubes et calandre selon la norme TEMA.....	28
Figure III. 12 La circulation des fluides dans l'échangeur tubes à calandre.	28
Figure III. 13 Interface du logiciel de simulation Simprosys.	40
Figure III. 14 Exemple d'installation d'un système d'évaporation obtenu avec Simprosys. .	40
Figure III. 15 Schéma de l'échangeur de chaleur.	41

Chapitre IV Résultats et discussions

Figure IV. 1 Variation des températures de sortie en fonction de débit d'air mf.	46
Figure IV. 2 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du débit d'air..	46
Figure IV. 3 Variation des températures de sortie Tfs et Tcs en fonction de débit (mc)	48
Figure IV. 4 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du débit de vapeur d'eau surchauffée.	48
Figure IV. 5 Variation des températures de sortie Tfs et Tcs en fonction du nombre de tubes (nt).	50
Figure IV. 6 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du nombre de tubes (nt).....	50
Figure IV. 7 Variation des températures de sortie en fonction de diamètre intérieur des tubes Di (cm).	51
Figure IV. 8 Variation d'efficacité thermique et du NUT en fonction du diamètre intérieur des tubes.	52
Figure IV. 9 Variation des températures de sortie en fonction de nombre des chicane B (cm).	53
Figure IV. 10 Variation d'efficacité thermique et du NUT en fonction de nombre des chicane.	54
Figure IV. 11 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du diamètre et de nombres des tubes.	56
Figure IV. 12 La matrice des valeurs Tfs supérieurs à 150 °C en fonction du diamètre Di et du nombre des tubes Nt.....	56
Figure IV. 13 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du débit d'air et du diamètre intérieur des tubes.....	58

Figure IV. 14 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du débit d'air et du nombre des tubes.....	60
Figure IV. 15 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du débit d'air et de l'espacement des chicanes.....	61
Figure IV. 16 Représentation graphique des effets principaux D_i et N_t	63
Figure IV. 17 Représentation graphique de l'effet de l'interaction D_i et N_t	64
Figure IV. 18 Représentation graphique des effets principaux m_f et N_t	65
Figure IV. 19 Représentation graphique de l'effet de l'interaction m_f et N_t	66
Figure IV. 20 Graphiques des effets principaux et d'interactions m_f et B	67
Figure IV. 21 Graphiques des effets principaux et d'interactions m_f et D_i	67
Figure IV. 22 Variation du débit d'air en fonction de la température de sortie d'air T_{fs} et de vapeur surchauffer T_{cs} ($D_i = 2,5\text{cm}$, $N_t = 80$, $B = 20\text{cm}$).....	72
Figure IV. 23 Résultats de simulation d'échangeur de chaleur.....	74

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre III Etude des performances d'un échangeur à tubes et calandre

Tableau III. 1 Capacités calorifiques molaires.	29
Tableau III. 2 les caractéristiques des deux fluides.	29
Tableau III. 3 Les données géométriques.	30
Tableau III. 4 Type de l'échangeur choisi.	31
Tableau III. 5 Caractéristiques de l'échangeur.	32
Tableau III. 6 L'efficacité thermique de l'échangeur.	38
Tableau III. 7 Corrélations pour calculer les températures de sortie de l'échangeur.	39
Tableau III. 8 ΔT_1 et ΔT_2 en fonction de leur type de circulation.	39

Chapitre IV Résultats et discussions

Tableau IV. 1 Les paramètres coté tubes et calandre de l'échangeur BEU.	43
Tableau IV. 2 Paramètres et grandeurs thermiques obtenus d'échangeur BEU dans le cas co-c et contre- courant.	44
Tableau IV. 3 Les variations du débit d'air et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.	45
Tableau IV. 4 Les variations du débit de vapeur d'eau surchauffée et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.	47
Tableau IV. 5 Les variations du nombre des tubes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.	49
Tableau IV. 6 Variations du diamètre intérieur des tubes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.	51
Tableau IV. 7 Les variations d'espacement entre chicanes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.	53
Tableau IV. 8 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres diamètre intérieur D_i et le nombre de tubes N_t	57
Tableau IV. 9 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres diamètre intérieur D_i et le débit d'air m_f	59
Tableau IV. 10 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres débit d'air m_f et le nombre de tubes N_t	60
Tableau IV. 11 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres débit d'air m_f et l'espacement des chicanes B	62
Tableau IV. 12 Matrice d'expériences avec réponses pour un plan factoriel complet.	62

Tableau IV. 13 Effets moyens des facteurs Di et Nt.....	63
Tableau IV. 14 Tableau croiser des facteurs Di et Nt.....	64
Tableau IV. 15 Matrice d'expériences avec réponses pour un plan factoriel complet.	64
Tableau IV. 16 Effets moyens des facteurs mf et Nt.	65
Tableau IV. 17 Tableau croiser des facteurs mf et Nt.	66
Tableau IV. 18 Tableau croiser des facteurs mf et B.....	66
Tableau IV. 19 Tableau croiser des facteurs Di et mf.	66
Tableau IV. 20 Tableau croiser le débit d'air, diamètre intérieur et les nombres des tubes...	69
Tableau IV. 21 Tableau croiser le débit d'air, diamètre intérieur et l'espacement des chicanes.	70
Tableau IV. 22 Paramètres technologiques et thermiques de l'échangeur.	72
Tableau IV. 23 Grandeurs caractéristiques de l'échangeur.	73
Tableau IV. 24 Grandeurs caractéristiques de l'échangeur pour le cas simulé et notre cas d'étude.....	74

NOMENCLATURE

B	Espacement des chicanes	m
R	Rapport des débits calorifiques	Sans dimensions
qt_c	Débit calorifique du fluide chaud	$J. s^{-1}. ^\circ C^{-1}$
qt_f	Débit calorifique du fluide froid	$J. s^{-1}. ^\circ C^{-1}$
qt_{max}	Débit calorifique maximum	$J. s^{-1}. ^\circ C^{-1}$
qt_{min}	Débit calorifique minimum	$J. s^{-1}. ^\circ C^{-1}$
c_p	Chaleur spécifique	$J. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}$
c_{pC}	Chaleur spécifique du fluide chaud	$J. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}$
c_{pf}	Chaleur spécifique du fluide froid	$J. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}$
d	Diamètre	m
dc	Diamètre intérieur de la calandre	m
de	Diamètre équivalent de la calandre	m
di	Diamètre intérieur des tubes	m
do	Diamètre extérieur des tubes	m
et	Epaisseur des tubes	m
f	Facteur de friction	Sans dimensions
G_c	Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	$kg. m^{-2}. s^{-1}$
G_t	Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	$kg. m^{-2}. s^{-1}$
h	Coefficient d'échange convectif	$W. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$
hc	Coefficient d'échange convectif côté calandre	$W. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$
ht	Coefficient d'échange convectif côté tubes	$W. m^{-2}. ^\circ C^{-1}$
L	Longueur des tubes	m

m	Débit massique	kg. s ⁻¹
m _c	Débit massique du fluide chaud	kg. s ⁻¹
m _f	Débit massique du fluide froid	kg. s ⁻¹
N _B	Nombre de chicanes	Sans dimensions
m _f	Débit massique du fluide froid	kg. s ⁻¹
m _c	Débit massique du fluide chaud	kg. s ⁻¹
N _{pt}	Nombre de passes coté tubes	Sans dimensions
N _c	Nombre de passes coté calandre	Sans dimensions
N _t	Nombre de tubes	Sans dimensions
N _{tp}	Nombre de tubes par passe	Sans dimensions
Nu	Nombre de Nusselt	Sans dimensions
NUT	Nombre d'unités de transfert	Sans dimensions
ΔP	Pertes de charges	N. m ⁻²
ΔP _c	Pertes de charges dans la calandre	N. m ⁻²
ΔP _L	Pertes de charges linéaires	N. m ⁻²
ΔP _S	Pertes de charges singulières	N. m ⁻²
ΔP _t	Pertes de charges dans les tubes	N. m ⁻²
Pr	Nombre de Prandtl	Sans dimensions
Pr _c	Nombre de Prandtl coté calandre	Sans dimensions
Pr _t	Nombre de Prandtl coté tubes	Sans dimensions
P _t	Pas tubulaire triangulaire	m
rc	Résistance d'encrassement coté calandre	m ² . °C. W ⁻¹
E	Efficacité de l'échangeur	Sans dimensions
rt	Résistance d'encrassement coté tubes	m ² . °C. W ⁻¹

Re_c	Nombre de Reynolds coté calandre	Sans dimensions
Re_t	Nombre de Reynolds coté tubes	Sans dimensions
S	Surface	m^2
S_c	Section de passage coté calandre	m^2
S_e	Surface d'échange	m^2
S_t	Section de passage coté tubes	m^2
ΔT	Différence des températures des fluides	$^{\circ}C$
ΔT_1	Différence des températures des fluides à l'entrée	$^{\circ}C$
ΔT_2	Différence des températures des fluides à la sortie	$^{\circ}C$
ΔT_{LM}	Moyenne logarithmique de l'écart des températures	$^{\circ}C$
T	Température	$^{\circ}C$
T_c	Température du fluide chaud	$^{\circ}C$
T_f	Température du fluide froid	$^{\circ}C$
U	Coefficient d'échange global	$W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$

- **Les lettres grecques**

ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
φ	Densité de flux thermique	$W \cdot m^{-2}$
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$
λ_c	Conductivité thermique du fluide chaud	$W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$
λ_f	Conductivité thermique du fluide froid	$W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$
ϕ	Puissance (flux) thermique	W

ϕ_{\max}	Flux thermique maximum	W
---------------	------------------------	---

- **Indices**

e	Entrée de l'échangeur
s	Sortie de l'échangeur
f	Fluide froid
c	Fluide chaud
P	Paroi
t	Coté tubes
c	Coté calandre

- **Abréviation**

VES	Vapeur d'eau surchauffée
JLE	Jijel liège étanchéité
NUT	Nombre d'unité de transfert

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Introduction générale

Actuellement, la valeur de l'énergie continue d'augmenter et les besoins en énergie se multiplient, à cause de l'industrialisation. Plusieurs sources d'énergie ne sont pas renouvelables et leur exploitation engendre souvent la pollution et les rejets de gaz à effet de serre dans l'atmosphère.

Ainsi, il est nécessaire de trouver des solutions réalistes et efficaces afin d'utiliser l'énergie de manière intelligente. De plus, une grande partie de l'énergie utilisée dans l'industrie est rejetée sous forme de chaleur dans l'atmosphère. En pratique, les solutions proposées pour produire ou récupérer le maximum d'énergie doivent être à un coût minimal, et pour cela il faudra faire un compromis entre l'économie d'énergie et le coût d'achat des systèmes.

Parmi les moyens les plus répandus pour la récupération des énergies thermiques ; on trouve les échangeurs de chaleur qui permettent d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides.

L'entreprise Jijel Liège Etanchéité (JLE) transforme le liège brut en divers produits (liège expansé, granulés, ...) pour différentes utilisations. Comme toutes les unités industrielles, l'entreprise de liège JLE est le siège de diverses pertes énergétiques importantes ce qui engendre des dépenses supplémentaires et un surcoût de production des produits de l'entreprise JLE. La réduction de la facture énergétique, via la récupération et la réduction de la consommation de l'énergie, participera fortement à l'amélioration des performances de l'entreprise JLE.

Le présent travail dans le cadre de notre projet de fin d'études de Master, a pour objectif de contribuer à la récupération d'énergie dans l'unité de séchage de l'entreprise JLE, et ce par l'étude de la substitution du système de chauffage d'air de séchage effectué avec des batteries électriques chaudes, par un échangeur de chaleur.

Ce mémoire est composé, suite à cette introduction, de quatre chapitres, et une conclusion générale.

Le premier chapitre comporte des généralités sur la récupération d'énergie, les différents modes de transferts thermiques ainsi que les différents types des échangeurs de chaleur et leurs classifications.

Le second chapitre expose l'entreprise de la transformation de liège Jijel Liège Etanchéité, en particulier : le processus de transformation du liège et les produits de l'entreprise ainsi que les anomalies dans le circuit de production.

Le troisième chapitre détaille les échangeurs à faisceau de tubes et calandre : de la description, aux méthodes de calcul et de dimensionnement de ces échangeurs de chaleur, et présente aussi le logiciel commercial de simulation *Simprosys*.

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation et la discussion des résultats ; des études des influences des paramètres géométriques et thermiques de l'échangeur tubulaire, et des performances énergétique de l'échangeur de chaleur dimensionné.

Le mémoire se termine par une conclusion générale.

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS SUR LES

ÉCHANGEURS ET LA

RÉCUPÉRATION D'ÉNERGIE

I.1. Introduction

L'énergie thermique utilisée dans les industries occupe un rôle important aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le bon choix d'un échangeur de chaleur approprié pour une application donnée est essentiel.

Ce chapitre présente une vue générale sur l'efficacité énergétique dans les industries, son importance et les sources de pertes d'énergie. Ainsi que des généralités sur les échangeurs thermiques, de leur principe de fonctionnement, en passant par les modes de transfert thermique et les différents critères de classification que l'on peut trouver...

I.2. L'intérêt de l'efficacité énergétique dans les industries

Les gestionnaires d'entreprises industrielles cherchent de plus en plus des moyens d'améliorer l'efficacité et la rentabilité et de leurs activités. Certains privilégient la réduction des coûts de main-d'œuvre ou l'amélioration de l'efficacité de la production. D'autres se basent sur la réduction de la consommation et des pertes énergétiques par récupération ou l'utilisation des sources d'énergies renouvelables. [1]

Parmi les techniques qui permettent d'optimiser l'efficacité énergétique, on cite :

- L'amélioration de l'isolation
- La surveillance de la consommation d'énergie
- L'investissement dans un système d'air comprimé
- Le privilège des énergies renouvelables
- L'utilisation d'un logiciel efficace pour l'optimisation énergétique dans l'industrie.

I.2.1. La récupération de l'énergie dans l'industrie

La récupération de l'énergie permet d'améliorer l'efficacité énergétique intrinsèque d'une installation. L'intérêt économique de cette récupération de l'énergie dépend donc directement du prix de l'énergie et du coût de l'installation de récupération.

La récupération d'énergie est un processus de traitement des déchets qui génère de l'énergie sous forme d'électricité, de chaleur ou de carburant. La récupération d'énergie est un processus de traitement des déchets préférable à celui de l'envoi à la décharge. Cependant, il devrait être considéré comme l'une des dernières options à la fin de la vie, après la réutilisation, la rénovation et le recyclage.

Il existe deux types de technologies de récupération d'énergie :

- **Thermochimique** : processus de conversion qui extrait l'énergie des déchets à travers des températures élevées. Les types de récupération d'énergie thermochimique comprennent la combustion (déchets à l'énergie), la gazéification, la pyrolyse et la liquéfaction.
- **Biochimique** : processus de conversion qui extrait l'énergie à l'aide de la biodécomposition des déchets. Les types de récupération d'énergie biochimique

comprennent le biogaz de la digestion anaérobie ou de la décharge, du bio-hydrogène et du bio-éthanol de la fermentation et des piles à combustible microbiennes.

La récupération d'énergie peut également être la capture et la réutilisation (recyclage) de la chaleur libérée des systèmes d'air et d'eau. Les bâtiments ou les projets d'infrastructure peuvent récupérer la chaleur de l'air ou de l'eau usée pour le préchauffage d'autres systèmes de bâtiments, économiser de l'énergie et des émissions. [2]

Le moyen le plus simple est d'avoir recours à des procédés de récupération d'énergie. Comme son nom l'indique, la récupération d'énergie consiste à optimiser les procédés industriels en perdant le moins d'énergie possible. Cette énergie peut être électrique par exemple, mais le plus souvent, on parle de récupération de chaleur.

En fonction du type de processus, la chaleur des déchets (échappement) peut être rejetée à pratiquement toutes les températures de celle de l'eau de refroidissement froide à des gaz de déchets à haute température provenant d'un four industriel.

La terminologie des technologies de récupération de chaleur varie fréquemment entre des industries différentes. Pour récupérer la chaleur, on utilise en général un échangeur thermique, qui permet de transférer la chaleur d'un fluide chaud que l'on doit refroidir à un autre plus froid que l'on doit réchauffer au travers d'une plaque d'acier. C'est une technologie très ancienne mais les progrès techniques permettent d'avoir des échangeurs aujourd'hui plus performants et plus compacts. [3]

I.2.2. Les sources de pertes d'énergie

Les pertes de chaleur des déchets proviennent des inefficacités de l'équipement et des limites thermodynamiques sur l'équipement et les processus. On cite quelques sources de perte d'énergie : [4]

- Les pertes dues aux purgeurs de vapeur.
- Les pertes de chaleur dues à la tuyauterie,
- Les fuites,
- Les pertes de vapeur instantanée,
- L'évacuation des condensats aux drains.
- Les pertes dues au système.

I.3. Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.3.1. Définition

Un échangeur de chaleur, ou échangeur thermique, est un dispositif qui est principalement basé sur le transfert de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Deux fluides ne font aucun échange mais en fait le fluide chaud cède une partie de la chaleur qu'il possède au fluide froid et ne reçoit rien à échanger. [5]



Figure I. 1 Echangeur thermique.[6]

L'énergie thermique est utilisée dans les industries et occupe un rôle important aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement, la principale caractéristique d'un échangeur est donc la surface de la paroi qui sépare les deux fluides et au travers de laquelle la chaleur est transférée. Il existe différents types d'échangeurs thermiques, utilisés dans différents domaines.

L'étude des transferts thermiques fait partie des sciences de base de l'ingénierie industrielle, c'est une branche issue du transfert de chaleur, qui traite les problèmes liés aux échanges d'énergies thermiques, et aux productions de chaleur et de froid.

I.3.2. Principaux modes de transferts thermiques

I.3.2.1. La conduction

Elle désigne la transmission de la chaleur, sans déplacement de matière, au sein d'un milieu conducteur principalement solide (il se peut qu'il y ait conduction dans des milieux liquides ou gazeux), ou entre deux milieux mis en contact. Cette transmission est due à la présence d'un gradient de température.

Le phénomène de conduction est régi par la loi de Fourier, formulée comme suit :

$$\varphi = -\lambda \text{ grad } (T) \quad (\text{I.1})$$

φ : Densité de flux thermique transmis par conduction ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$).

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$).

T : Température du milieu ($^\circ\text{C}$).

I.3.2.2. La convection

Lorsque le transfert thermique s'accompagne d'un transfert de matière, on dit que la chaleur est transmise par convection. Ce phénomène existe au sein des milieux fluides (liquides et gazeux), ou lorsqu'un fluide est en mouvement au contact d'un solide.

Selon le mécanisme qui génère le mouvement du fluide, on distingue :

a. La convection naturelle

Un fluide devient moins dense lorsqu'il est chauffé et a tendance à s'élever au-dessus des régions les plus froides, le mouvement est uniquement dû aux différences de masses volumiques résultantes des différences de températures aux frontières.

b. La convection forcée

Le mouvement du fluide est induit par une cause extérieure, indépendante des écarts de températures, par exemple : une pompe ou un ventilateur. Pour un fluide à la température T_f en écoulement autour d'une paroi à température T_E , la densité de flux de chaleur par convection est donnée par la loi de Newton :

$$\Phi = h(T_P - T_F) \quad (I.2)$$

h : Coefficient d'échange convectif ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$).

I.3.2.3. Le rayonnement

Le rayonnement thermique résulte de la transition d'électrons entre deux états d'énergie. Selon la loi de Planck, le passage d'un niveau d'énergie à un niveau d'énergie inférieur s'accompagne de l'émission d'un rayonnement. Son signe particulier est qu'il ne nécessite pas la présence d'un milieu matériel intermédiaire et peut donc transporter de la chaleur à travers le vide. Ainsi, c'est grâce au rayonnement thermique que le soleil nous transmet sa chaleur.

I.3.3. Rôle de l'échangeur thermique

Le rôle d'un échangeur de chaleur est de transférer l'énergie thermique d'un liquide à un autre sans les mélanger. Dans le cas des systèmes de production d'eau chaude ou d'eau chaude sanitaire, le fluide primaire dit "réchauffeur", qui est considéré comme le fluide primaire, est utilisé pour chauffer le fluide secondaire. Pour un bon échange, deux liquides doivent avoir des températures différentes, c'est pourquoi l'un est chaud et l'autre froid.

Pour effectuer le transfert de chaleur, l'échangeur thermique a besoin d'un matériau qui soit assez conducteur afin d'optimiser l'échange, tout en limitant le plus possible les déperditions de chaleur. Dès lors que le transfert de chaleur s'effectue entre les deux fluides, alors l'échangeur thermique a pleinement accompli sa mission.

L'échangeur thermique ne sert pas seulement à réchauffer un fluide. Il assure aussi la réfrigération du fluide, c'est le cas pour les climatiseurs ou encore les réfrigérateurs. [5]

I.3.4. Principe de fonctionnement

Un échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur.

En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant de l'énergie. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé. [5]

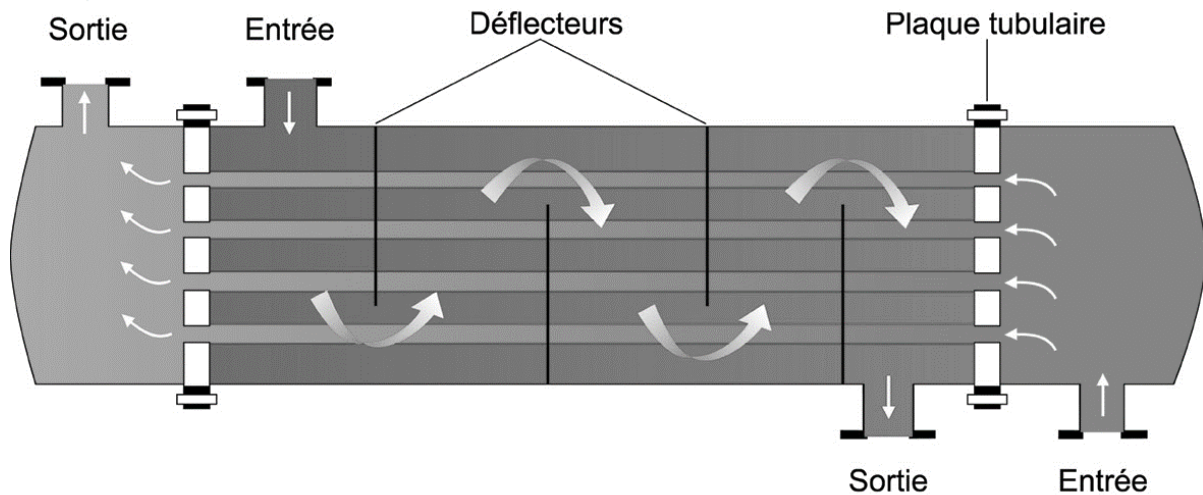


Figure I. 2 Principe de fonctionnement d'un échangeur thermique.[7]

I.3.5. Les matériaux les plus utilisés

Le bon fonctionnement de l'échangeur thermique nécessite une bonne capacité conductrice du matériau. En effet, plus le matériau sera conducteur, plus l'échange de chaleur sera optimal et efficace. Parmi les matériaux les plus utilisés, on retrouve notamment : [5]

- Le cuivre
- L'aluminium
- L'acier.

I.4. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

I.4.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires (tubes et calandre).
- A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I.4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

I.4.3. Classement suivant le rôle de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

I.4.4. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les, différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

I.4.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

I.4.6. Classement selon le sens de l'écoulement des fluides

Selon le sens d'écoulement des fluides, on distingue : échangeur à co-courant, échangeur à contre-courant, et échangeur à courant croisé.

I.4.6.1. Echangeurs à courants parallèles (co-courants)

Les écoulements des fluides chaud et froid sont parallèles et de même sens.

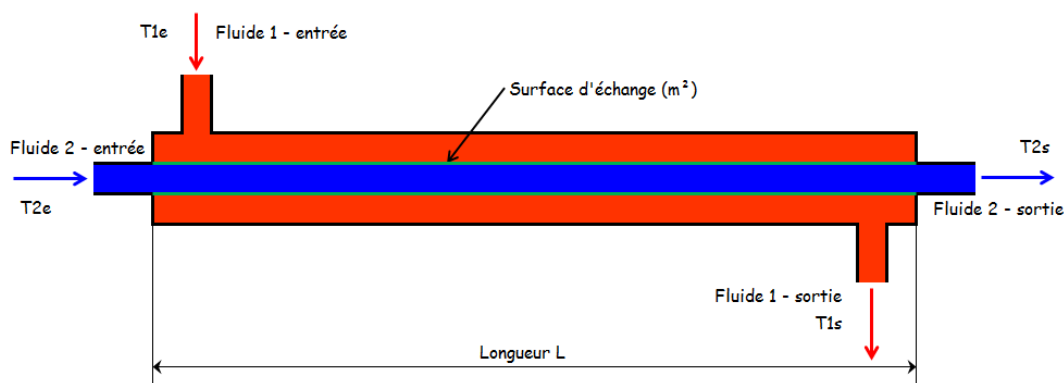


Figure I. 3 Echangeurs à courants parallèles (co-courants).[8]

I.4.6.2. Echangeurs à contre courants

Les écoulements des fluides chaud et froid sont toujours parallèles mais de sens opposés.

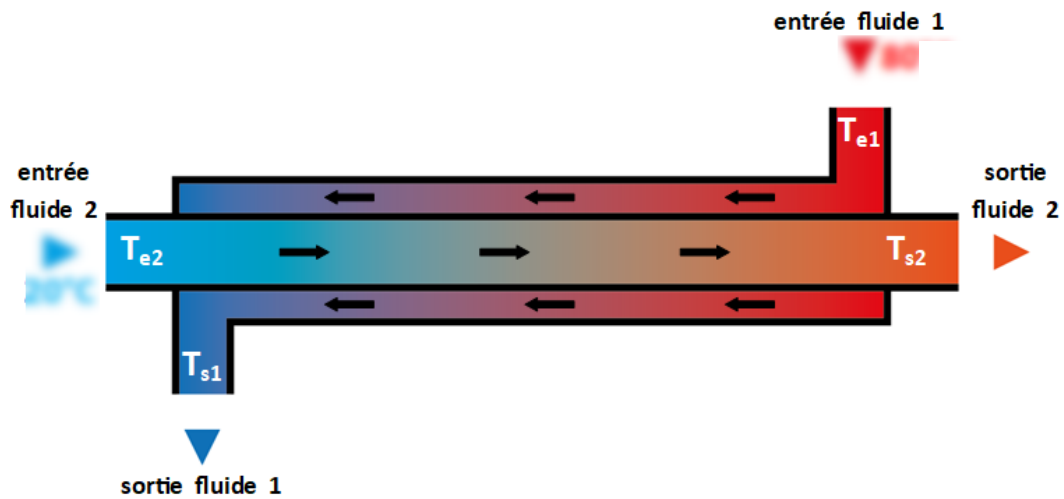


Figure I. 4 Echangeurs à contre courants.[8]

I.4.6.3. Echangeurs à courants croisés

Les écoulements sont perpendiculaires l'un à l'autre.

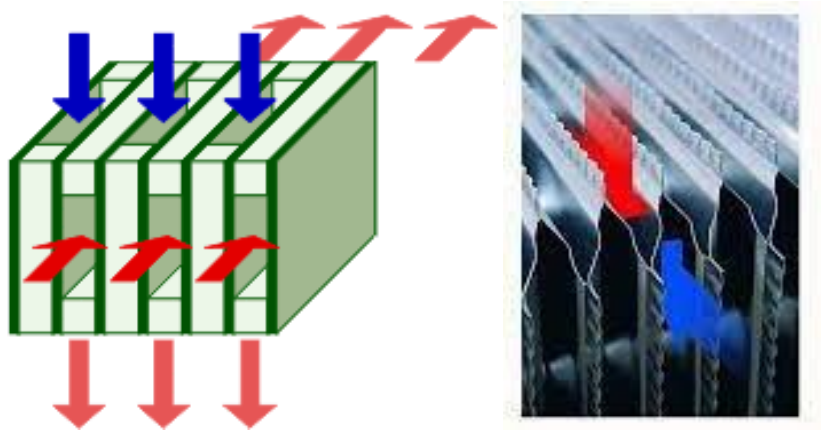


Figure I. 5 Echangeurs à courants croisés.[8]

I.5. Conclusion

Ce chapitre est une introduction à la récupération d'énergie et un descriptif des échangeurs de chaleur, où nous avons passé en revue les différents types d'échangeurs thermiques.

CHAPITRE II

PRÉSENTATION DE

L'ENTREPRISE JLE

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons des informations générales sur le liège et la société "Jijel Liège Etanchéité" (JLE), dont les activités s'articulent autour de la transformation du liège granulé et en panneaux d'expansion. Ensuite, nous détaillons l'ensemble du processus de rénovation du liège et les différentes unités et installations, en particulier la production de liège expansé. Spécifier les pertes d'énergie dans les circuits et la possibilité de récupérer et de valoriser l'énergie.

II.2. Le liège

II.2.1. Définition

Le liège est un matériau naturel, renouvelable et durable. Il est doux, flexible, léger, étanche et capable de répondre aux exigences électriques, thermiques et acoustiques. [9]. En raison de ses propriétés, le liège a longtemps été exploité dans des régions spécifiques de la Méditerranée occidentale [10]. Le liège est la couche externe de l'écorce du chêne (*Quercus Suber*) et peut être récolté tous les 9 à 12 ans. En général, le chêne-liège a besoin de beaucoup de soleil, de faibles précipitations et d'une humidité élevée. Pour cette raison, l'existence du liège est limitée dans le monde [9].



Figure II. 1 Chêne-liège.[11]

II.2.2. Répartition des subéraies à Jijel

Dans la province de Jijel, les forêts sont irrégulièrement réparties et couvrent une superficie de 137 457 hectares, avec un taux de boisement élevé de 57 %. La forêt couvre 99 123 hectares, dont la plupart sont caractérisés par la diversité des espèces [12]. Les zones forestières les plus grandes sont : Corniche de Ziama, Massif Côtiers de Ferjouene, Versants nord, Versant sud de Oued Djendjen, Montagne de Seddets, Versants sud de Oued Mechtas, Collines d'El Milia. Le chêne-liège est l'espèce d'arbre dominante dans cette province, représentant près de 79 % de la superficie forestière totale.

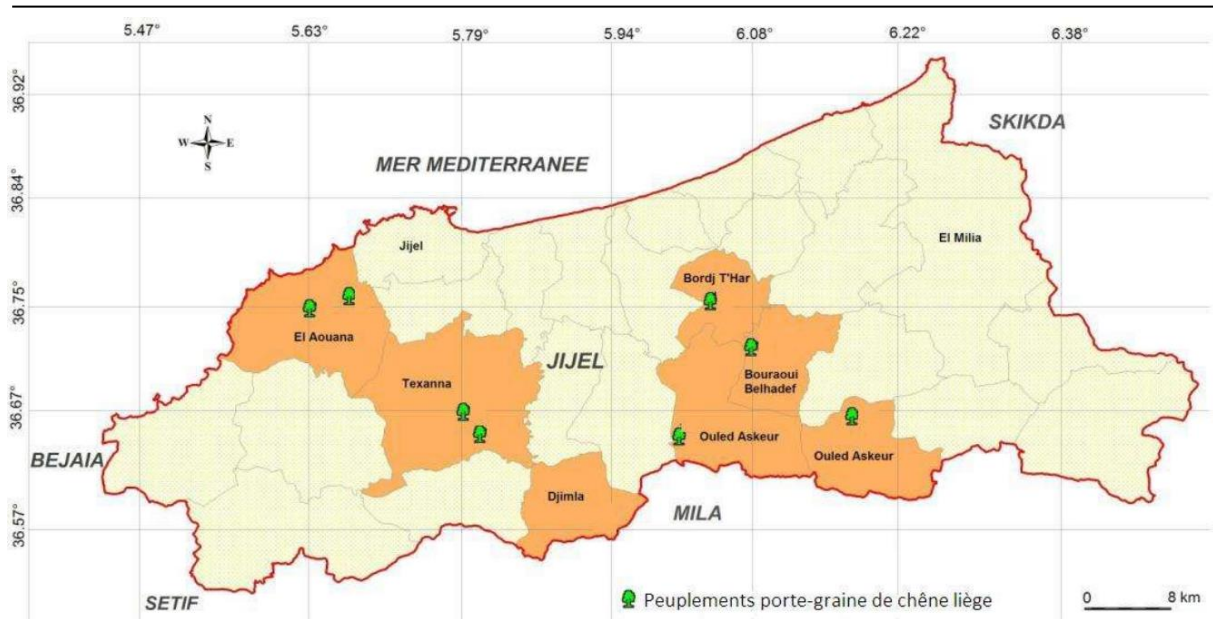


Figure II. 2 La répartition géographique des peuplements du Chêne liège dans la wilaya de Jijel.[13]

II.2.3. Le liège expansé

L'aggloméré de liège expansé a été découvert par hasard en 1981 par le fabricant américain de gilets de sauvetage John Smith, de New York, dont le produit a été breveté en 1892.

Le liège expansé est un produit obtenu principalement à partir du liège naturel. En outre, on peut recycler les déchets et les chutes du liège d'autres applications pour le produire. La production du liège expansé est un processus qui passe par plusieurs étapes. Elle se résume en l'agglomération des grains du liège broyés à température élevée (380° C) pour former des blocs grâce à l'existence de la subérine (le liège vierge est riche en subérine). L'agglomération ne nécessite aucune résine, ce qui donne finalement un produit fini totalement naturel [14].

Le liège est un bon isolant thermique et acoustique. Il est étanche, anti-corrosion et ininflammable. En panneaux, le liège est mis en œuvre au niveau des dalles, des chapes, les cloisons des murs, des plafonds et des toitures. En rénovation, ils permettent d'isoler sous les chevrons lorsque la couverture de la toiture est conservée.

En granulés, le liège se déverse entre les solives des planchers, dans les toitures et les murs. On l'utilise aussi comme agglomérat dans le béton ou dans le mortier de chaux pour en faire des chapes isolantes, réaliser des mortiers isolants. Par contre le liège de meilleure qualité est principalement destiné à la fabrication des bouchons.

II.3. Production du liège expansé

Nous avons effectué un stage au sein de l'entreprise nationale "Jijel Liège Etanchéité", qui a une forte présence sur le marché national du liège grâce aux produits qu'elle fournit au marché local et étranger. Nous décrirons en détail ci-dessous le processus de production du liège expansé de la matière première au produit fini.

II.3.1. L'unité de production

L'entreprise Jijel Liège Etanchéité est une entreprise du secteur public sise à Bouremel au niveau de la wilaya de Jijel. Elle occupe une superficie de 4.60 hectares. Elle se compose de deux ateliers principaux dont l'un est consacré à la production de liège expansé et l'autre est réservé à la production de produit isolants.

La surface totale couverte de l'usine est estimée à 10 642 m² répartie comme suit :

- L'administration et ses accessoires couvrent une superficie de 786 m²
- Un atelier de production de liège expansé d'une superficie de 5374 m²
- Un atelier de production des matériaux isolants d'une superficie de 1800 m²
- Un service de maintenance d'une superficie de 750 m²
- Un stock d'une superficie estimée à 1130 m²

D'autre part, l'unité comprend une surface aménagée non convertie de 8350m² de superficie utilisée pour le stockage de matière première, d'une grande capacité qui peut atteindre jusqu'à 2700 tonnes.

II.3.2. Structure organisationnelle de l'entreprise JLE

La structure de la JLE s'organise en une direction générale et cinq sous-directions qui lui sont affiliées. Chacune de ces sous-directions est divisée en sections qui facilitent le processus de gestion, d'organisation et de productivité.

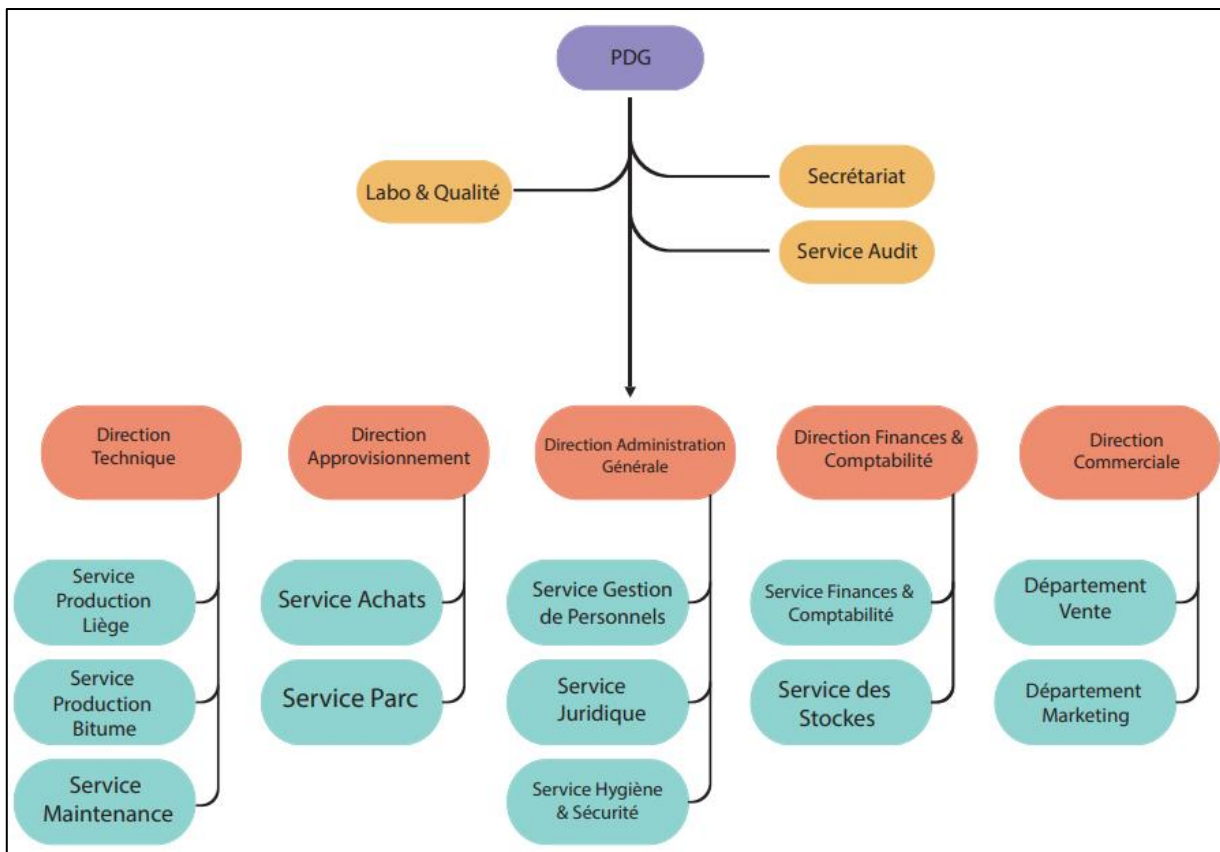


Figure II. 3 Organigramme de structure organisationnelle de l'entreprise 'JLE'.

II.3.3. Importance économique et objectifs de l'entreprise JLE

La JLE est une entreprise nationale de grande importance sur le plan national et international. Elle a contribué à couvrir les besoins du marché national en liège et en matériaux d'isolation, et à soutenir le secteur industriel national hors hydrocarbures, en exportant ses produits divers essentiellement vers l'Europe.

La JLE s'engage dans un projet ambitieux pour l'amélioration de sa production et la promotion de son activité. Ainsi, elle a pour objectifs :

- Réaliser le plus grand profit possible comme toute entreprise économique.
- Elargir son domaine d'activité en ouvrant de nouveaux points de production et de commercialisation de produits.
- Faire connaître et commercialiser efficacement ces produits par la prise de contacts avec les acteurs locaux et étrangers via la participation aux foires et forums spécialisés, et en soumettent ses produits aux normes exigé.
- Couvrir plus, le marché national par les produits et des matériaux d'isolation JLE.

II.4. Processus de production du liège expansé dans l'entreprise JLE

La production du liège expansé passe par un processus qui comprend des étapes successives présentées dans ce qui suit.

II.4.1. Stockage du liège vierge

Dans cette 1^{er} phase, le liège vierge est trié en deux classes : le liège de bonne qualité est réservé pour la production des bouchons, alors que le reste du liège (liège male, le liège abimé, les rebuts, ...etc) est orienté vers le stock pour l'agglomération et l'expansion.

II.4.2. Broyage, concassage et séparation

Cette phase est réalisée au niveau de la meunerie, le liège stocké est concassé dans un déchiqueteur comportant des mailles de 45 mm au produit calibré de 4 à 50 mm. Ensuite, elle est acheminée sur deux broyeurs à marteaux. Les deux transporteurs pneumatiques portent ensuite les granulés vers deux tamiseurs-séparateurs où s'effectue un calibrage en trois catégories :

- Granulés entre 4 à 16 mm : idéal pour la fabrication des blocs agglomérés, dirigés directement vers le sécheur rotatif.
- Granulés supérieurs à 16 mm : récupérer et diriger vers un second broyeur pour obtenir le bon produit granulaire.
- Granulés de taille inférieure à 4 mm : considérés comme poussière (inflammable), elles sont stockées pour être vendue aux agriculteurs.

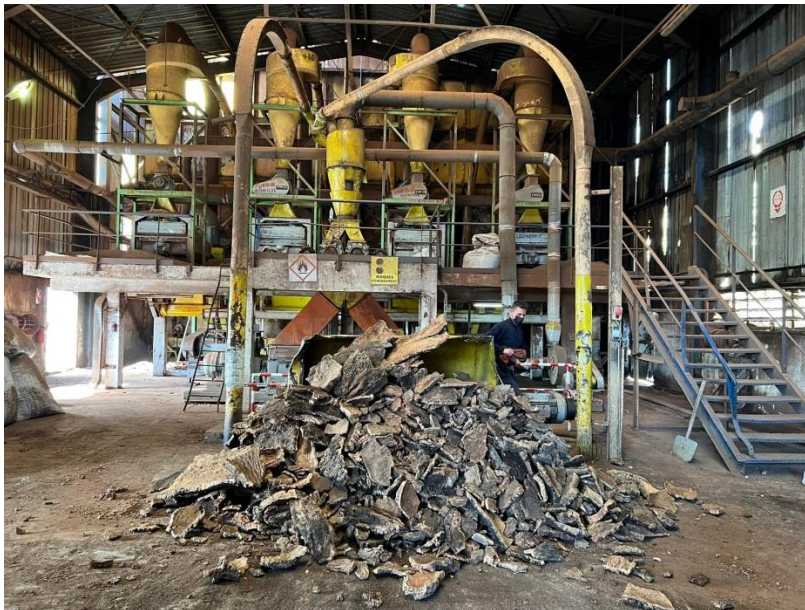


Figure II. 4 Broyeur de liège.

II.4.3. Séchage des granulés

Le séchage des granulés humides provenant des quatre silos de stockage est réalisé dans un sécheur rotatif. Le séchage s'effectuant à une température maximum de 125°C.

Le séchage des granulés humides a pour but de réduire l'humidité du liège, afin d'en faciliter l'agglomération. L'opération se réalise dans un sécheur rotatif de 6m de la longueur et un diamètre de 2 m. L'air ambiant dans le séchoir est aspiré et accéléré par un ventilateur d'un débit

de 9000 m³/h et réchauffé par un système de préchauffage basé sur l'utilisation des batteries électriques.



Figure II. 5 Séchoir rotatif de JLE.

Le système assure une circulation continue d'air chaud en contact co-courant pour éliminer 7% d'humidité des granulés humides. Ce sécheur fonctionne dans une température de 80 °C. On peut laisser les grains du liège plus ou moins longtemps dans le sécheur car le but du séchage est d'en réduire le temps de cuisson.

II.4.4. Agglomération

La cuisson des granulés séchés s'effectue dans des autoclaves cuiseurs, permettant l'obtention de blocs de (1020 × 520 × 320) mm³ d'une capacité de 0.19 m³ disposés en deux rangées de cinq appareils placés en parallèle sont liées avec deux surchauffeurs.

L'opération d'agglomération consiste à surchauffer le mélange broyé dans les deux autoclaves alimentés par une vapeur d'eau surchauffée atteignant les 380C sous une pression de 1.2 bars pendant 15 minutes.



Figure II. 6 Autoclaves cuiseurs.

La vapeur surchauffée en sortie des autoclaves est chargée d'une quantité importante de la résine. Cependant, les déchets de cette résine présentent vraiment un double problème. Le premier est la pollution de l'air à cause de la fumée d'échappement (température de 125°C) chargée de petites particules de la subérine. Le second est technique : en effet, au bout d'un certain temps, la résine s'accumule dans le dispositif d'échappement et finit par en boucher les conduites.

II.4.5. Refroidissement

La fonction de la machine à refroidir est double pour réceptionner les deux linges de cuiseurs. Chaque compartiment fonctionne indépendamment du compartiment voisin. Lorsque le bloc est introduit dans la machine, deux contacts déclenchent le cycle de refroidissement. L'eau introduite dans le bloc à travers les aiguilles est sous pression à la température de 80°C pendant 3 min afin de laisser les blocs le moins humide possible, ce qui permet de passer de 300°C à 100°C environ. Après une temporisation réglable, la vanne d'eau se referme, les plateaux s'écartent et le bloc est éjecté par le suivant sur le tapis transporteur. A ce niveau, les blocs sont entreposés dans un hangar pendant 24 à 72 heures pour obtenir un refroidissement total.



Figure II. 7 Refroidissement des blocs agglomérés

II.4.6. Débitage et ponçage

Le débitage des blocs est semi-automatique. Ils sont découpés en plaques par deux scies alternatives à lames horizontales. Les plaques peuvent avoir des épaisseurs différentes réglables, jusqu'à 20 mm minimum suivant les commandes du client. Les plaques étant sciées horizontalement, il est donc nécessaire de procéder à un dépoussiérage doublé d'un ponçage par brossage.



Figure II. 8 Débitage et ponçage.

II.4.7. Emballage et stockage

La production du liège expansé étant achevée, les plaques finies sont emballées puis empilées. Il est enfin lieu de procéder au stockage du produit fini dans des entrepôts aménagés à cet effet avant son expédition.



Figure II. 9 Emballage et stockage du liège.

II.4.8. Caractéristiques du produit fini

Le produit aggloméré expansé n'est soumis à aucun additif chimique. Ainsi le produit fini est 100 % naturel et non toxique. De plus il constitue un élément important sur le plan économique vu sa cherté et sa forte demande surtout à l'étranger. [15]

Caractéristiques du produit fini

- Couleur : marron foncé
- Granulométrie : 4 à 16 mm
- Format : 1000 × 500 mm
- Epaisseur : 20 à 300 mm
- Masse volumique : Min= 108 Kg/m³ - Max 120 Kg/m³
- Conductivité thermique : 0,0375 W/m·K
- Résistance thermique : 1,0667 W/m²·K
- Température courante d'utilisation : -160 °C à 120 °C
- Absorption d'eau: < 0,45 %
- Compression de sollicitation : 105 KPa

Figure II. 10 Caractéristiques du produit fini.

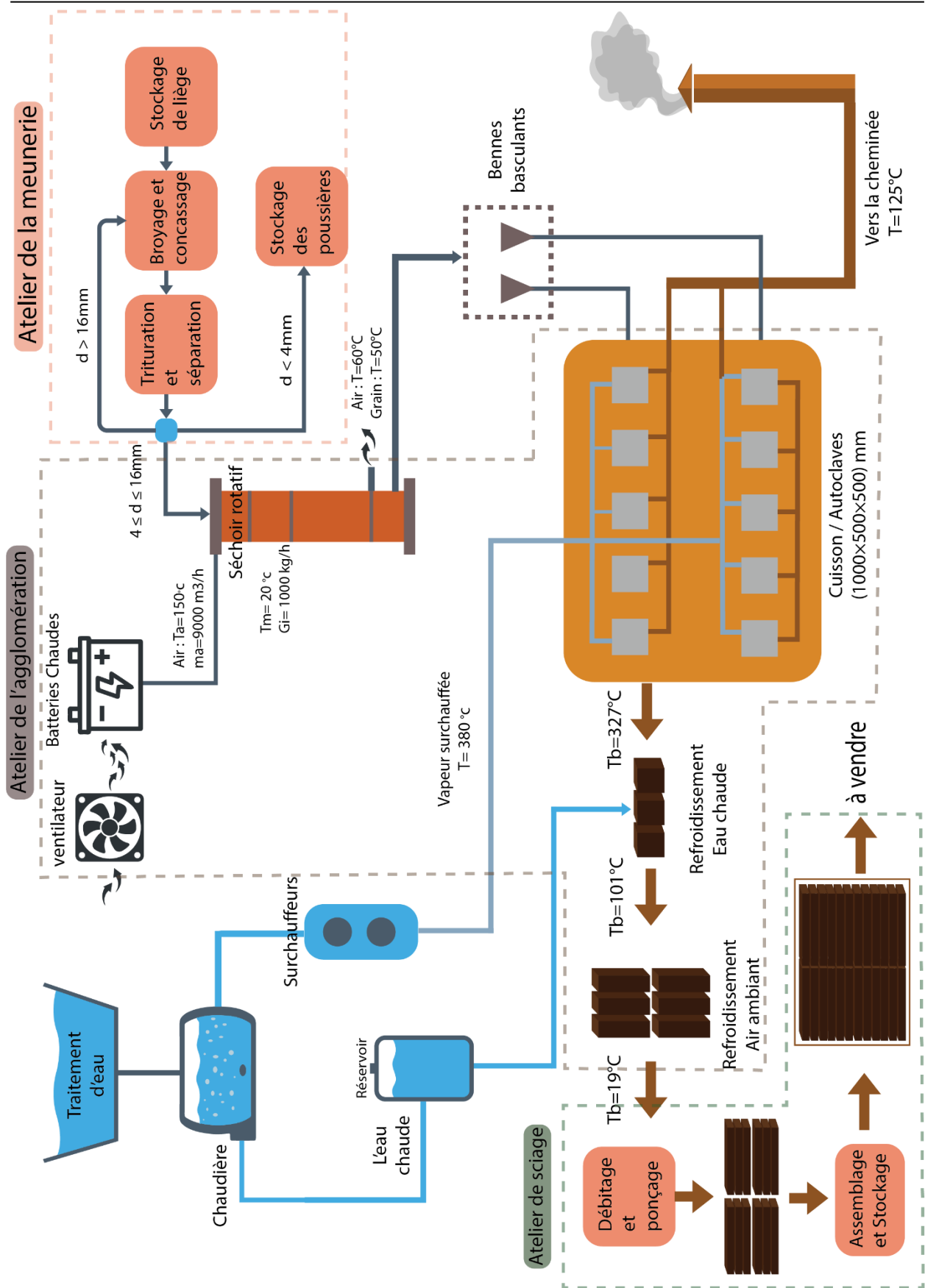


Figure II. 11 Chaîne de production du liège expansé dans l'entreprise.

II.5. Problématique des pertes énergétiques dans l'entreprise JLE

Comme tout procédé à l'échelle industrielle, la ligne de production de l'entreprise JLE connaît plusieurs problèmes techniques et pertes énergétiques, que nous citons principalement :

- Pertes énergétiques importantes liées à la mauvaise isolation thermique de l'unité.
- Consommation énergétique (électriques) trop élevée due au système de préchauffage de l'air basé sur l'utilisation des batteries chaudes.
- Difficulté à contrôler les paramètres de fonctionnement, notamment la température d'entrée de l'unité de séchage et la vapeur surchauffée dans les autoclaves.
- Pertes énergétiques dans le séchoir rotatif (air en sortie de séchoir à 60 °C rejeté à l'extérieur).
- Pertes énergétiques des fumées chaudes dans la cheminée ainsi que la condensation de la résine entraînée par la vapeur surchauffée. Ceci provoque l'encrassement rapide de la cheminée.
- Rejet important de poussières dans l'environnement voisin de l'usine.

II.5.1. Proposition des solutions de récupération

Pour l'amélioration du rendement de l'installation, nous proposons quelques solutions basées sur la récupération et la réutilisation des ressources thermiques (figure II.12) :

- Recycler l'air chaud en sortie de séchoir utilise un cyclone de purification pour piéger les poussières, et le réinjectant dans à l'entrée du séchoir. (**A** sur la figure)

- Réduire les pertes énergétiques des fumées chaudes dans la cheminée par : (**B** sur la figure)
 - 1- injection d'un système de barbotage pour but de réduire la condensation de la résine entraînée par la vapeur surchauffée et donc minimiser le risque d'encrassement rapide dans la cheminée.
 - 2- Récupération des fumées chaudes en utilisant un échangeur récupérateur.

- Réduire la consommation énergétique par remplacement des organes comme les batteries chaudes par des échangeurs récupérateurs de chaleur. (**C** sur la figure)

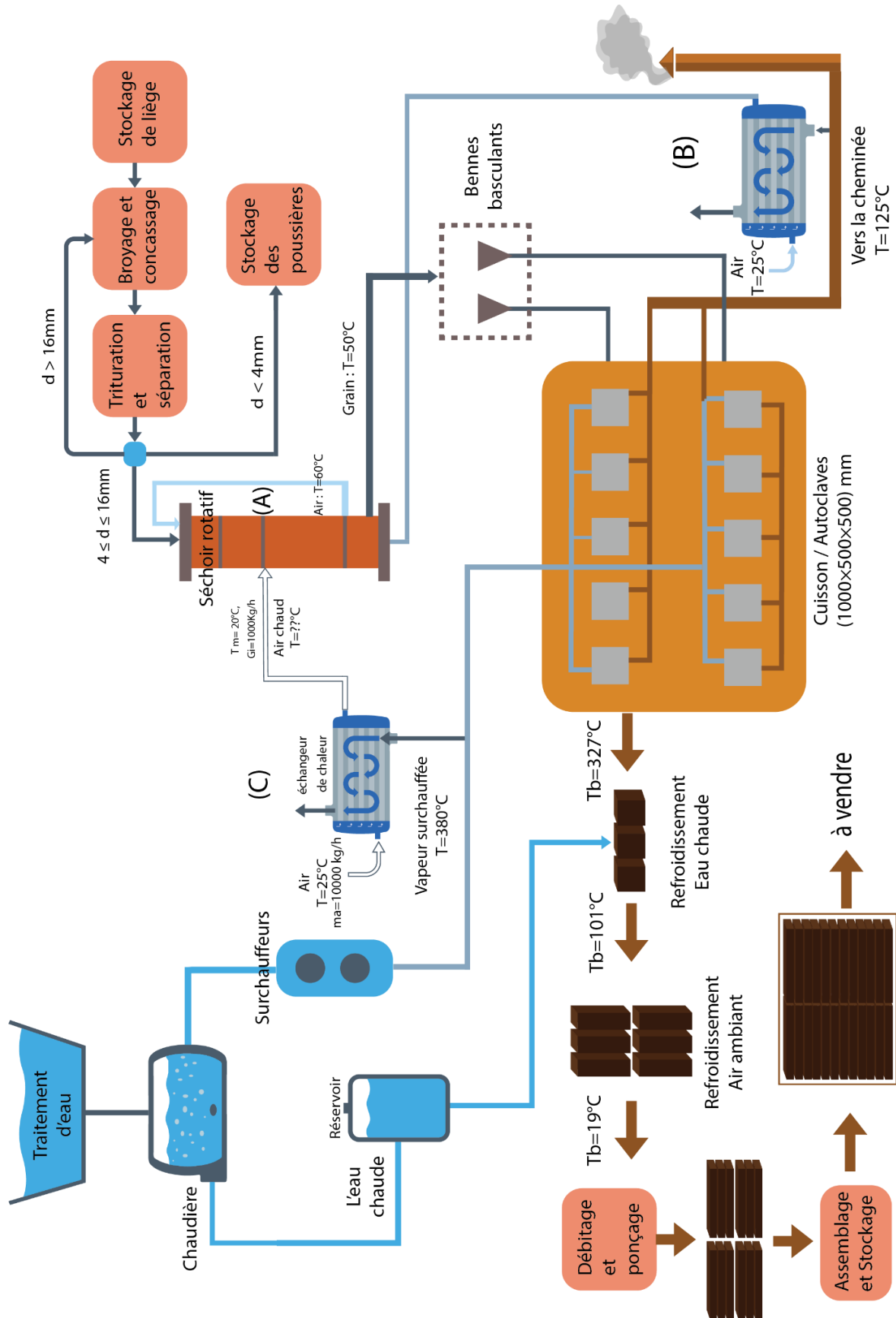


Figure II. 12 Propositions pour l'amélioration de la chaîne de production du liège expansé JLE.

- ✓ Le but de notre travail, est de réduire la consommation énergétique en remplaçant les batteries chaudes qui fournies l'air chaud à l'unité de séchage, par un échangeur thermique pour le chauffage d'air (nécessaire pour le séchage) en utilisant la vapeur surchauffée VES en sortie de la chaudière et la surchauffeur.

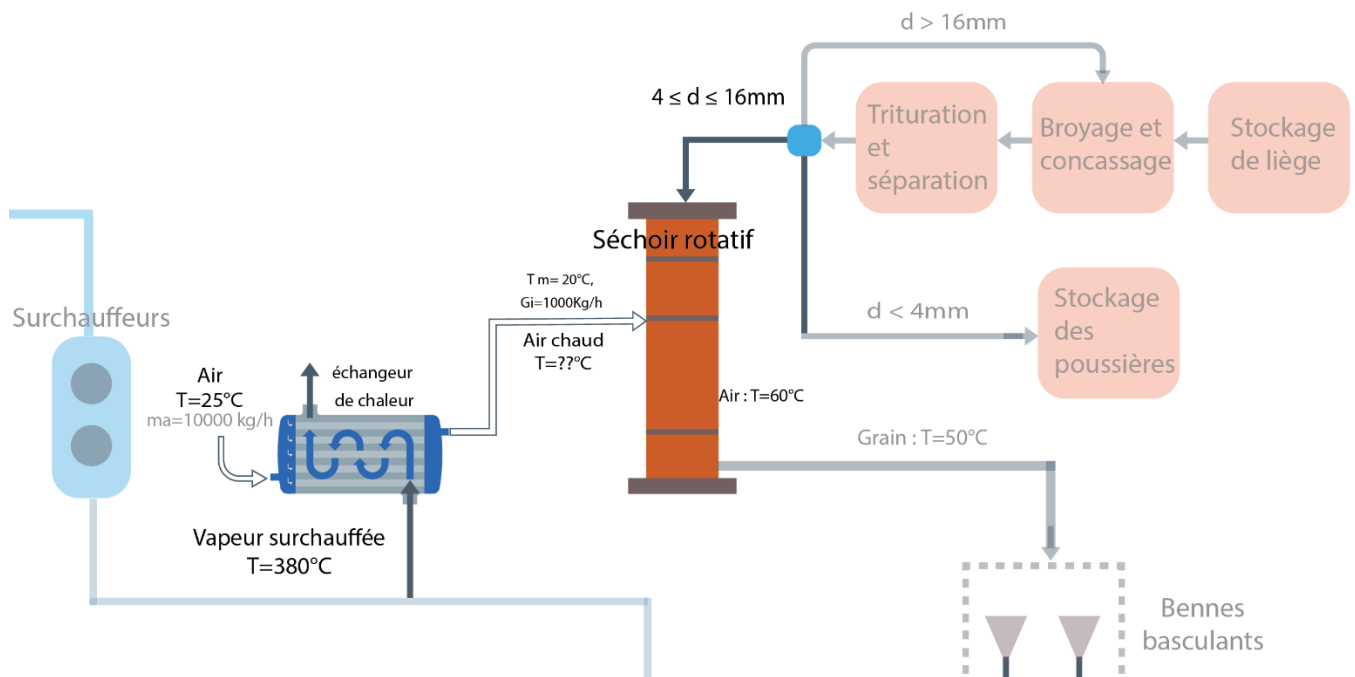


Figure II. 13 Choix d'amélioration dans notre travail.

II.6. Conclusion

Notre passage à l'entreprise JLE, nous a permis de prendre connaissance du processus de la chaîne de transformation de liège et des activités de l'entreprise, et aussi des différentes unités composant l'usine. Ainsi, nous avons pu réaliser, l'importance du choix des paramètres de fonctionnement sur la qualité du produit fini obtenu, sans oublier les différents problèmes techniques et pertes énergétiques dans le circuit de l'entreprise.

Notre travail consiste à dimensionner un échangeur récupérateur de chaleur et d'étudier l'influence des paramètres de fonctionnement sur l'évaluation des performances de l'unité dans le but de réduire la consommation énergétique.

CHAPITRE III

DÉMARCHE DE

DIMENSIONNEMENT D'UN

ÉCHANGEUR À TUBES ET

CALANDRE

III.1. Introduction

Parmi les systèmes d'échanges thermiques les plus utilisés dans les usines, on trouve les échangeurs à tubes et calandre. Nous avons opté dans cette étude de récupération d'énergie pour ce type d'échangeurs.

On s'intéresse dans ce chapitre à ces échangeurs à tubes et calandre en vue de les dimensionner, en donnant une description de ces échangeurs et aux différents éléments qui les composent.

III.2. Description d'un échangeur à tubes et calandre

III.2.1. Description générale

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.[16]

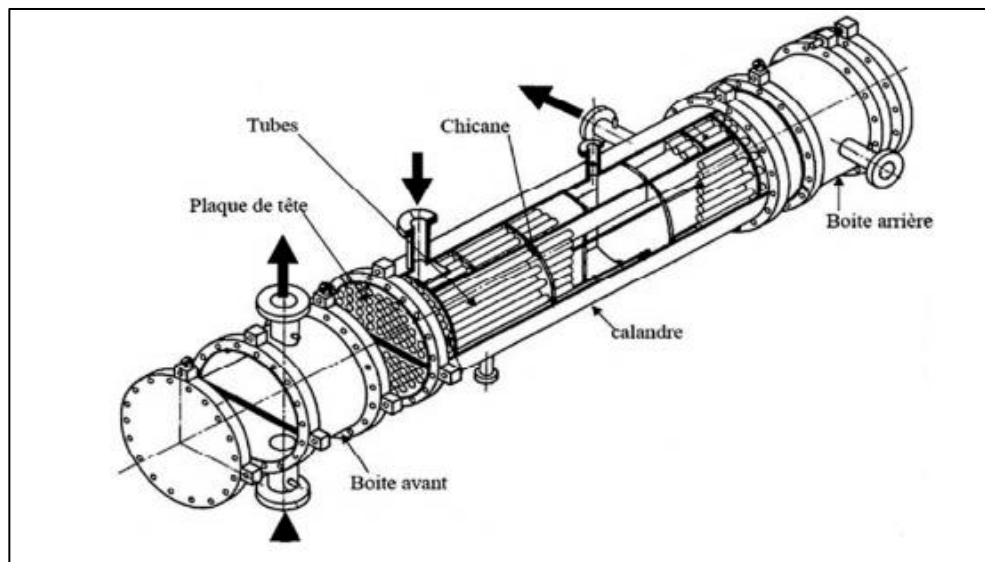


Figure III. 1 Echangeur à tubes et calandre.[17]

Les tubes sont pris à leur extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par soudage.

Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaires pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent au travers des trous.

Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises. Les tubes doivent pouvoir accepter les variations de températures imposées par leur service et

pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive. Pour cela il est fréquent de permettre le libre déplacement de l'une des plaques tubulaires. Elle est alors dite flottante par opposition avec la plaque tubulaire fixe qui maintient le faisceau solidaire de la calandre.

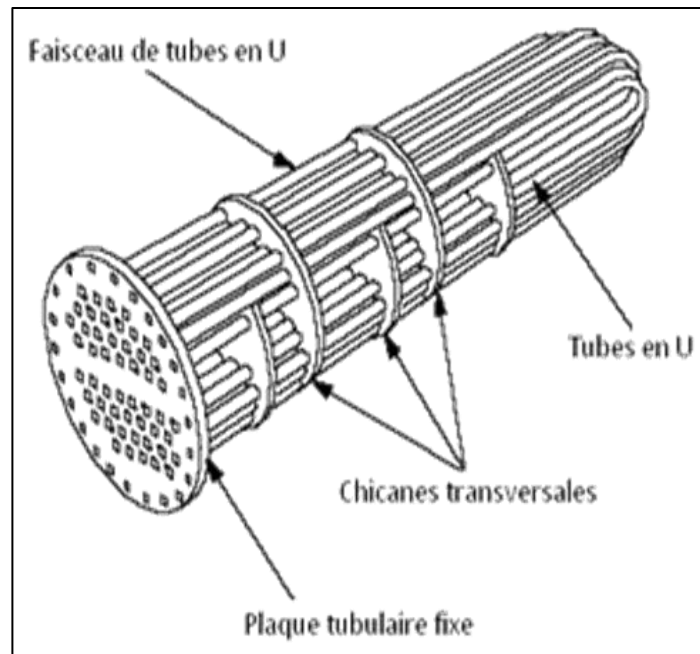


Figure III. 2 La structure de l'échangeur tubes et calandre. [18]

Un autre moyen pour autoriser des dilatations importantes des tubes est de donner aux tubes la forme d'un U. Les deux extrémités des tubes seront alors solidaires de la même et unique plaque tubulaire.

Un dernier moyen est d'équiper la calandre d'un soufflet lui permettant de s'allonger sans trop de résistance sous l'effort des tubes qui se dilatent.

III.2.2. Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

III.2.2.1. La calandre

La calandre d'un échangeur de chaleur forme l'enveloppe contenant le faisceau tubulaire et sert de canal pour l'écoulement du fluide circulant à l'extérieur des tubes, réalisée dans la plupart des cas à partir d'une tôle roulée et soudée.

La calandre est conçue dans une large gamme de tailles et épaisseurs, elle est munie de tubulures d'entrée et de sortie des fluides, et à chacune de ses extrémités sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Son coût étant beaucoup plus élevé que celui des tubes, un échangeur à tubes et calandre économique peut généralement être conçu en utilisant une calandre de petit diamètre et de longueur maximale autorisée par des facteurs pratiques tels que l'installation de l'appareil et son entretien.

Le diamètre de la calandre doit être choisi de manière à s'adapter parfaitement à la taille du faisceau tubulaire, ce qui permet d'éviter le contournement du fluide externe aux tubes et, par conséquent, une réduction des performances. [16]

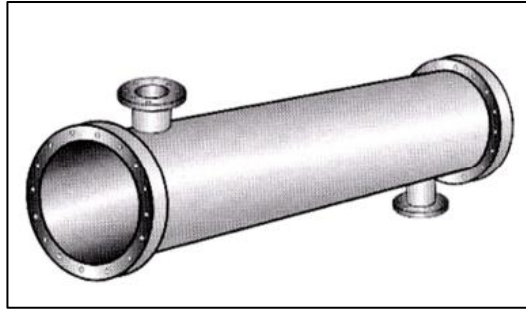


Figure III. 3 La calandre. [19]

III.2.2.2. Le faisceau tubulaire

C'est l'unité centrale de l'échangeur à tubes et calandre, il se compose de :

➤ Les plaques tubulaires

Une plaque tubulaire est un composant d'un échangeur de chaleur. En général, il y a deux plaques tubulaires reliées par des tubes et placées dans un récipient étanche. Le fluide contenu dans la cuve transmet de l'énergie au fluide contenu dans les tubes sans qu'il y ait de contact entre les deux fluides.[20]



Figure III. 4 Plaques tubulaires.[21]

➤ Les tubes

Les tubes sont conçus pour résister aux conditions de fonctionnement, c'est-à-dire aux températures et aux pressions de fonctionnement, aux contraintes thermiques dues aux différences de température entre les fluides circulant dans les tubes et dans la calandre, et à la corrosion provoquée dans la calandre et dans les tubes.

▪ Dimensionnement

Les tubes du faisceau sont placés en série et marqués selon leur diamètre extérieur. Dans chaque série, le diamètre extérieur du tubes est le même, mais l'épaisseur est différente. Ceux-ci sont normalisés selon le Birmingham Wire Gauge (BWG) et sélectionnés en fonction des conditions de fonctionnement pour la résistance à la corrosion. Le diamètre extérieur des tubes utilisés dans les échangeurs de chaleur TEMA standard est généralement de 1 sur 25,4 mm en pouces et varie de 16 à 50 mm. Bon échange thermique, Échange thermique de l'échangeur de chaleur et excellente compacité. Cependant, lors de l'utilisation de liquides bouchés, il n'est pas recommandé d'utiliser des tubes de petit diamètre en raison de la perte de charge élevée et du nettoyage difficile de l'appareil.[16]

▪ Le pas tubulaire

Le pas tubulaire (pitch) représente la distance entre les axes des tubes adjacents, il est au minimum égal à 1.25 fois le diamètre extérieur. On rencontre quatre modèles de disposition des tubes : le modèle triangulaire (30°), triangulaire incliné (60°), carré (90°), et carré incliné (45°).[16]

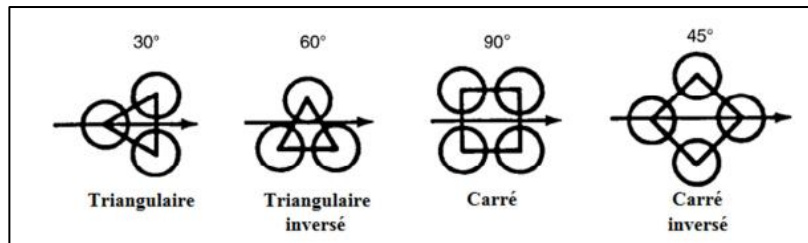


Figure III. 5 Différentes dispositions des tubes.[22]

III.2.2.3. Les chicanes

Les chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement.

Les chicanes contribuent au supportage des tubes. La forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tubes dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide.[23]

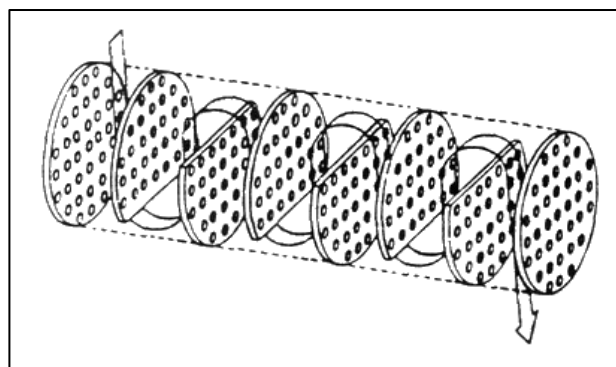


Figure III. 6 Les chicanes.[24]

III.2.3. Classification des échangeurs tubes et calandre

III.2.3.1. Echangeur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.[25]

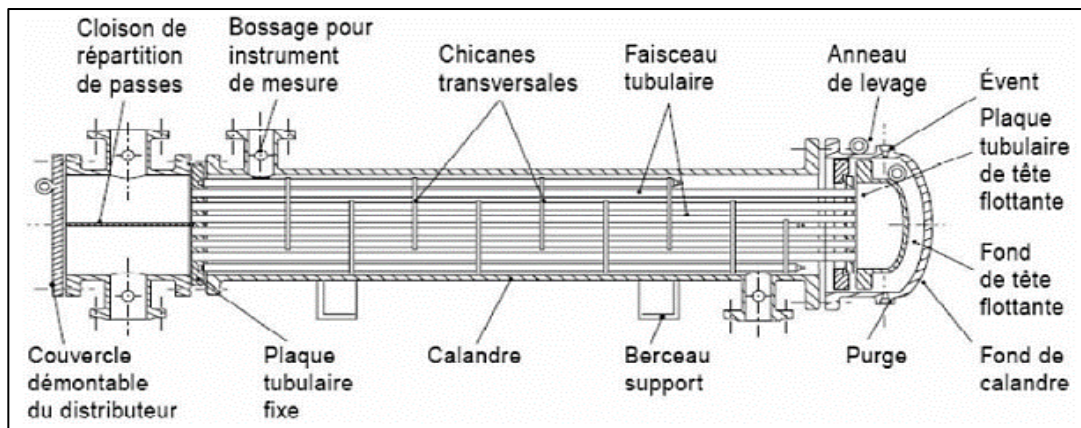


Figure III. 7 Echangeur à tête flottante.[25]

III.2.3.2. Echangeurs à tête fixe

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.[25]

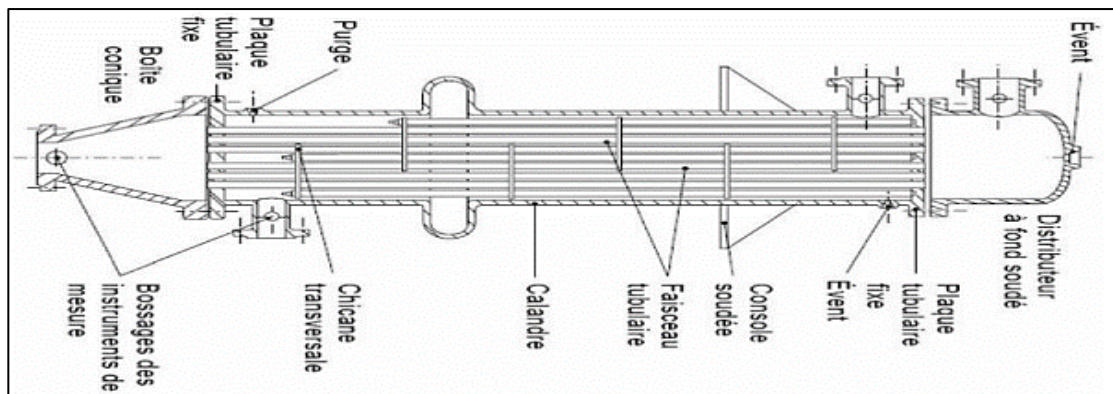


Figure III. 8 Echangeurs à tête fixe.[25]

III.2.3.3. Echangeurs à faisceau en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.[25]

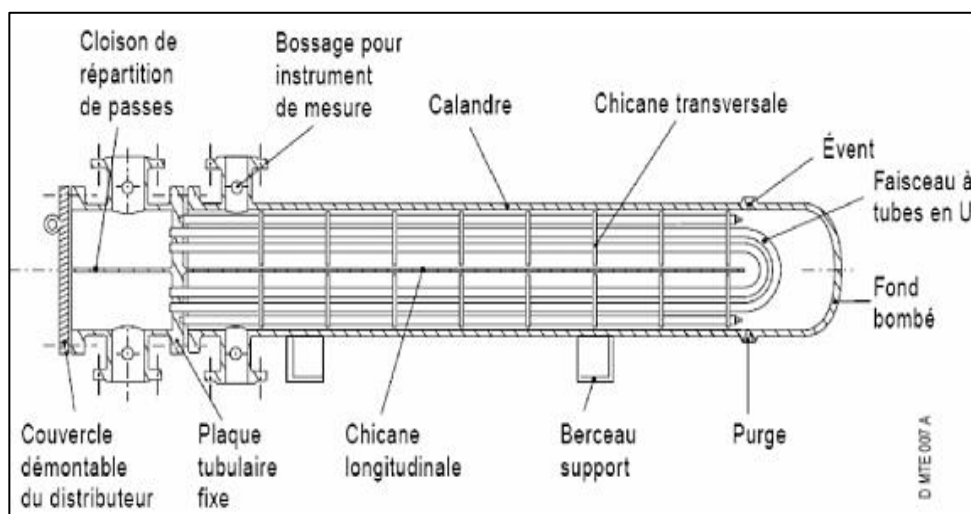


Figure III. 9 Echangeurs à faisceau en U.[25]

III.2.4. Norme TEMA

Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé.

La plupart des échangeurs tubulaires de ce type sont conçus en respectant les normes "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (TEMA). TEMA est une association professionnelle de constructeurs d'échangeurs de ce type, qui se sont réunis pour définir des normes de conception et de construction.

La standardisation suivant TEMA offre des dimensions optimales des tubes et des calandres. Ces dimensions sont données en tenant compte des facteurs influençant le transfert thermique (corrosion, adhérence...).[26]

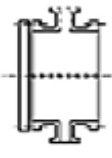
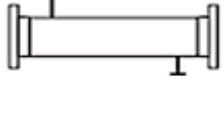
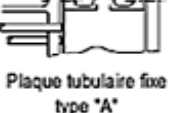
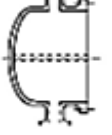
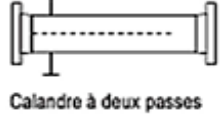
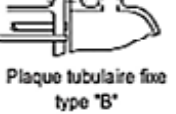
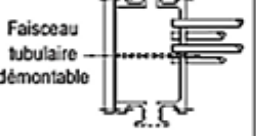
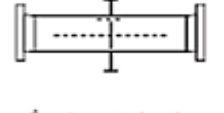

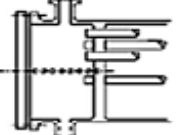
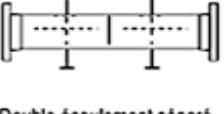
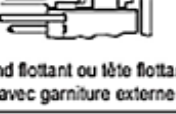

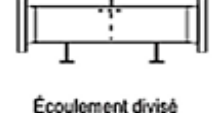



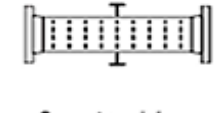

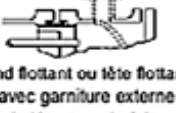
Type de chambre de distribution		Type de calandre		Type de fond de calandre	
A	 Chambre avec couvercle démontable	E	 Calandre à une passe	L	 Plaque tubulaire fixe type "A"
B	 Chambre "Bonnet"	F	 Calandre à deux passes avec cloison longitudinale	M	 Plaque tubulaire fixe type "B"
C	 Faisceau tubulaire démontable Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable	G	 Écoulement séparé	N	 Plaque tubulaire fixe type "N"
N	 Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable	H	 Double écoulement séparé	P	 Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe
D	 Chambre à fermeture spéciale pour haute pression	J	 Écoulement divisé	S	 Fond flottant ou tête flottante avec contre bride démontable
		K	 Rebouilleur "Kettle"	T	 Fond flottant ou tête flottante à passage direct
		X	 Courants croisés	U	 Faisceau à tubes en U
				W	 Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe à détecteur de fuite

Figure III. 10 Classification des échangeurs suivant TEMA.[26]

III.3. Etude préliminaire d'un échangeur de chaleur

On a choisi l'échangeur gaz-gaz à faisceaux tubes et calandre selon la norme TEMA qui est désigné en trois lettres principales BEU signifie :

- B : Chambre « Bonnet »
- E : Calandre à une passe
- U : Faisceau tubes en U

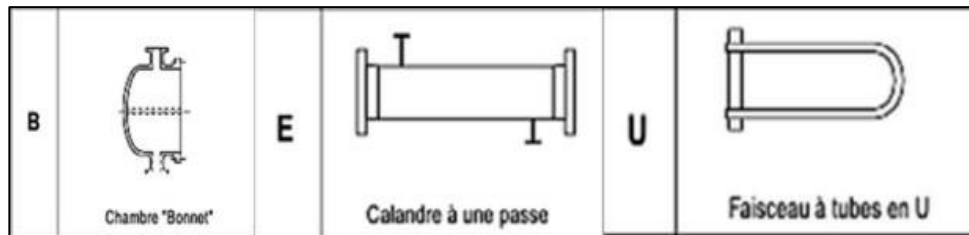


Figure III. 11 Le choix de l'échangeur gaz-gaz à faisceaux tubes et calandre selon la norme TEMA.[26]

Le but d'utilisation de cet échangeur est de chauffer l'air ambiant avec la vapeur d'eau surchauffée. Cette dernière circule dans les tubes dans 2 passes avec une température $t_{ce}=380^{\circ}\text{C}$.

L'air ambiant circule dans la calandre en une seule passe avec une température $t_{fe}=25^{\circ}\text{C}$ illustré dans la figure ci-dessous :

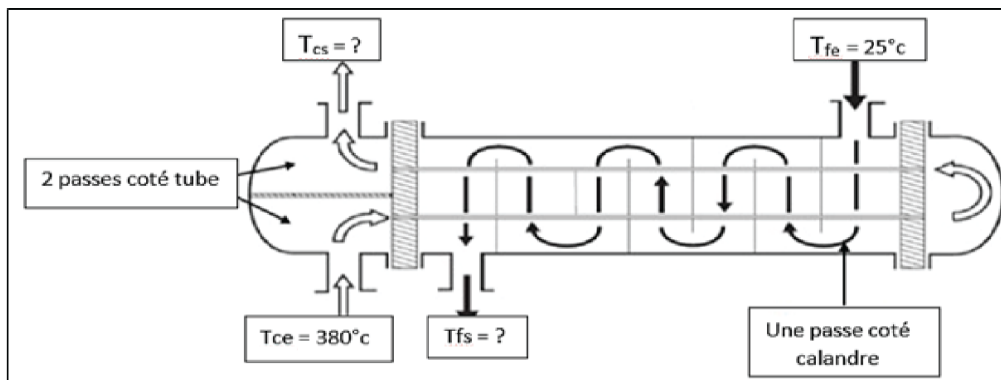


Figure III. 12 La circulation des fluides dans l'échangeur tubes et calandre.

Tels que :

- Tce: température d'entrée de vapeur surchauffée ($T_{ce} = 380^{\circ}\text{C}$).
- Tcs: température de sortie de vapeur surchauffé ($T_{cs} = ?^{\circ}\text{C}$).
- Tfe : température de l'entrée de l'air ambiant ($T_{fe} = 25^{\circ}\text{C}$).
- Tfs : température de sortie de l'air chaud ($T_{fs} = ?^{\circ}\text{C}$)

III.3.1. Caractéristiques physiques des deux fluides

- Pour le calcul des propriétés de la vapeur d'eau on a utilisé le module 'XSteam' du code de calcul MATLAB®, qui donne une valeur exacte en fonction d'une ou de deux variables. [27]
- Pour le calcul des propriétés de l'air on a utilisé le module 'airprop2' du code de calcul

MATLAB® qui donne une valeur exacte en fonction d'une ou de deux variables (la température et la pression). [28]

- Pour calculer la capacité calorifique molaire des deux fluides il faut utiliser la formule suivante :

$$C_p = (A + B.T + C.T^2 + D.T^{-2}).R \quad (\text{III.1})$$

Tableau III. 1 Capacités calorifiques molaires. [29]

Gaz	Coefficients			
	A	B10 ³	C10 ⁶	D10 ⁻⁵
H ₂	3,249	0,422	0	0,083
N ₂	3,28	0,593	0	0,04
H ₂ O	3,639	0,506	0	-0,227
O ₂	3,47	1,45	0	0,121

- La capacité calorifique molaire de l'air est égale :

$$C_{p\text{air}} = 0,21.C_{pO_2} + 0,79.C_{pN_2} \quad (\text{III.2})$$

Les caractéristiques retenues pour les deux fluides sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau III. 2 les caractéristiques des deux fluides.

Propriétés	Unité	Côté calandre	Côté tubes
Fluide en circulation	/	Air	Vapeur surchauffée
Fluide en circulation	°C	T _{fe} = 25	T _{ce} = 380
Température de sortie	°C	/	/
Débit	kg/h	m _f = 10681	m _c = 5000
Masse volumique	kg/m ³	ρ _f = 1,1868	ρ _c = 3,3671
Viscosité dynamique	kg/m.s	μ _f = 1,9632.10 ⁻⁵	μ _c = 2,3581.10 ⁻⁵
Chaleur spécifique	J/kg.°C	C _{pf} = 1,0057.10 ³	C _{pc} = 2,1245.10 ³
Conductivité Thermique	w/m.k	λ _f = 0,0278	λ _c = 0,0531

- On considère le débit de vapeur d'eau surchauffée m_c = 5000 kg/h sachant que le débit nominal de la chaudière en sortie de la surchauffeur est doublé.
- On prend le débit d'air m_f = 10681 kg/h qui est utilisé dans l'usine de liège JLE.

- On considère la température $t_{fe}=25^{\circ}\text{C}$ comme température de l'air ambiant.
- La température de vapeur d'eau surchauffée $t_{ce}=380^{\circ}\text{C}$ c'est l'une utilisée dans l'usine de séchage JLE.

III.3.1.1. Données géométriques pour l'échangeur à tubes et calandre

On a respecté les normes relatives des paramètres utilisés dans le choix des dimensions dans l'étude expérimentale de l'échangeur de chaleur :

- **Diamètre extérieur des tubes (d_{ot})** : OD (outside diameter) $1,9'' < d_t < 3,81''$ (cm)
 - Dans notre cas le diamètre extérieur des tubes est égal à 3cm.
- **Longueur des tubes (L_t)** : de préférence 1,828 – 2,4384 – 3,048 – 3,6576 – 4,8768 – 6,096 (m).
 - Dans notre cas la longueur du tube utilisé est égale à 2m.
- **Épaisseur des tubes** : elle est caractérisée par un numéro BWG (Birmingham Wire Gauge) 10,12, 14, 16 et 18 qui augmentent quand l'épaisseur diminue. Le plus courant BWG 16. (Voir l'annexe 01).
 - Dans notre cas l'épaisseur des tubes est égale à 0.25cm et qui marche avec leur diamètre extérieur.
- **Pas de tubes (p_t)** : (pitch en anglais) c'est la façon de disposer les tubes dans la calandre
 - Pas carré ou pas triangulaire.
 - Dans notre cas les tubes sont disposés de la façon pas triangulaire.
- **Diamètre de calandre (D_c)** : fonction du nombre, du diamètre et du pas des tubes à installer. (Voir l'annexe 02).
 - Dans notre cas le diamètre est égal à 50cm et qui marche bien avec le nombre, le diamètre et le pas des tubes.
- **Espacement des chicanes (l_B)** : les chicanes (baffle en anglais) favorisent l'écoulement transversal du fluide au travers du faisceau de tubes dans la calandre :

$$(D_c/5) \leq l_B \leq D_c$$

Tableau III. 3 Les données géométriques.

D_c	l_B minimum
$D_c \leq 10''$	2''
$10'' < D_c \leq 30''$	$0,2.D_c$
$30'' < D_c \leq 60''$	6''
$D_c > 60''$	$0,1.D_c$

- Dans notre cas l'espacement des chicanes est égal à 28cm qui marche avec le diamètre de la calandre.
- **Nombre de passes (n_p)** : nombre pair coté tubes et coté calandre.

- Dans notre cas le nombre de passe coté tubes est égal à 2 et coté calandre égale à 1.

- **Position des fluides** : le choix est un compromis entre différentes contraintes : encrassement, corrosion, toxicité, respect d'une perte de charge, augmentation d'un coefficient etc ...

- Dans notre cas ce choix a été respecté.[30]

Les paramètres choisis sont montrés dans les deux tableaux suivants :

Tableau III. 4 Type de l'échangeur choisi.

Echangeur	BEU
Matériau de construction	Acier inoxydable
Conductivité thermique	$\lambda = 15 \text{ W/m k}$

L'acier inoxydable est parmi les meilleurs matériaux utilisés pour ses avantages :

- Résistance à la corrosion.
- Résistance aux variations de température.
- Antistatique.
- Soudable.
- Hygiénique.
- Ne nécessitant pas un entretien.
- Durable [31].

Les caractéristiques de l'échangeur BEU coté tubes et calandre sont données dans le tableau (III.5).

Tableau III. 5 Caractéristiques de l'échangeur.[32]

Calandre	
Nombre de passes	$N_c = 1$
Diamètre intérieur	$d_c = 50 \text{ cm}$
Espacement des chicanes	$B = 28 \text{ cm}$
Épaisseur des chicanes	$C = 1 \text{ cm}$
Résistance d'encrassement	$r_c = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s/J}$
Tubes	
Nombre de passes	$N_p = 2$
Nombre de tubes	$N_t = 100$
Longueur des tubes	$L = 2 \text{ m}$
Diamètre intérieur des tubes	$d_i = 2,5 \text{ cm}$
Épaisseur des tubes	$e_t = 0,25 \text{ cm}$
Diamètre extérieur des tubes	$d_o = 3 \text{ cm}$
Pas triangulaire	$P_t = 4,2 \text{ cm}$
Résistance d'encrassement	$r_t = 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s/J} \quad []$

III.3.2. But, hypothèses et démarche de calcul

L'étude à réaliser vise la recherche des paramètres optimaux donnant de meilleures performances de l'échangeur de chaleur à dimensionner. Pour cela, on considère le calcul de la température de sortie de l'air (chaude) T_{fs} qui doit être supérieure à 150°C . Un organigramme de calcul est donné ci-après, précisant les étapes suivies dans le calcul.

Dans toute l'étude les hypothèses suivantes sont considérées :

- Echangeur fonctionnant en régime permanent.
- Pas de changement de phase lors du transfert thermique (écoulement monophasique)
- Les caractéristiques des fluides (ρ , μ , λ , C_p) sont constantes.
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection et conduction, ainsi le transfert par rayonnement négligeable.

III.3.3. Étapes du dimensionnement

- Choix de type de l'échangeur.
- Détermination des propriétés physiques de l'air et de la vapeur d'eau surchauffée.
- Initialisation des variables d'entrée : D_i , N_t , B ,
- Calcul du coefficient d'échange à partir de la théorie de Nusselt.
- Calcul du NUT et de l'efficacité thermique E .
- Déduction de la température de sortie de l'air chaud.
- Si $T_{fs} > 150^\circ\text{C}$: détermination de la température optimale de T_{fs} .
- Calcul du DTLM.
- Calcul de la puissance en fonction du DTLM.
- Vérification des pertes de charge.

III.4. Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre

III.4.1. Evaluation des paramètres dans les tubes

III.4.1.1. Coefficient d'échange convectif

Le coefficient d'échange par convection, pour le fluide circulant dans les tubes, peut être calculé en utilisant les corrélations usuelles pour la convection interne dans les tubes. La méthode à suivre pour le calcul du coefficient d'échange thermique convectif côté tubes est décrite dans ce qui suit :

- **Nombre de tubes par passe**

$$N_{tp} = \frac{N_t}{N_{pt}} \quad (\text{III.3})$$

N_{tp} : Nombre de tubes par passe.

N_t : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{pt} : Nombre de passes côté tubes.

- **La section de passage côté tubes**

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot N_{tp} \quad (\text{III.4})$$

S_t : Section de passage côté tubes (m^2).

d_i : Diamètre intérieur des tubes (m).

- **La vitesse massique**

$$G_t = \frac{m_c}{S_t} \quad (III.5)$$

G_t : Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes (kg. m⁻². S⁻¹).

m_c : Débit massique du fluide circulant dans les tubes (kg. S⁻¹).

- **Nombre de Reynolds**

$$Re_t = \frac{G_t \cdot d_i}{\mu_c} \quad (III.6)$$

Re_t : Nombre de Reynolds du côté tubes.

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes (kg.m⁻¹. S⁻¹).

- **Calcul du coefficient d'échange convectif**

La valeur du nombre de Reynolds détermine la nature de l'écoulement du fluide.

- **Écoulement en régime laminaire ($Re < 2100$)**

Corrélation de Sieder et Tate [33]:

$$Nu_t = 1,86 \cdot Re_t \cdot Pr_t \cdot \left(\frac{d_i}{L_t}\right)^{0,33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (III.7)$$

Tel que :

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{\lambda_t}, \quad Pr_t = \frac{c_p \cdot \mu_c}{\lambda_c} \quad (III.8)$$

h_t : Coefficient d'échange convectif coté tubes (W. m⁻². °C⁻¹).

λ_t : Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes (W. m⁻¹. °C⁻¹).

L_t : Longueur des tubes (m).

μ_p : viscosité dynamique du fluide au voisinage de la paroi (kg. m⁻¹. S⁻¹).

Pr_t : Nombre de Prandtl.

Nu_t : Nombre de nusselt coté tubes.

c_p : Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes (J. kg⁻¹. °C⁻¹).

- **Écoulement en régime transitoire ($2100 < Re_t < 10^4$)**

C'est une région très instable, et il est impossible de trouver une corrélation précise pour représenter les résultats expérimentaux. Plusieurs corrélations ont été proposées, la plus recommandée est la suivante [33] :

$$\frac{h_t}{c \cdot G_t} = 0.116 \left(\frac{Re_t^{0,66} - 125}{Re_t}\right) \left(1 + \frac{d_i^{0,66}}{L_t}\right) Pr_t^{-0,66} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (III.9)$$

C : C'est le jeu entre deux tubes adjacents dans la même rangée (m).

- **Écoulement en régime turbulent ($Re_t > 10^4$)**

Corrélation de Dittus et Boelter [34] :

$$\frac{h_t \cdot d_i}{\lambda_t} = 0,023 \cdot \text{Re}_t^{0,8} \cdot \text{Pr}_t^{0,3} \quad (\text{III.10})$$

▪ **Calcul des pertes de charges**

- Calcul de la perte de charge linéaire

La perte de charge linéaire est calculée suivant l'équation de Fanning formulée comme suit [33] :

$$\Delta P_L = 4 \cdot f \cdot N_{Pt} \cdot \frac{L_t}{d_i} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (\text{III.11})$$

ΔP_L : Perte de charge linéaire dans les tubes (N. m⁻²).

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes (Kg. m⁻³).

f : facteur de friction.

a : Coefficient empirique.

- Pour un écoulement laminaire [33] :

$$a = 0,25$$

$$f = \frac{16}{\text{Re}_t} \quad (\text{III.12})$$

- Pour un écoulement turbulent [33] :

$$a = 0,14$$

$$f = 0,0014 + 0,132 \cdot \text{Re}_t^{-0,32} \quad (\text{III.13})$$

▪ **Calcul de la perte de charge singulière [33]**

$$\Delta P_S = 4 \cdot N_{Pt} \cdot \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \quad (\text{III.14})$$

ΔP_S : Perte de charge singulière dans les tubes (N. m⁻²).

▪ **Calcul de la perte de charge totale [33] :**

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_S \quad (\text{III.15})$$

Ce qui donne :

$$\Delta P_t = \left(4 \cdot f \cdot \frac{L_t \cdot N_{Pt}}{d_i} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a + 4 \cdot N_{Pt} \right) \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \quad (\text{III.16})$$

ΔP_t : Perte de charge totale dans les tubes (N. m⁻²).

III.4.2. Evaluation des paramètres dans la calandre

III.4.2.1. Coefficient d'échange convectif

La méthode la plus populaire a été proposée par Kern. Celle-ci a été largement utilisée dans la conception des échangeurs de chaleur. Cependant, l'erreur peut être élevée dans certains cas notamment pour le calcul des pertes de charge. Des méthodes plus appropriées pour le calcul des performances ont été élaborées, et celles-ci donneraient des résultats plus satisfaisant en termes de précision. [35]

- **La section de passage**

$$S_c = \frac{B \cdot C \cdot d_c}{P_t} \quad (\text{III.17})$$

S_c : Section de passage coté calandre (m^2).

d_c : Diamètre de la calandre (m).

B : Espacement des chicanes (m).

P_t : Pas tubulaire (m).

- **La vitesse massique**

$$G_c = \frac{m_f}{S_c} \quad (\text{III.18})$$

G_c : Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{S}^{-1}$).

m_f : Débit massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

- **Diamètre hydraulique**

Pour compléter la définition du nombre de Reynolds, Kern introduit un diamètre équivalent pour la calandre définie comme suit :[35]

$$d_e = 4 \cdot \frac{S_c}{P_m} \quad (\text{III.19})$$

d_e : Diamètre hydraulique ; P : Périmètre mouillé

- Pour un pas triangulaire :

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{P_t}{2} \cdot 0,86 \cdot P_t - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right)}{\frac{\pi \cdot d_0}{2}} \quad (\text{III.20})$$

d_0 : Diamètre extérieur des tubes

- **Nombre de Reynolds**

$$Re_c = \frac{G_c \cdot d_e}{\mu_f} \quad (\text{III.21})$$

Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre.

μ_f : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre.

▪ **Calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection :**

La corrélation suggérée par Kern pour le coefficient d'échange convectif côté calandre, où le degré d'ouverture des chicanes est de 25%, est la suivante [35]:

$$\text{Nu}_c = 0,36.\text{Re}_c^{0,55}.\text{Pr}_c^{0,33} \quad (\text{III.22})$$

Tel que :

$$\text{Nu}_c = \frac{h_c.d_e}{\lambda_c} \quad (\text{III.23})$$

Nu_c : Nombre de nusselt coté calandre.

h_c : Coefficient d'échange convectif côté calandre ($\text{W. m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$).

Pr_c : Nombre de Prandtl côté calandre.

λ_c : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre ($\text{W. m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$).

▪ **Perte de charge**

- Calcul de la perte de charge [35] :

$$\Delta P_c = \left(f \frac{(N_B+1).d_0}{d_e} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0,14} \frac{G_c^2}{2.\rho_c} \right) \quad (\text{III.24})$$

ΔP_c : Perte de charge dans la calandre (N. m^{-2}).

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre (kg. m^{-3}).

- Pour $\text{Re} < 500$:

$$f = \exp(5,1858 - 1,7645.\ln\text{Re}_c + 0,13357.(\ln\text{Re}_c)^2) \quad (\text{III.25})$$

- Pour $\text{Re} > 500$

$$f = 1,728.\text{Re}_c^{-0,188} \quad (\text{III.26})$$

III.4.2.2. Calcul du coefficient global de l'échange thermique U

Dans les cas d'un échangeur tubulaire à faisceau et calandre [26], le coefficient de l'échange global est calculé en utilisant l'équation suivante :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + R.f_c + \frac{d_0.\ln\frac{d_0}{d_i}}{2.\lambda_e} + \frac{d_0.R.f_t}{d_i} + \frac{d_0}{h_t.d_i} \quad (\text{III.27})$$

$R.f_c$: Résistance d'encrassement du fluide circulant dans la calandre ($\text{m}^2.\text{°C. W}^{-1}$).

$R.f_t$: Résistance d'encrassement du fluide circulant dans les tubes ($\text{m}^2.\text{°C. W}^{-1}$)

h_t : Coefficient d'échange convectif côté tubes ($\text{W. m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$)

λ_e : Conductivité thermique de la paroi des tubes ($\text{W. m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$)

▪ **Nombre d'unité de transfert NUT**

Pour calculer ce nombre (NUT) on utilise la formule suivante :

$$NUT = \frac{U \cdot S}{q_{tmin}} \quad (III.28)$$

Avec : $q_{tmin} = \text{Min}(q_{t_c}, q_{t_f})$ (III.29)

$$q_{tmax} = \text{Max}(q_{t_c}, q_{t_f})$$

▪ **Le rapport des débits thermiques unitaires**

On l'appelle aussi facteur de déséquilibre qui est donné par la formule suivante :

$$R = \frac{q_{tmin}}{q_{tmax}} \quad (III.30)$$

▪ Aire de la surface d'échange

Elle est donnée par la relation suivante :

$$s_e = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_t \quad (III.31)$$

d_0 : Diamètre extérieur des tubes [m] ; L : longueur des tubes [m] ; N_t : nombre de tubes.

▪ **Efficacité thermique de l'échangeur**

L'efficacité thermique E de l'échangeur est le rapport entre la puissance thermique ϕ avec le flux maximum ϕ_{max} :

$$E = \frac{\phi}{\phi_{max}} \quad (III.32)$$

L'efficacité thermique de l'échangeur est calculée comme il est montré dans le tableau ci-dessous :

Tableau III. 6 L'efficacité thermique de l'échangeur

Type de circulation	E (NUT,R)
Contre-courant	$E = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 - R \exp[-(1-R)NUT]}$
Co-courant	$E = \frac{1}{1+R} \cdot 1 - \exp[-(1+R)NUT]$

▪ **Températures de sortie d'air et de vapeur d'eau surchauffée**

Les températures de sortie de l'échangeur sont calculées comme il est montré dans le tableau ci-dessous :

Tableau III. 7 Corrélations pour calculer les températures de sortie de l'échangeur.

Type de circulation	T_{fs}	T_{cs}
Contre-courant	$T_{fs} = \frac{E(c-c) \cdot q_{tmin} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{q_{tf}} + T_{fe}$	$T_{cs} = T_{ce} - \frac{E(c-c) \cdot q_{tmin} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{q_{tc}}$
Co-courant	$T_{fs} = \frac{E(co-c) \cdot q_{tmin} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{q_{tf}} + T_{fe}$	$T_{cs} = T_{ce} - \frac{E(co-c) \cdot q_{tmin} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}{q_{tc}}$

- **Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)**

Le DTLM entre la vapeur d'eau surchauffée et l'air est donné par la relation suivante :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{III.33})$$

ΔT_1 et ΔT_2 Sont calculées comme il est montré dans le tableau ci-dessous :

Tableau III. 8 ΔT_1 et ΔT_2 en fonction de leur type de circulation.

Type de circulation	ΔT_1	ΔT_2
Contre-courant	$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$	$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$
Co-courant	$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$	$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$

- **Puissance de l'échangeur thermique**

La puissance de l'échangeur thermique est donnée par la relation suivante :

$$\phi = U \cdot Se \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{III.34})$$

U : Coefficient global de l'échange thermique [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$].

Se : surface d'échange [m^2].

III.5. Simulation d'un échangeur de chaleur

III.5.1. Le simulateur Simprosys

Simprosys est un logiciel développé par **Simprotek** Corporation avec un groupe de professionnels de renommée internationale possédant une expertise dans le domaine. Il est utilisé pour concevoir des installations liées au séchage et à l'évaporation. Sur la base des exigences de conception, il permet de disposer le schéma de processus et calculer le bilan thermique et massique de l'ensemble de l'installation et obtenir les paramètres de processus nécessaires [36].

Ainsi, le logiciel **Simprosys** permet de :

- Traiter le système eau- air.
- Explorer différentes dispositions des opérations unitaires et expérimenter différentes conditions de fonctionnement.
- Construire des processus liés au séchage et à l'évaporation.
- Modéliser et simuler le flux de gaz d'échappement recyclés et de flux de matières du produit dans un processus de séchage.



Figure III. 13 Interface du logiciel de simulation Simprosys.

III.5.2. Utilisation de Simprosys

Simprosys 3.0 est un logiciel utilisé pour l'optimisation, il permet d'optimiser l'unité complète.

En effet, pour réaliser la simulation des différents installations, **Simprosys 3.0** inclus des packages d'opérations unitaires (sécheur de solides ou liquide, cyclone, filtre à air, condenseur, ventilateur/soufflante, compresseur, éjecteur à jet de vapeur, pompe, vanne, chauffage, refroidisseur, échangeur de chaleur pouvant également être utilisé comme évaporateur).

Les utilisateurs peuvent construire n'importe quel processus lié au séchage et à l'évaporation (figure) pour explorer différents arrangements d'opérations unitaires et expérimenter avec différents des conditions de fonctionnement. [37]

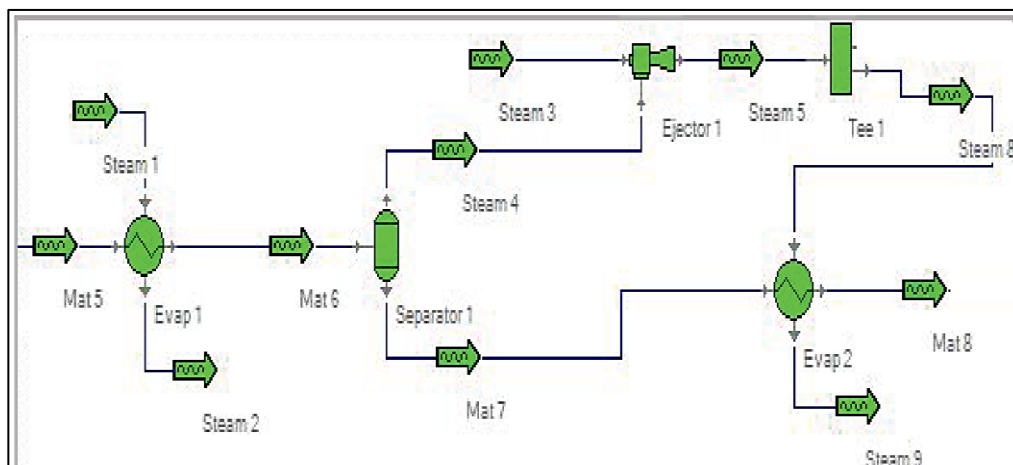


Figure III. 14 Exemple d'installation d'un système d'évaporation obtenu avec Simprosys.

III.5.3. Simulation d'un Echangeur de chaleur VES-Air par Simproslys

On peut simuler les échanges de chaleur dans l'échangeur de chaleur commençons avec :

Dans la fenêtre principale du simulateur **Simproslys**, on ouvre une nouvelle feuille de calcul, où nous pouvons créer un schéma d'installation et traité les différentes opérations en utilisant des outils Toolbox Buttons et Toolbar icons.

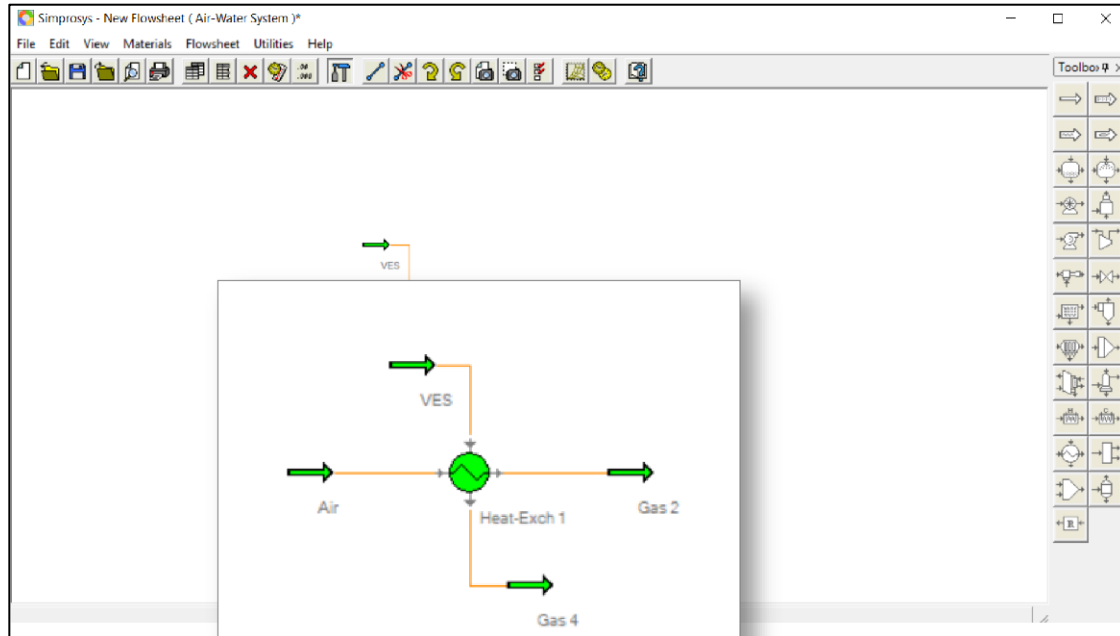


Figure III. 15 Schéma de l'échangeur de chaleur.

Ainsi pour créer le schéma de l'échangeur VES-Air on suit les étapes suivantes :

1. Lancement du simulateur **Simproslys** et définition du système d'unités et le format numérique de calcul pour ce travail.
2. Choix d'opération unitaire dans la boîte d'outils, dans ce travail de récupération, on choisit (Heat Exchanger) :
3. Introduction des conditions du flux d'entrée pour la vapeur d'eau et pour l'air, ainsi que les conditions de fonctionnement de l'échangeur de chaleur.
4. Exécution de la simulation du problème.
5. Affichage des résultats de la simulation de toutes les variables calculées.

III.6. Conclusion

Nous avons abordé dans ce chapitre une étude théorique de l'échangeur à tubes et calandre en détaillant la démarche de dimensionnement et les différents relations nécessaires. Pour cela, aussi un logiciel de simulation a été présenté.

CHAPITRE VI

RÉSULTATS ET

DISCUSSIONS

IV.1. Introduction

Afin de dimensionner notre échangeur par le choix des différents paramètres technologiques et thermiques en tenant compte des contraintes imposées par l’unité de séchage JLE et des caractéristiques standard de l’échangeur BEU on aborde dans ce chapitre les résultats de l’étude préliminaire, les caractéristiques technologiques et thermiques déjà présentées dans le chapitre 3 et par la suite les influences des paramètres technologiques et thermiques sur la température de sortie Tfs.

IV.2. Résultats de l’étude préliminaires

Afin de déterminer les différents paramètres et grandeurs caractéristiques de l’échangeur de chaleur, nous avons utilisé les relations présentées dans le chapitre 3.

Les résultats obtenus des différentes grandeurs caractéristiques de l’échangeur de chaleur sont regroupés dans le tableau IV.1.

Tableau IV. 1 Les paramètres coté tubes et calandre de l’échangeur BEU.

Coté tubes			Coté calandre		
Paramètres	Valeurs	Unités	Paramètres	Valeurs	Unités
Ntp	50	/	de	0.034	m
St	0.024	m ²	Sc	0.033	m ²
Gt	56.59	Kg.m ⁻² .s ⁻¹	Gc	89.01	Kg.m ⁻² .s ⁻¹
Ret	59994	/	Rec	155900	/
Prt	0.94	/	Prc	0.71	/
Nut	150.19	/	Nuc	233.23	/
ht	319	w.m ⁻² .c ⁻¹	hc	188.56	w.m ⁻² .c ⁻¹

On constate à partir des grandeurs caractéristiques de l’échangeur obtenues coté tubes et calandre que :

- Les valeurs des nombres de Reynolds coté tubes (Ret) et coté calandre indiquent que le régime de circulation d’air et de la vapeur d’eau surchauffée est bien turbulent.
- La valeur du coefficient d’échange convectif (ht) dans les tubes est d’environ le double de celle du coefficient d’échange convectif (hc) dans la calandre. Ce qui prouve que le transfert de chaleur réalisé par convection dans les tubes est plus prononcé que dans la calandre.

Pour comparer les cas co-courant et contre-courant, le tableau IV.1 représente les grandeurs caractéristiques thermiques obtenues dans ces deux cas d’écoulement.

Tableau IV. 2 Paramètres et grandeurs thermiques obtenus d'échangeur BEU dans le cas co-c et contre- courant.

	Echangeur BEU		Err[%]
	Echangeur co-courant	Echangeur contre-courant	
U [w.m ⁻² .c ⁻¹]	102.91		/
Se [m ²]	18.85		/
Nut [/]	0.657		/
R [/]	0.98		/
E [%]	36.68	39.75	7.7
Tfs [°c]	153.76	164.59	7.04
Tcs [°c]	251.24	240.45	4.2
dtlm [/]	199.24	215.4	7.5
φ [kw]	386.45	417.84	7.5

Les grandeurs caractéristiques de l'échangeur obtenues montrent :

- Un coefficient d'échange convectif global U de 102.91 [w.m⁻².c⁻¹], cette valeur modérée fait partie de la gamme de fonctionnement de ce type d'échangeur vapeur d'eau/air.

Les écarts obtenus entre les différents dans les deux cas sont faible avec un avantage constaté pour le cas c-c par rapport au co-c, dont lequel l'erreur ne dépasse pas 7.7%.

Toutefois, les résultats obtenus dans cette étude préliminaire restent à améliorer en fonction d'objectif affiché (Tfs > 150 °c).

Dans la suite, nous allons étudier l'influence des paramètres technologiques (Di, Nt et B) et thermiques (mc et mf) sur les différentes caractéristiques d'échange (Tfs, Tcs, E, NUT et φ) et ce pour but d'éliminer les contraintes et améliorer davantage les performances de l'échangeur.

IV.3. Etude de l'influence des paramètres thermiques

IV.3.1. Influence du débit d'air

Sur la base des débits conseillés pour le fonctionnement de l'unité de séchage JLE, nous avons choisi des débits d'air allant de 10681kg/h (débit de fonctionnement réel) à 3500kg/h. La valeur de 3500 kg/h représente le débit optimum obtenu dans une étude précédente dans l'unité de séchage.

Le tableau ci-dessous illustre les variations des débits d'air dans l'intervalle [3500-10681 kg/h] et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

Tableau IV. 3 Les variations du débit d'air et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

mf [kg/h]	U [W/m ² C°]	NUT	Co-courant				Contre-courant			
			E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]	E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]
3500	70.37	1.358	62.77	306.16	247.84	242.85	68.84	299.02	269.38	250.33
4397.4	76.60	1.175	57.24	295.39	228.21	269.64	62.81	287.16	247.98	282.44
5295.24	81.87	1.043	52.70	286.21	212.07	292.38	57.78	277.17	230.11	309.53
6193.08	86.42	0.942	48.88	278.25	198.54	312.15	53.52	268.61	214.98	332.88
7090.56	90.43	0.861	45.63	271.25	186.99	329.62	49.87	261.16	202.02	353.32
7988.4	94.02	0.794	42.82	265.03	177.02	345.27	46.70	254.62	190.79	371.45
8885.88	97.25	0.738	40.37	259.44	168.30	359.43	43.93	248.8	180.95	387.72
9783.36	100.20	0.691	38.20	254.39	160.61	372.35	41.49	243.58	172.27	402.58
10681	102.91	0.657	36.68	249.79	153.76	384.21	39.75	238.88	164.55	416.40

Les résultats des grandeurs caractéristiques de l'échangeur obtenues dans le tableau (IV.3) en fonction de débit d'air sont proches, avec un avantage constaté pour le cas contre-courant.

Les températures Tfs et Tcs dans les deux cas diminuent avec l'augmentation de débits d'air. Par contre, les grandeurs thermiques (φ, U) augmentent avec l'augmentation de débits d'air.

Les effets de la variation de mf sur les paramètres Tfs, Tcs, E, NUT seront présentés par la suite.

A partir du tableau 3 nous avons tracés et présentés, sur la figure (IV.1), la variation des températures de sortie d'air (tfs) et de vapeur d'eau surchauffée (tcs) en fonction du débit d'air mf.

On remarque que les courbes des températures diminuent avec l'augmentation du débit d'air d'environ 100°C pour Tfs et d'environ 60°C pour Tcs, cela implique que le transfert thermique entre la vapeur surchauffée et l'air est minime à fort débit.

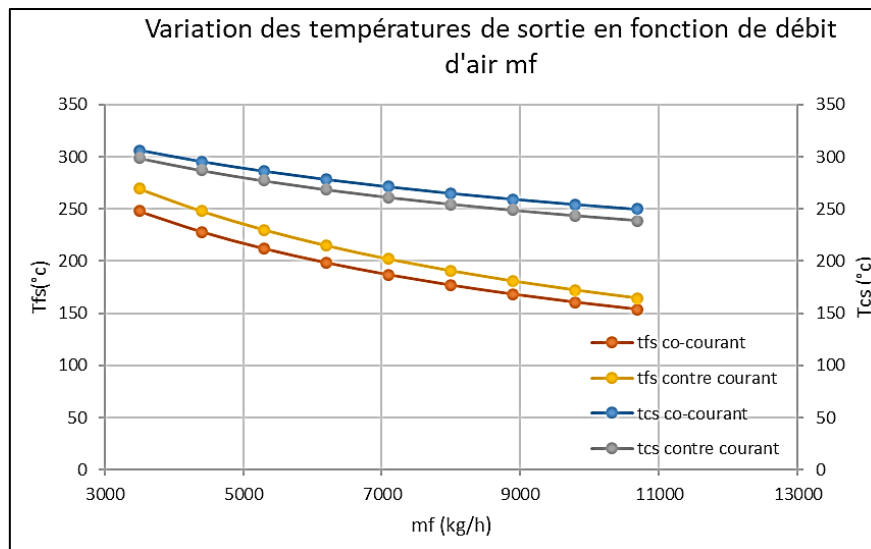


Figure IV. 1 Variation des températures de sortie Tfs et Tcs en fonction du débit d'air mf.

Les températures restent toujours supérieures à 150°C malgré la variation du débit dans l'intervalle choisi. Elles atteignent un niveau très élevé (247,85 °C pour le co-c et 269,38°C dans le c-c) pour débit 3500 kg/h sans qu'elles se croisent avec les températures Tcs et sans contraintes lors de cette variation.

Ainsi, Il est plus judicieux de choisir un débit de moins en moins petit dans l'intervalle pour avoir des températures de plus en plus élevées.

On constate aussi que la température de sortie (Tfs) dans le cas c-c est supérieure à celle du co-c alors le choix de l'échangeur c-c est plus avantageux.

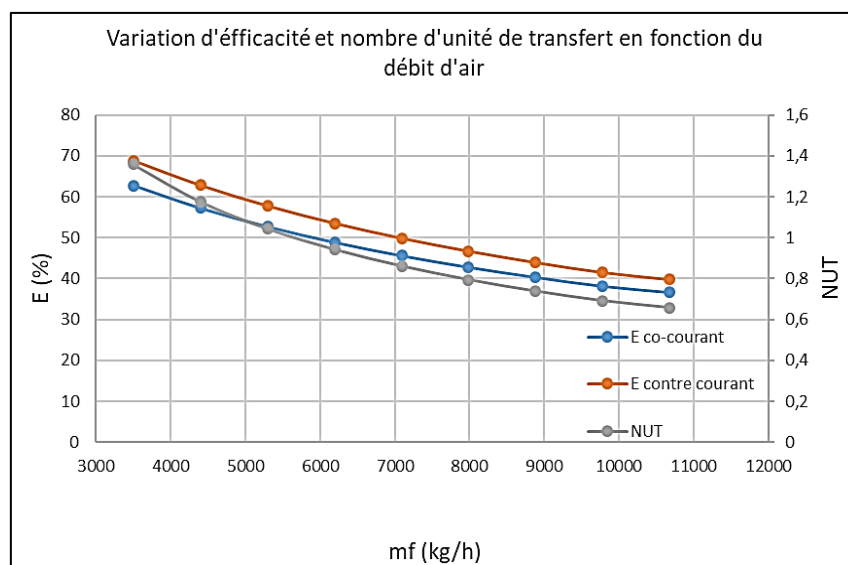


Figure IV. 2 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du débit d'air.

La figure (IV.2) représente l'étude de l'influence du débit d'air sur l'efficacité de l'échangeur BEU et le NUT.

On observe les valeurs des trois paramètres (E co-c, E c-c, NUT) diminuent lorsque le débit d'air augmente, l'efficacité dans le cas c-c sont supérieures à celles du co-c.

IV.3.2. Influence du débit de vapeur d'eau surchauffée

On a considéré une variation du débit de vapeur d'eau surchauffée (mc) allant de 3000 kg/h à 6000 kg/h. L'objectif de cette étude est de déceler les contraintes surgissant de cette variation et ses incidences sur certains paramètres.

Le tableau ci-dessous expose les variations du débit de vapeur d'eau surchauffée dans l'intervalle [3000 kg/h – 6000 kg/h] et ses influences sur différents paramètres de l'échangeur BEU.

Tableau IV. 4 Les variations du débit de vapeur d'eau surchauffée et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

mc [kg/h]	U [W/m ² C°]	NUT	Co-courant				Contre-courant			
			E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]	E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]
3000	86.072	0.544	28.59	208.89	126.48	315.92	31.22	193.15	135.82	335.39
3373.92	90.022	0.569	30.36	218.50	132.77	332.47	33.12	203.82	142.57	354.94
3749.4	93.532	0.591	31.95	227.04	138.42	347.31	34.81	213.35	148.57	372.83
4124.88	96.679	0.611	33.39	234.7	143.53	360.72	36.33	221.92	153.95	389.58
4500	99.520	0.629	34.70	241.59	148.18	372.91	37.69	229.66	158.8	405.02
4875.48	102.10	0.645	35.90	247.84	152.43	384.06	38.92	236.69	163.18	417.57
5250.6	104.46	0.66	36.99	253.53	156.33	394.30	40.05	243.09	167.17	427.40
5626.08	106.62	0.67	38.01	258.74	159.92	403.76	41.07	248.95	170.81	436.38
6000	108.62	0.68	38.94	263.52	163.25	412.53	42.02	254.33	174.15	445.07

Les résultats des grandeurs caractéristiques de l'échangeur obtenues dans le tableau (IV.4) sont supérieurs et donc plus favorable pour le cas c-c par rapport au co-c. comme le cas précédent.

Les figures (IV.3) et (IV.4) représentent les tracés de la variation Tfs, Tcs et NUT, E respectivement en fonction du mc.

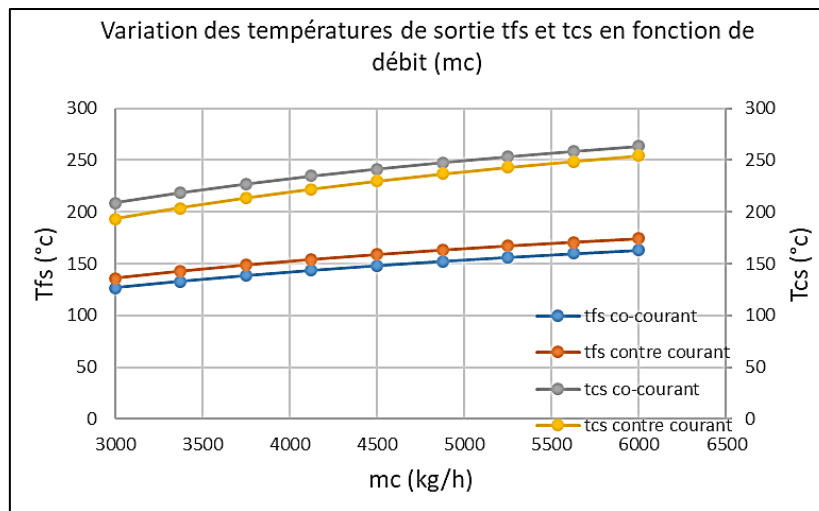


Figure IV. 3 Variation des températures de sortie Tfs et Tcs en fonction de débit (mc)

Dans la figure (IV.3) les températures augmentent avec l'augmentation du débit de la vapeur d'eau surchauffée d'environ 37°C pour Tfs et d'environ 55°C pour Tcs, cela explique que le transfert thermique entre la vapeur surchauffée et l'air grandisse avec débit chaud.

Toutefois, on enregistre des contraintes dans l'intervalle allant de 3000 kg/h à 3800 kg/h qui correspondent à des Tfs toujours inférieures à 150 °C. Pour les éviter on choisit l'intervalle allant de 3800 kg/h à 6000 kg/h afin d'obtenir des températures Tfs toujours supérieures à 150 °C et sans risque de croisement entre les températures Tcs et Tfs.

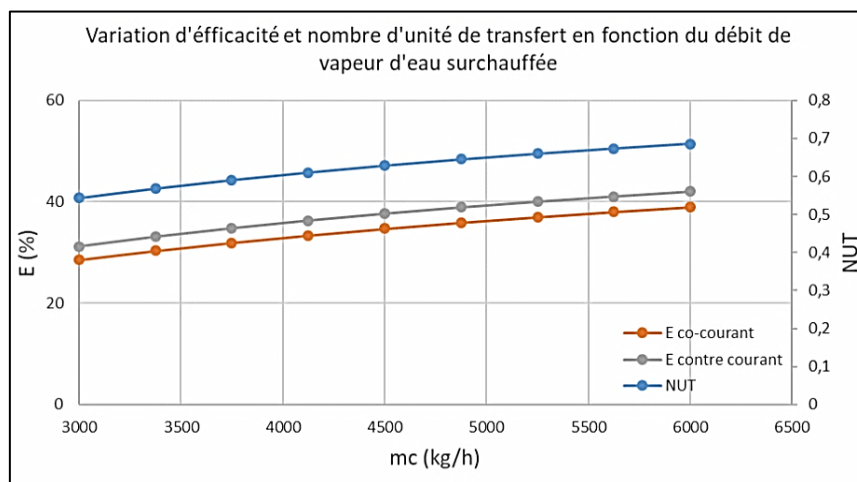


Figure IV. 4 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du débit de vapeur d'eau surchauffée.

Le NUT augmente naturellement de même que pour l'efficacité avec le débit mc tant pour l'échangeur contre-courant que pour le co-courant.

IV.4. Etude de l'influence des paramètres technologiques

IV.4.1. Influence du nombre des tubes

On considère un nombre des tubes dans l'échangeur allant de 20 à 300 dans le but d'étudier les variations des paramètres de l'échangeur BEU et d'identifier les contraintes confrontées.

Le tableau (IV.5) présente la variation du nombre des tubes et ses influences sur les paramètres de l'échangeur thermique BEU.

Les résultats des grandeurs de l'échangeur obtenues dans le tableau (IV.5) montrent des valeurs de (U, NUT, E, Tcs, Tfs et ϕ) plus grandes, donc plus intéressantes, dans le cas contre-courant.

Tableau IV. 5 Les variations du nombre des tubes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

Nt	U [W/m ² °C]	NUT	Co-courant				Contre-courant			
			E	Tcs [°C]	Tfs [°C]	ϕ [Kw]	E	Tcs [°C]	Tfs [°C]	ϕ [Kw]
20	142.9	0.18	15.32	326.23	78.77	160.64	15.46	325.73	79.27	138
55	120.67	0.42	28.64	279.45	125.55	300.99	29.82	275.31	129.69	160.12
90	106.23	0.61	35.36	255.88	149.12	372.33	38	246.61	158.39	230.68
125	95.67	0.76	39.28	242.12	162.88	414.51	43.41	227.6	177.40	288.53
160	87.45	0.89	41.78	233.32	171.68	441.97	47.32	213.87	191.12	337.81
195	80.81	1.01	43.49	227.328	177.67	461.12	50.31	203.39	201.60	380.46
230	75.30	1.10	44.71	223.04	181.96	475.22	52.68	195.07	209.93	417.85
265	70.63	1.19	45.62	219.86	185.14	486.05	54.62	188.26	216.74	451.57
300	66.60	1.27	46.31	217.43	187.57	494.68	56.25	182.55	222.45	482.22

Les tracés dans la figure (IV.5) montrent courbes des températures Tfs augmentent avec le nombre de tubes et donc avec la surface d'échange. Les températures Tfs et Tcs se croisent à partir de 200 tubes, (à Tcs = Tfs =200 °C) dans le cas c-c. Ceci n'est pas observé dans le cas co-c.

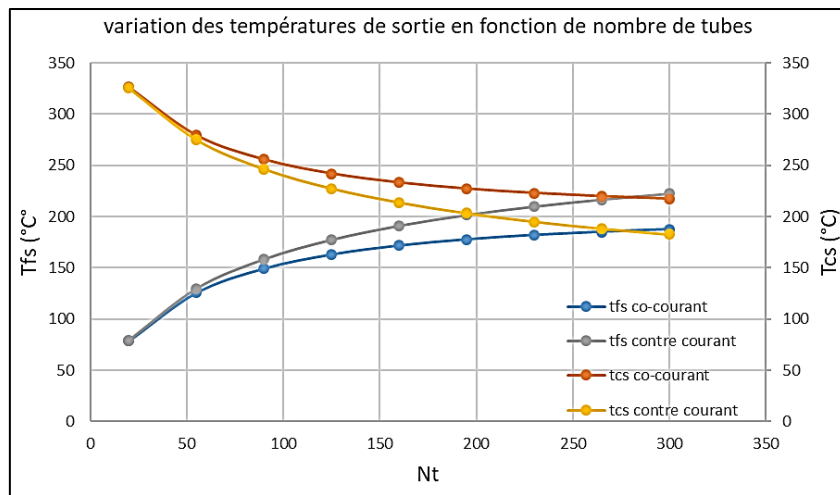


Figure IV. 5 Variation des températures de sortie Tfs et tcs en fonction du nombre de tubes (nt).

On remarque que dans l'intervalle allant de 90 tubes à 200 tubes les températures Tfs restent toujours supérieures à 150°C et ne se croisent pas avec les températures Tcs. C'est l'intervalle le plus approprié pour cette étude.

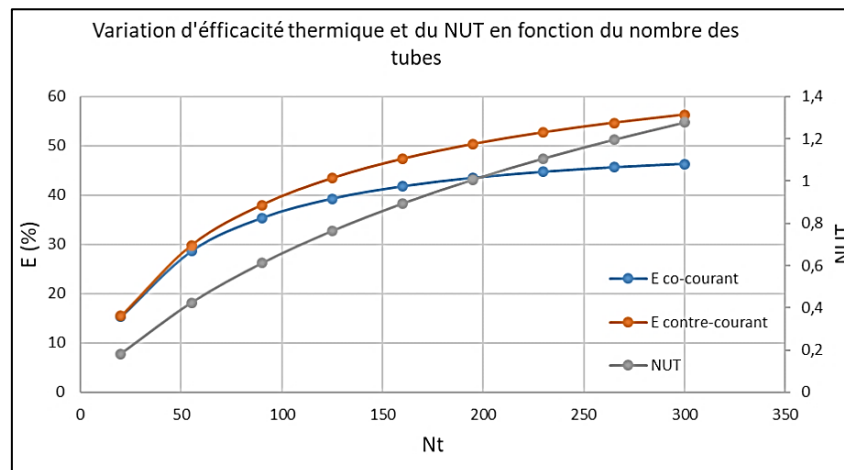


Figure IV. 6 Variation d'efficacité et nombre d'unité de transfert en fonction du nombre de tubes (nt).

Les tracés de la variation de l'efficacité thermique de l'échangeur BEU et de NUT en fonction de nombre des tubes Nt (figure IV.6) montrent que l'écart entre l'efficacité (E) dans les deux cas co-c et c-c grandisse considérablement avec le nombre de tubes notamment à partir de Nt =150.

Aussi, le NUT augmente naturellement de 0.2 à 1.3 pour les Nt de 30 à 300.

IV.4.2. Influence du diamètre intérieur des tubes

La variation du diamètre intérieur des tubes est choisie dans l'intervalle allant de 1cm à 4cm pour étudier leurs influences sur les différents paramètres de l'échangeur BEU. A titre indicatif, les résultats des influences sont présentés dans le tableau (IV.6).

Tableau IV. 6 Variations du diamètre intérieur des tubes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

Di [cm]	U [W/m ² C°]	NUT	Co-courant				Contre-courant			
			E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]	E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]
1	93.52	29.87	22.52	300.93	104.07	236.41	23.03	299.15	105.85	241.18
1.38	99.25	39.63	27.42	283.75	121.25	288.03	28.42	280.21	124.79	298.33
1.75	102.36	49.04	31.32	270.05	134.95	329.36	32.96	264.28	140.72	345.15
2.13	103.39	57.79	34.35	259.42	145.58	361.57	36.7	251.17	153.83	384.68
2.5	102.91	65.74	36.68	251.24	153.76	386.49	39.75	240.45	164.55	416.14
2.88	101.55	72.98	38.5	244.83	160.17	406.14	42.29	231.54	173.46	443
3.25	100.15	79.97	40.03	239.47	165.53	422.73	44.55	223.62	181.38	466.24
3.63	100.57	88.34	41.60	233.95	171.05	439.98	47.03	214.91	190.09	492.59
4	107.14	102.67	44.11	225.14	179.86	467.62	51.14	200.49	204.51	535.11

A partir du tableau (IV.6) ; on a présenté graphiquement la variation du diamètre intérieur en fonction des températures de sortie Tfs et Tcs, ainsi que E et NUT sur les figures (IV.7) et (IV.8) respectivement.

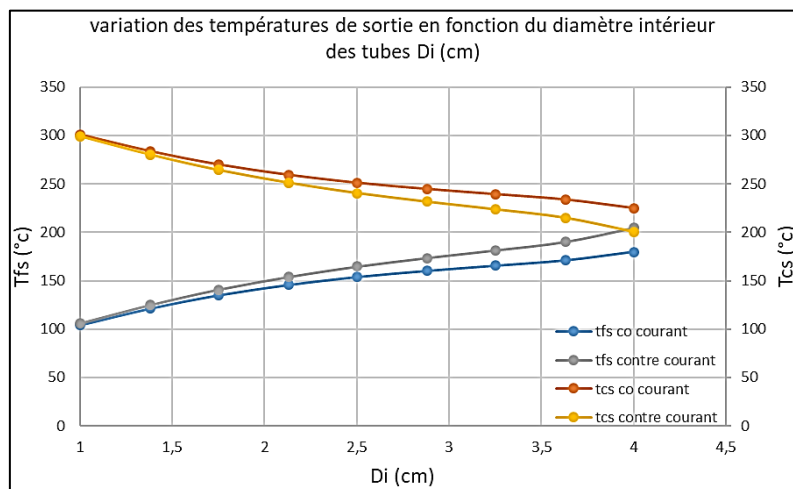


Figure IV. 7 Variation des températures de sortie en fonction de diamètre intérieur des tubes Di (cm).

- On remarque que les deux températures T_{fs} augmentent quand le diamètre l'est aussi, par contre les deux températures T_{cs} diminuent lorsque le diamètre augmente, engendrant une surface d'échange plus grande entre les deux fluides chaud et froid.
- On constate que lorsque le diamètre choisi dans l'intervalle allant de 2 cm à environ 4 cm les températures T_{fs} restent toujours supérieures à 150°C et ne se croisent pas avec les T_{cs} . Donc, le choix du diamètre intérieur des tubes D_i est préconisé dans l'intervalle de [2- 3,9].

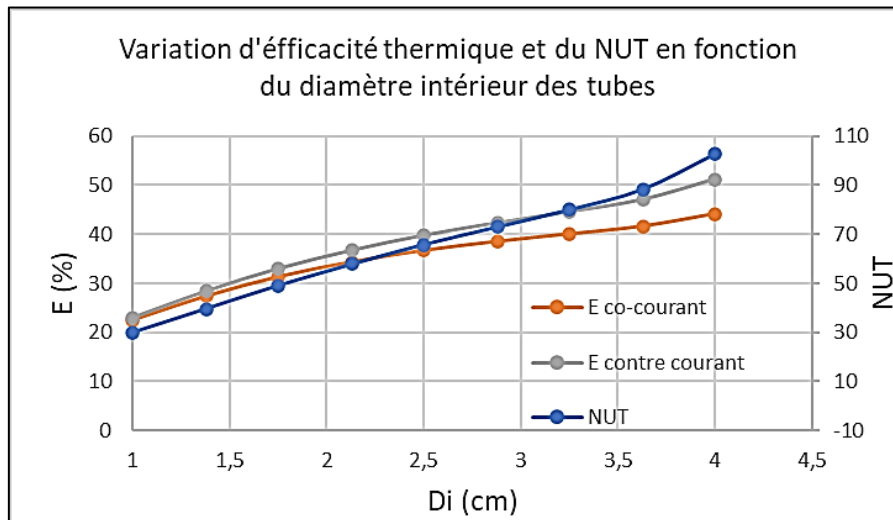


Figure IV. 8 Variation d'efficacité thermique et du NUT en fonction du diamètre intérieur des tubes.

Comme pour les cas précédents, on remarque l'augmentation considérable des trois paramètres (E co-c, E c-c, NUT) avec le diamètre intérieur augmente.

IV.4.3. Influence d'espacement des chicanes

La variation d'espacement entre chicanes B est choisie dans l'intervalle de 10cm à 30cm afin d'étudier son influence sur les paramètres de l'échangeur BEU. Les résultats sont résumés à titre indicatif dans le tableau (IV.7).

Tableau IV. 7 Les variations d'espacement entre chicanes et ses influences sur plusieurs paramètres thermiques de l'échangeur BEU.

B [cm]	U [W/m ² C°]	NUT	Co-courant				Contre-courant			
			E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]	E	Tcs [C°]	Tfs [C°]	φ [Kw]
10	134.69	0.86	41.20	235.37	169.62	435.51	46.37	217.22	187.77	485.84
12.5	127.92	0.81	40.38	238.24	166.76	426.55	45.08	221.74	183.26	471.89
15	122.30	0.78	39.65	240.81	164.19	418.57	43.97	225.65	179.35	460.24
17.5	117.52	0.75	38.98	243.15	161.85	411.33	42.98	229.11	175.89	449.94
20	113.36	0.72	38.37	245.30	159.7	404.7	42.10	232.21	172.79	440.69
22.5	109.69	0.70	37.80	247.29	157.70	398.57	41.30	235.03	169.97	432.29
25	106.42	0.67	37.27	249.16	155.84	392.86	40.56	237.61	167.39	424.60
27.5	103.46	0.66	36.77	250.90	154.1	387.52	39.88	239.99	165.00	417.49
30	100.78	0.64	36.31	252.55	152.45	382.49	39.25	242.21	162.79	410.89

A partir du tableau (IV.7), on a tracé et représenté sur la figure (IV.8) ; la variation de températures de sortie d'air (Tfs) et de vapeur d'eau surchauffée (Tcs) en fonction d'espacements entre chicanes et celle du NUT et E dans la figure (IV.9).

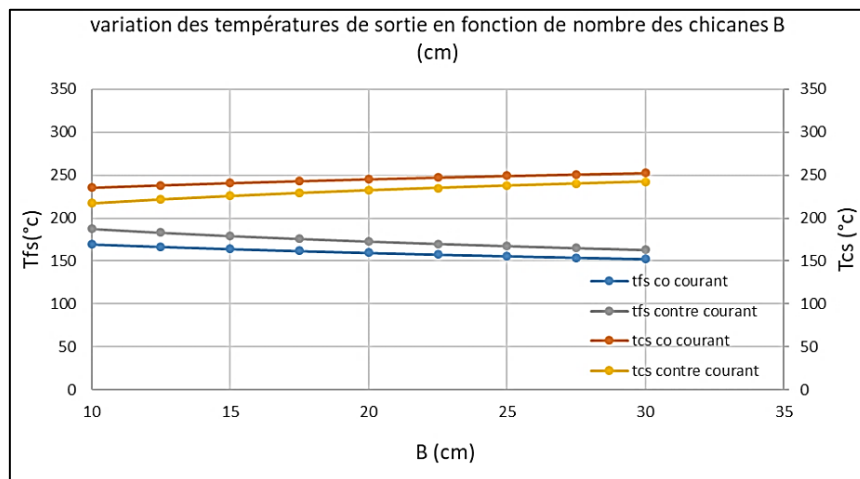


Figure IV. 9 Variation des températures de sortie en fonction de nombre des chicanes B (cm).

On constate que l'espacement dans cet intervalle influe faiblement sur les différentes températures. Les valeurs de Tfs demeurent toujours supérieures à 150°C et ne se croisent pas avec celles de Tcs. Donc, il n'y a pas de contraintes à relever, ce qui justifie la convenance de cet intervalle.

Concernant les variations des trois paramètres (E, co-c, E c-c, NUT), on observe (figure IV.9) leurs diminutions modérées avec l'augmentation de l'espacement entre chicanes.

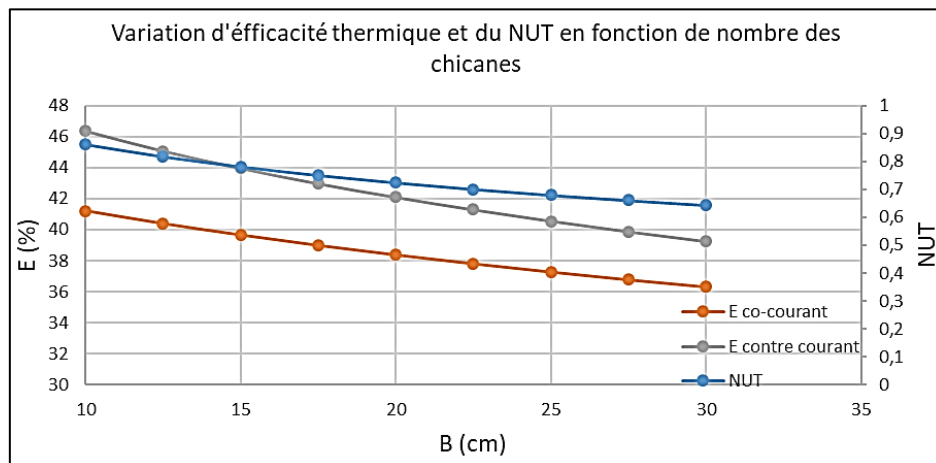


Figure IV. 10 Variation d'efficacité thermique et du NUT en fonction de nombre des chicanes.

A partir des différentes variations thermiques et technologiques étudiées avant, les faibles grandeurs thermiques obtenues sont confirmées dans le régime de circulation co-c en comparaison avec celles du régime c-c. On opte, ainsi pour un échangeur à régime de circulation contre-courant (c-c).

En ce qui suit, on ne présente que l'étude de l'échangeur à cette circulation (contre-courant).

IV.5. Effets des paramètres sur la température de sortie Tfs

On se qui suite, on présente les effets des interactions entre les paramètres dans le cas de circulation contre-courant; c'est à dire l'effet de deux paramètres simultanément sur la température Tfs. En particulier, l'effet l'interaction de:

- Di et Nt sur la température Tfs.
- Di et mf sur la température Tfs.
- mf et Nt sur la température Tfs.
- B et mf sur la température Tfs.

Afin de définir les effets des différents paramètres et les interactions influant sur la température Tfs on adopte pour une approche basée sur le plan d'expérience factoriel complet dont la démarche est définie ci-après.

IV.5.1. Plan d'expérience factoriel complet

La méthodologie des plans d'expériences est utilisée pour identifier les facteurs critiques. Les variables d'un processus incluent à la fois les entrées et les sorties -c'est-à-dire les facteurs et les réponses. La sélection de ces variables s'effectue mieux en groupe, de façon à :

- Inclure tous les facteurs importants.
- Déterminer une plage d'étude pour chaque facteur.
- Choisir les niveaux bas (-1) et haut (+1) des facteurs, la moyenne et le centre (0).
- Vérifier les réglages des facteurs pour des combinaisons non pratiques ou impossibles.
- Inclure toutes les réponses pertinentes.

Pour cerner la variation des différents paramètres (dénommés facteurs) sur la réponse Tfs, on utilise une méthodologie basée sur le plan d'expérience complet à deux niveaux (-1) et (+1), qui détermine les effets principaux des paramètres (facteurs) ainsi que les effets d'interaction sur une réponse donnée Tfs. Pour cela on détermine les deux niveaux du plan qui correspondent au minimum (-1) et au maximum (+1) de chaque paramètre (dénommé facteur). Dans ce cas d'étude ces min et max doivent vérifier la condition de la réponse Tfs supérieure à 150.

Il s'agit de définir des minimums et des maximums pour chaque paramètre (facteur) qui représente le niveau bas (-1) et haut (+1). La variation de Tfs entre les deux niveaux bas (-1) et haut (+1) pour chaque facteur donnera le degré d'influence (fort ou faible) de chaque paramètre.

Les interactions entre les paramètres (facteurs) sont données par le croisement de deux facteurs à la fois.

On ne garde que les paramètres de forte influence sur la réponse Tfs, et ce, en fixant les valeurs ou les facteurs à faible influence.

Afin d'exploiter les figures, on regroupe les réponses des différents paramètres, dans des tableaux. On ne considère que le cas d'échangeur à circulation contre-courant.

IV.5.2. Identification des niveaux des facteurs considérés et leurs réponses Tfs

- **Matrice de l'évolution de Tfs en fonction de Di et Nt**

La matrice de l'évolution de la température Tfs est illustrée (figure IV.11) grâce au gradient de couleur du bleu au rouge du (froid au chaud) est ce en fonction des deux paramètres simultanément (Nt et Di).

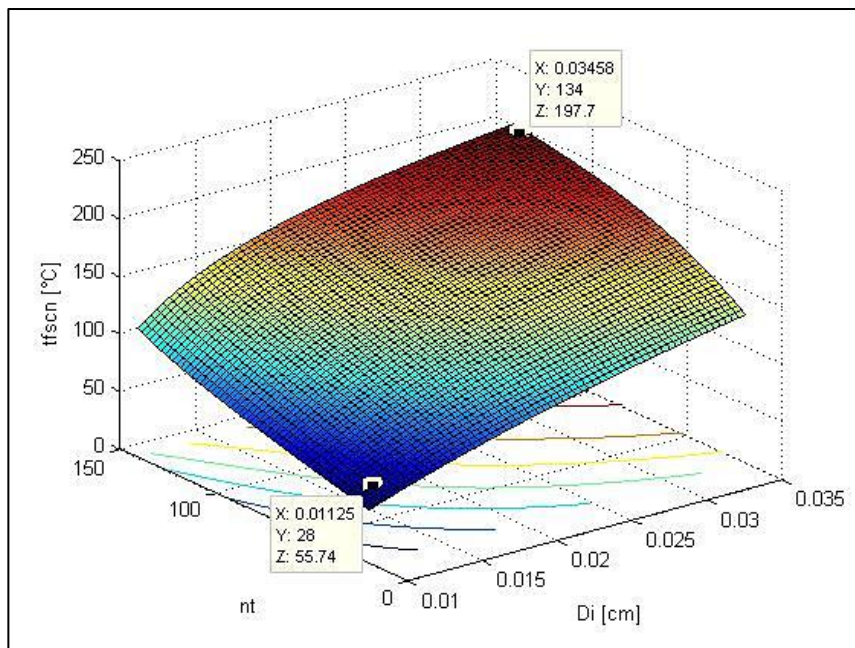


Figure IV. 11 Variation de la température de sortie de l’air en fonction du diamètre et de nombres des tubes.

Pour tenir compte des contraintes de l’unité de séchage JLE $T = 150\text{ °C}$ (qui correspond à T_{fs}), la figure (IV.12) présente la matrice des valeurs T_{fs} supérieures à 150 °C , pouvant servir de température d’entrée de l’unité de séchage.

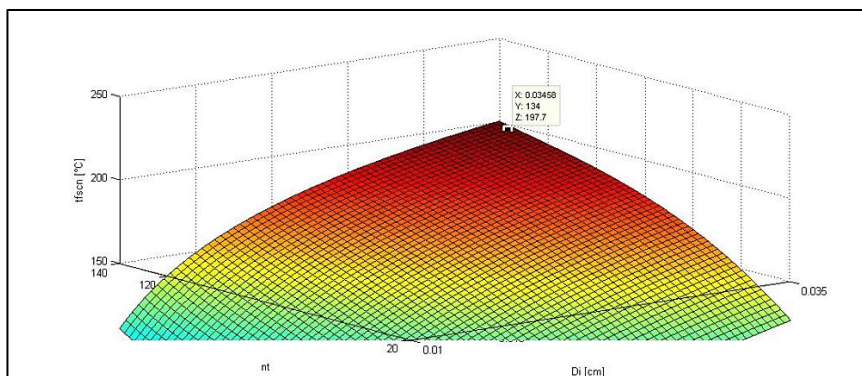


Figure IV. 12 La matrice des valeurs T_{fs} supérieures à 150 °C en fonction du diamètre D_i et du nombre des tubes N_t .

Comme déjà annoncé, on considère la variation de deux facteurs (libres), en fixant les autres facteurs.

- **Niveaux des facteurs libres D_i et N_t**

Les paramètres fixes sont :

$T_{ce} = 380\text{ °C}$, $T_{fe} = 25\text{ °C}$, débit de vapeur surchauffée (m_c) = 5000 kg/h, débit d’air (m_f) = 10681 kg/h, espacement des chicanes (B) = 28 cm.

Les intervalles de variations des facteurs libres (variables) sont :

Diamètre intérieur des tubes (D_i) = [1cm jusqu'à 3.5cm],

Nombre des tubes (n_t) = [20 jusqu'à 140].

En suivant la démarche du plan d'expériences factoriel complet à deux niveaux et à deux facteurs, nous tirons la réponse de températures de sortie d'air T_{fs} en fonction des minimums et maximums des paramètres libres. Les résultats sont regroupés dans le tableau (IV.8).

La combinaison des valeurs min et max de chaque paramètre déterminera les niveaux bas et haut à utiliser dans les effets principaux et d'interactions de ces paramètres.

Tableau IV. 8 Les températures de sortie d'air T_{fs} en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres diamètre intérieur D_i et le nombre de tubes N_t .

(A)	D_i [cm]	N_t
T_{fs} min =150.005 [C°]	1.83	114
T_{fs} max =200.23 [C°]	3.5	140
(B)	T_{fs} [C°]	N_t
D_i min =1.46 [cm]	150.86	140
D_i max =3.5 [cm]	[151.63-200.23]	[46-140]
(C)	T_{fs} [C°]	D_i [cm]
N_t min = 46	[150.014-151.63]	[3.46-3.5]
N_t max = 140	[150.86-200.23]	[1.46-3.5]

Avec :

- (A) Température T_{fs} en fonction de D_i et N_t .
- (B) Diamètre D_i en fonction de T_{fs} et N_t .
- (C) Nombre des tubes N_t en fonction de T_{fs} et D_i .

- **Niveaux des facteurs libres D_i et n_f**

De même, que pour les deux paramètres libres précédents nous suivant la même démarche pour ces deux paramètres libres D_i et n_f . Les résultats sont présentés sur la figue (IV.13) et le tableau (IV.9).

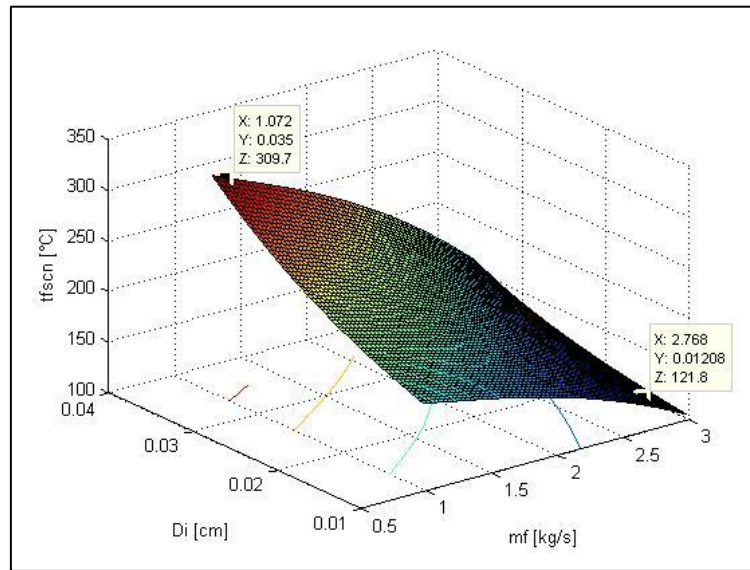


Figure IV. 13 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du débit d'air et du diamètre intérieur des tubes.

Les paramètres fixes sont :

$T_{ce}=380^{\circ}\text{C}$, $T_{fe}=25^{\circ}\text{C}$, débit de vapeur surchauffée (m_c)=5000 kg/h, espacement des chicane (B) = 28cm, nombre des tubes (n_t) =100.

Les intervalles de variations des facteurs libres (variables) sont :

Diamètre intérieur des tubes (D_i) = [1 cm jusqu'à 3.5cm],

Débit d'air (m_f)= [3500 jusqu'a 10681 kg/h].

Les températures de sortie d'air T_{fs} en fonction des minimums et maximums des paramètres libres sont regroupées dans le tableau (IV.9).

Tableau IV. 9 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres diamètre intérieur Di et le débit d'air mf.

(A)	Di [cm]	mf [kg/h]
Tfs min =150.06 [C°]	1.42	7209.72
Tfs max =315.53 [C°]	3.5	3500
(B)	Tfs [C°]	mf [kg/h]
Di min =1 [cm]	[151.41-161.92]	[4212-3500]
Di max =3.5 [cm]	[186.86-315.53]	[10681-3500]
(C)	Tfs [C°]	Di [cm]
mf min = 3500 [kg/h]	[161.92-315.53]	[1 -3.5]
mf max = 10681 [kg/h]	[151.14-186.86]	[2.04 -3.5]

Avec :

- (A) Température Tfs en fonction de Di et mf.
- (B) Diamètre Di en fonction de Tfs et mf.
- (C) Débit d'air mf en fonction de Tfs et Di.

- **Niveaux des facteurs libres mf et Nt sur la réponse Tfs**

Les paramètres fixes sont :

Tce=380°C, Tfe=25°C, débit de vapeur surchauffée (mc)=5000 kg/h, espacement des chicanes

(B) = 28cm, diamètre intérieur des tubes (Di) = 2.5 cm.

Les intervalles de variations des facteurs libres (variables) sont :

Débit d'air (mf) = [3500 jusqu'à 10681 kg/h],

Nombre des tubes (nt) = [20 jusqu'à 140].

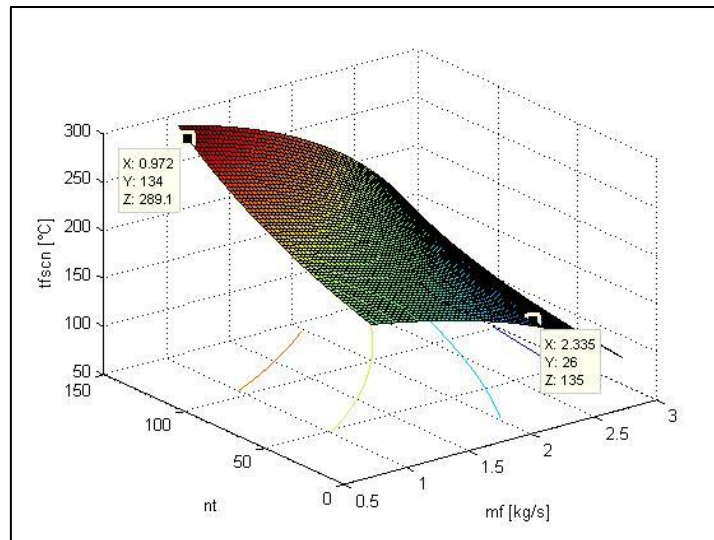


Figure IV. 14 Variation de la température de sortie de l’air en fonction du débit d’air et du nombre des tubes.

De même, la réponse de températures de sortie d’air Tfs en fonction des minimums et maximums des paramètres libres. Les résultats sont regroupés dans le tableau (IV.10) afin de les servir dans les effets principaux et d’interactions de ces paramètres.

Tableau IV. 10 Les températures de sortie d’air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres débit d’air mf et le nombre de tubes Nt.

(A)	mf [kg/h]	Nt
Tfs min =150.05 [C°]	8287.2	58
Tfs max =298.27 [C°]	3500	140
(B)	Tfs [C°]	Nt
mf min =3500 [kg/h]	[154.64-298.27]	[30-140]
mf max =10681 [kg/h]	[151.47-183.78]	[80-140]
(C)	Tfs [C°]	mf [kg/h]
Nt min = 30	[150.72-154.64]	[3736.8 -3500]
Nt max = 140	[183.78-298.26]	[10681 -3500]

Avec :

- (A) Température Tfs en fonction de mf et Nt.
- (B) Débit d’air mf en fonction de Tfs et Nt.
- (C) Nombre des tubes Nt en fonction de Tfs et mf.

- Niveaux des facteurs libres mf et l'espacement B sur la réponse T_{fs}

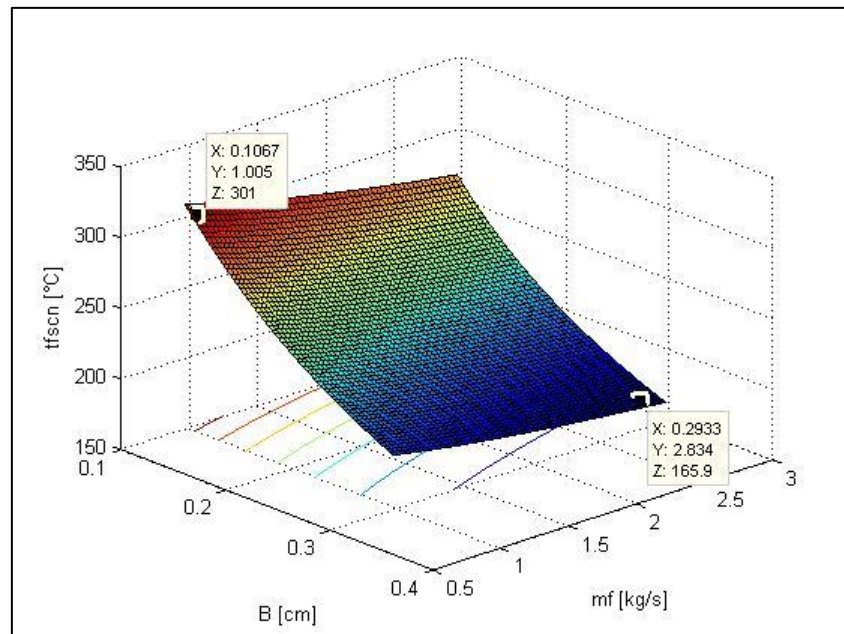


Figure IV. 15 Variation de la température de sortie de l'air en fonction du débit d'air et de l'espacement des chicane.

Les paramètres fixes sont :

$T_{ce}=380^{\circ}\text{C}$, $T_{fe}=25^{\circ}\text{C}$, débit de vapeur surchauffée (m_c)=5000 kg/h, nombre des tubes (n_t) = 100,

diamètre intérieur des tubes (D_i) = 2.5 cm.

Les intervalles de variations des facteurs libres (variables) sont :

Débit d'air (mf) = [3500 jusqu'à 10681 kg/h],

Espacement des chicane (B) = [10 cm jusqu'à 30 cm].

Le tableau (IV.11), affiche les températures de sortie d'air T_{fs} en fonction des minimums et maximums des paramètres libres, B et mf .

Tableau IV. 11 Les températures de sortie d'air Tfs en fonction des valeurs minimale et maximale de des deux facteurs libres débit d'air mf et l'espacement des chicanes B.

(A)	mf [kg/h]	B [cm]
Tfs min =162.79 [C°]	10681	30
Tfs max =308.31 [C°]	3500	10
(B)	Tfs [C°]	B [cm]
mf min =3500 [kg/h]	[266.44-308.31]	[30-10]
mf max =10681 [kg/h]	[162.79-187.975]	[30-10]
(C)	Tfs [C°]	mf [kg/h]
B min = 10 [cm]	[187.77-308.31]	[10681-3500]
B max = 30 [cm]	[162.79-266.35]	[10681-3500]

Avec :

- (A) Température Tfs en fonction de mf et B.
- (B) Débit d'air mf en fonction de Tfs et B.
- (C) Espacement entre chicanes B en fonction de Tfs et mf.

IV.5.3. Effets principaux et leur interaction selon le plan factoriel complet

- Effet du nombre de tubes et de diamètre intérieur sur Tfs
 - Effet moyen du Nt et Di

Soit la matrice d'expériences avec réponses (Tfs) (tableau IV.12) pour un plan factoriel complet pour deux facteurs nommés Di et Nt.

Il faut choisir le Min et le Max qui correspond à -1 et +1 des deux facteur Di et Nt.

Tableau IV. 12 Matrice d'expériences avec réponses pour un plan factoriel complet.

Di	Nt	Tfs	Réponse (yi)
-1	-1	150,01	y ₁
-1	+1	150,86	y ₂
+1	-1	151,63	y ₃
+1	+1	200,23	y ₄

Les effets propres aux niveau -1 et +1 correspondent aux moyennes des réponses pour chaque niveau, les effets moyens du facteur Di sont calculés à base des équations :

$$\text{Effet moyen bas du facteur (Nt)} : a^{-1} = \frac{y_1 + y_3}{2} ; \quad a^{-1} = 150.44$$

$$\text{Effet moyen haut du facteur (Nt)} : a^{+1} = \frac{y_2 + y_4}{2} ; \quad a^{+1} = 175.93$$

De même pour le facteur Nt, les effets moyens sont donnés par les équations suivants :

$$\text{Effet moyen bas du facteur (Di)} : a^{-2} = \frac{y_1 + y_2}{2} ; \quad a^{-2} = 150.82$$

$$\text{Effet moyen haut du facteur (Di)} : a^{+2} = \frac{y_3 + y_4}{2} ; \quad a^{+2} = 175.54$$

On regroupe les effets moyens des facteur Di et Nt dans un tableau :

Tableau IV. 13 Effets moyens des facteurs Di et Nt.

	Di	Nt
Niveau bas :-1	$a^{-1} = 150.44$	$a^{-2} = 150.82$
Niveau haut: +1	$a^{+1} = 175.93$	$a^{+2} = 175.54$

- Graphiques des effets principaux

On trace la représentation graphique des effets principaux à partir du tableau des réponses moyennes des effets principaux (Voir tableau IV.13).

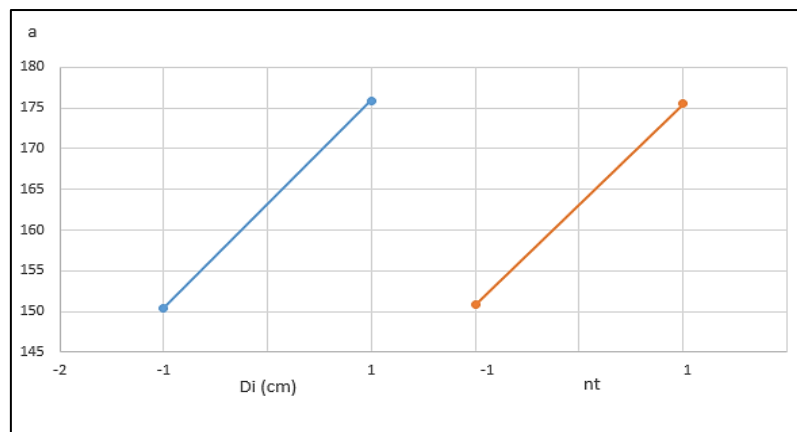


Figure IV. 16 Représentation graphique des effets principaux Di et Nt.

À partir du figure (IV.16), on constate que les deux facteurs ont des effets principaux significatifs sur la température de sortie Tf.

- Le diamètre Di a un effet principal positif (plus le diamètre est grand, plus la température augmentera et vice-versa), aussi, Nt présente un effet principal positif.
- **Effets des interactions du Nt et Di**

Pour calculer l'effet d'une interaction entre les deux variables Di et Nt, on utilise le plan d'expérience factoriel pour définir le domaine d'étude des paramètres Di et Nt (tableau.14).

Tableau IV. 14 Tableau croiser des facteurs Di et Nt.

P	Nt (-1)	Nt (+1)
Di (-1)	150.01	150.86
Di (+1)	151.63	200.23

- Graphiques des effets d'interactions

La représentation graphique de l'effet d'une interaction entre les deux variables Di et Nt est donnée, à partir du tableau (IV.14), sur la figure (IV.17) :

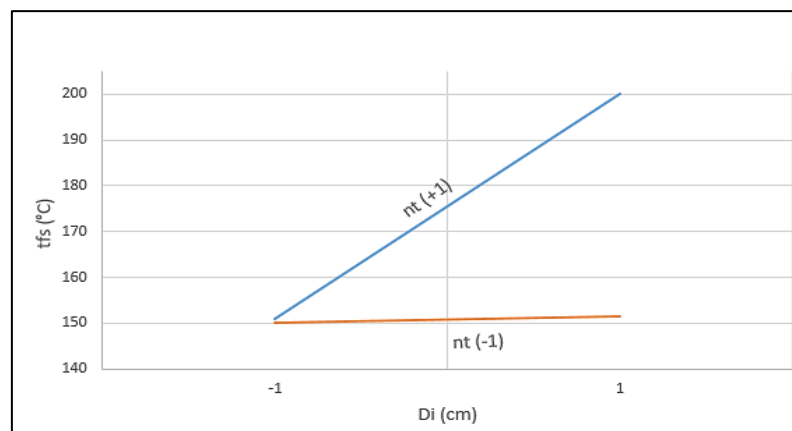


Figure IV. 17 Représentation graphique de l'effet de l'interaction Di et Nt.

D'après la figure (IV.17), on observe que les droites du graphique ne sont pas parallèles et montre un effet important de l'interaction entre le diamètre Di et le nombre de tubes Nt.

➤ Effet du nombre de tubes et de débit d'air sur Tfs

- Effet moyen du Nt et mf

Soit la matrice d'expériences avec réponses (Tfs) (tableau.15) pour un plan factoriel complet pour deux facteur nommés mf et Nt.

Tableau IV. 15 Matrice d'expériences avec réponses pour un plan factoriel complet.

mf	Nt	Tfs	Réponse (yi)
-1	-1	154.64	y ₁
-1	+1	298.27	y ₂
+1	-1	151.47	y ₃
+1	+1	183.78	y ₄

Les effets propres aux niveau -1 et +1 correspondent aux moyennes des réponses pour chaque niveau, les effets moyens du facteur m_f sont calculés a base des équations :

$$a^{-1} = \frac{y_1 + y_3}{2} ; \quad a^{-1} = 226.45$$

$$a^{+1} = \frac{y_2 + y_4}{2} ; \quad a^{+1} = 167.62$$

De même pour le facteur Nt, les effets moyens sont donnés par les équations suivants :

$$a^{-2} = \frac{y_1 + y_2}{2} ; \quad a^{-2} = 153.05$$

$$a^{+2} = \frac{y_3 + y_4}{2} ; \quad a^{+2} = 241.02$$

On regroupe les effets moyens des facteur m_f et Nt dans un tableau :

Tableau IV. 16 Effets moyens des facteurs m_f et Nt.

	m_f	Nt
Niveau bas :-1	$a^{-1} = 226.45$	$a^{-2} = 153.05$
Niveau haut:+1	$a^{+1} = 167.62$	$a^{+2} = 241.02$

- Graphiques des effets principaux

On trace la représentation graphique des effets principaux à partir du tableau des réponses moyennes des effets principaux (Voir tableau IV.16).

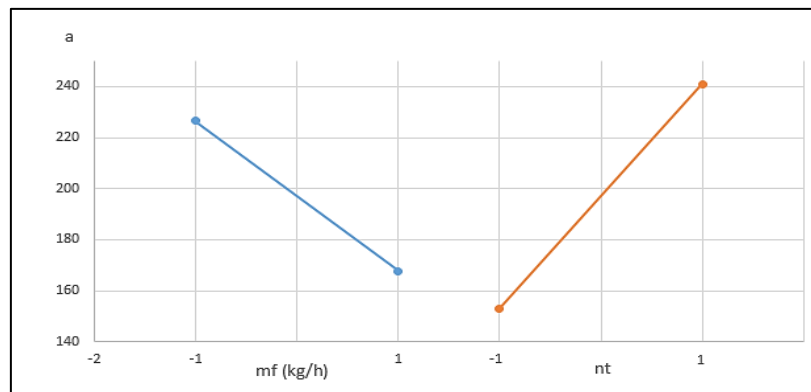


Figure IV. 18 Représentation graphique des effets principaux m_f et Nt.

D'après la figure (IV.18), on constate que les deux facteurs ont des effets principaux significatifs sur la température de sortie Tfs.

Le débit d'air m_f a un effet principal négatif (plus le débit d'air augmente, plus la température diminue et vice-versa), par contre le Nt montre un effet principal positif (plus le Nt est grand, plus la température augmente).

- Effets des interactions du Nt et m_f

Pour déterminer l'effet d'une interaction entre deux variables mf et Nt, on utilise le plan d'expérience factoriel pour définir le domaine d'étude des paramètres mf et Nt.

Tableau IV. 17 Tableau croiser des facteurs mf et Nt.

P	Nt (-1)	Nt (+1)
mf (-1)	154.64	298.27
mf (+1)	151.47	183.78

- **Graphiques des effets d'interactions**

La représentation graphique de l'effet d'une interaction entre les deux variables Di et Nt peut être tracée à partir du tableau (IV.17) :

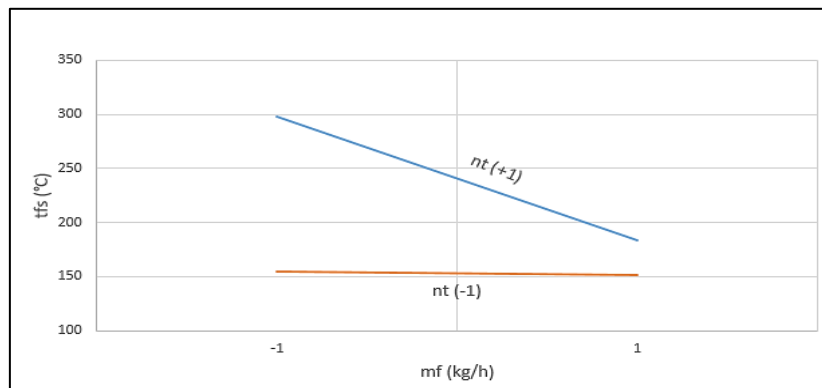


Figure IV. 19 Représentation graphique de l'effet de l'interaction mf et Nt.

D'après la figure (IV.19), on observe que les droites du graphique ne sont pas parallèles d'où l'effet important de l'interaction entre le débit d'air mf et le nombre de tubes Nt.

➤ **Effet du B, Di et mf sur Tfs**

Les effets principaux et d'interaction sont résumés dans les tableaux (IV.18) et (IV.19) et les figures (IV.20 et IV.21).

Tableau IV. 18 Tableau croiser des facteurs mf et B.

P	B (-1)	B (+1)
mf (-1)	308.3	266.4
mf (+1)	187.9	162.79

Tableau IV. 19 Tableau croiser des facteurs Di et mf.

P	mf (-1)	mf (+1)
Di (-1)	161.92	151.41
Di (+1)	315.53	186.86

En tenant compte des effets principaux et d'interaction entre les deux paramètres à la fois

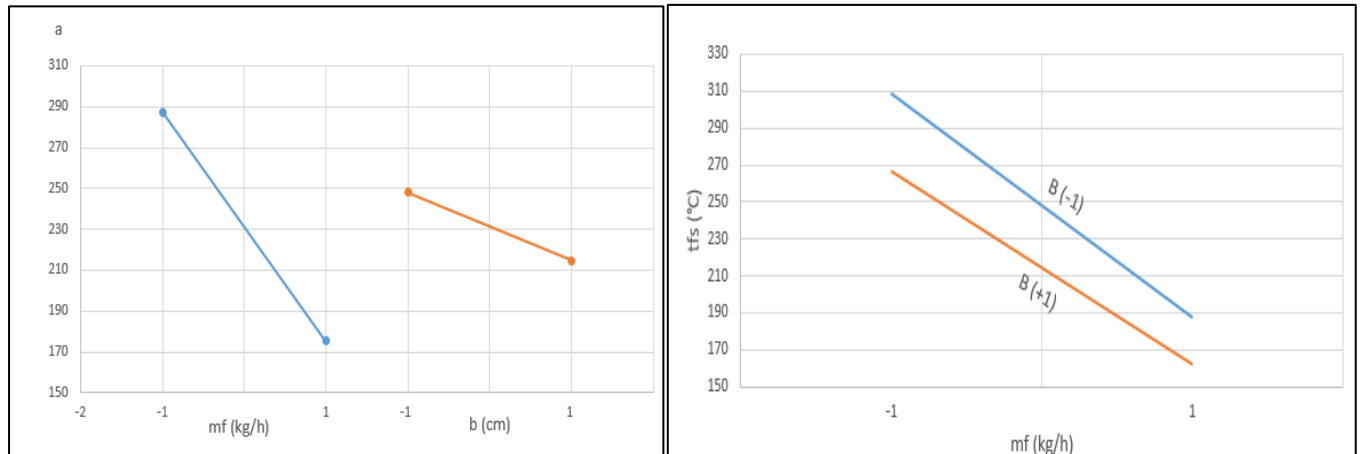


Figure IV. 20 Graphiques des effets principaux et d'interactions mf et B.

Le débit d'air mf se confirme par un effet principal négatif ainsi que pour l'espacement entre chicane (B) (plus B augmente, plus Tfs diminue). L'interaction entre mf et B est relativement faible, vu que les droites d'interaction sont quasi-parallèles.

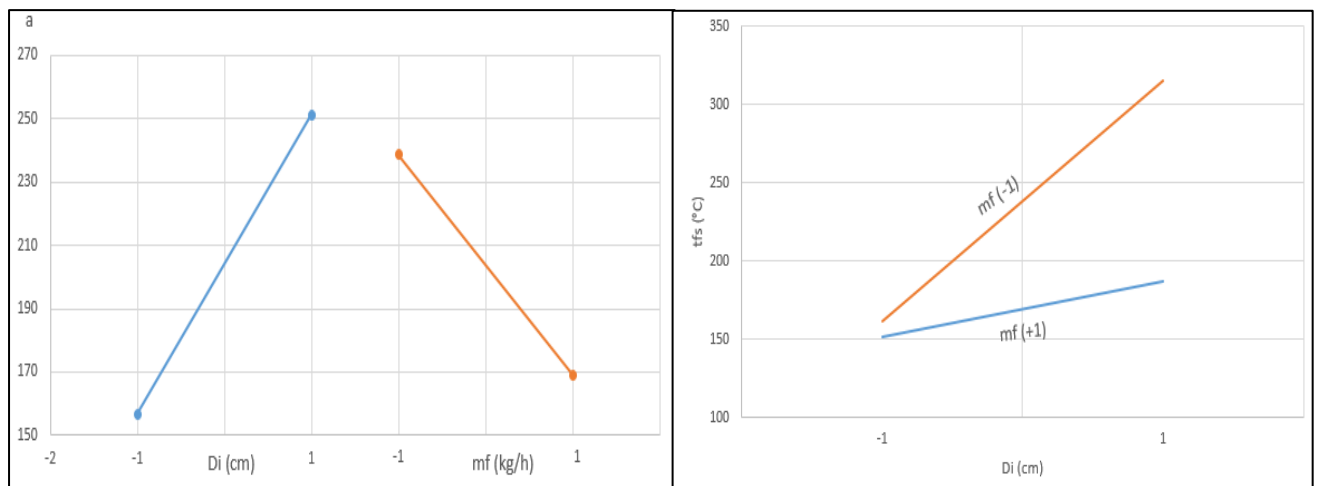


Figure IV. 21 Graphiques des effets principaux et d'interactions mf et Di.

De même pour la figure (IV.21), les résultats d'effets principaux de Di et mf se confirment, avec un fort effet d'interaction entre les deux.

IV.6. Choix des paramètres de construction de notre échangeur

Afin de dimensionner notre échangeur de chaleur pour remplacer les batteries de chauffage d'air de séchage, on vise à garantir des températures de sortie d'air Tfs supérieures à 170 °C et inférieures à 220°C ; pour assurer le bon fonctionnement de l'unité de séchage, ainsi on doit :

- Choisir des paramètres technologiques (géométriques) (B, Di, Nt) intrinsèques pour le bon fonctionnement de l'échangeur.
- Choisir des paramètres thermiques de fonctionnement (débit d'air et de vapeur surchauffée).

➤ Hypothèses

Plusieurs paramètres technologiques et thermiques sont impliqués dans le fonctionnement de l'échangeur avec des effets différents, on a choisi de fixer des paramètres en plus du diamètre de la calandre ; le débit de vapeur surchauffée.

- Le diamètre de la calandre est fixe et sa valeur est $D_c = 50\text{cm}$.
- Le débit de vapeur d'eau surchauffée est $m_c = 5000\text{ kg/h}$ sachant que le débit nominal de la chaudière en sortie de la surchauffeur est doublé.

➤ Variables de conception

Le choix des variables de conception est basé sur l'importance d'effet de chaque paramètre et, on commence par définir les limites supérieures et inférieures des variables de conception qui sont en générale basé sur les normes de fabrication disponible sur le marché, dans ce cas d'étude, on distingue trois paramètres suivants :

- Diamètres intérieur du tubes D_i varie entre 1.46 et 3.5.
- Nombre de tubes varie entre 30 et 140.
- L'espacement des chicanes varie entre 10 et 30.

IV.6.1. Effets des variables de conception sur la température T_{fs}

L'importance de chaque variable de conception et leur effet propres et simultané sur la fonction voulue est l'un des problèmes de la modélisation, pour bien choisir les variables.

Pour une vision globale des effets, on construit deux tableaux à trois paramètres dépendants pour cerner les intervalles de variation simultanément, donc les interactions entre les paramètres sur T_{fs} .

Le tableau (IV.20) présente les interactions des variables dépendantes de débit d'air, diamètre intérieur et le nombre des tubes simultanément en fonction de la température de sortie d'air T_{fs} .

Tableau IV. 20 Tableau croiser le débit d’air, diamètre intérieur et les nombres des tubes.

		Di [cm]	Tfs [C°]						
mf = 10681 [kg/h]	1,46	/	/	/	/	/	/	/	150,86
	1,83	/	/	/	/	/	/	150,00	/
	2,5	/	/	/	151,47	158,07	164,55	172,1	183,78
	3,5	/	151,63	162,674	177,30	181,9	186,86	192,22	200,23
		30	46	58	80	90	100	114	140
Di = 2,5 [cm]	3500	154,64	194,21	216,92	248,42	/	269,4	281,11	298,27
	3736,8	150,72	189,30	211,54	242,52	/	263,3	274,95	292,3
	4212	/	/	201,77	231,7	242,31	252	/	280,51
	7209,72	/	/	160,124	183,9	192,33	200,4	/	224,62
	8287,2	/	/	150,05	172,044	179,82	187,4	196,26	209,88
	10681	/	/	/	151,47	158,07	164,55	172,14	183,78
Tfs [C°]									

De même, le tableau (IV.20) présente les interactions des variables dépendants d’espacement des chicanes, débit d’air et du diamètre intérieur simultanément en fonction de températures de sortie d’air Tfs.

Tableau IV. 21 Tableau croiser le débit d'air, diamètre intérieur et l'espacement des chicanes.

	Di [cm]	Tfs [C°]			
	B= 28 [cm]	1	161,92	151,41	/
1,42		/	/	150,06	/
2,04		/	227,46	182,07	151,14
2,5		269,4	252	200,4	164,55
3,5		315,53	/	232,99	186,86
		mf [kg/h] B[cm]	3500	4212	7209,72
Di =2,5 [cm]	10	308,305	290,05	231,17	187,97
	20	283,24	265,42	210,91	172,34
	30	266,44	249,03	198,12	162,791
		Tfs [C°]			

Afin d'exploiter au mieux les tableaux (IV.20) et (IV.21), on dégage les valeurs de Tfs répondant à notre cas, en colorant les cellules du tableau (en bleu). Ainsi, on constate :

- Les cases en couleur sont les valeurs de températures de sortie que nous voulons pour notre étude.
- Les nombres de tubes 46 et 58 donnent des résultats de températures de sortie d'air acceptables (entre 170 et 220) avec des faibles débits et un diamètre intérieur moyen $Di = 2.5$ cm. Aussi, les nombre de tubes entre 80 et 140 donnent des résultats de températures de sortie d'air répondant bien aux forts débits.
- La variation graduelle d'espacement des chicanes affecte légèrement les résultats de températures quel que soit le débit.
- Des températures sont trop élevées avec un grand diamètre et des faibles débits. Par contre elles sont moins élevées (modérées) avec des petits diamètres et des forts débits.

IV.6.1.1. Effet du l'espacement des chicanes sur la température de sortie d'air

D'après l'étude des deux tableaux et les observations extraites, on constate que l'augmentation de l'espace entre chicane affecte peu la température de sortie d'air et pour limiter le cout de

construction, on choisit une valeur moyenne (optimale) de l'espace entre chicane dans notre cas est $B= 20$ cm.

IV.6.1.2. Effet du diamètre intérieur sur la température de sortie d'air

L'analyse de l'effet du diamètre intérieur à base des deux tableaux sur les couts de fonctionnement nous a permis de savoir que l'augmentation du diamètre intérieur du tubes accompagne une augmentation des températures de sortie d'air avec des faibles débits.

On sait que $1.5\text{ cm} \leq D_i \leq 3.3\text{ cm}$ dans les normes, et en tenant compte des effets de ce facteur sur la température T_{fs} , on considère pour notre échangeur un diamètre intérieur des tubes de $D_i = 2.5$ cm.

IV.6.1.3. Effet du nombre de tubes sur la température de sortie d'air

On constate que l'effet du nombre de tubes sur la température de sortie d'air est important et étroitement lié au débit d'air. En effet, la variation du débit d'air affecte énormément les températures de sortie d'air selon le nombre des tubes considérée.

Vu que le débit conseillé conformément au besoin de l'unité de séchage ne doit pas être ni maximum ni minimum, et pour garantir une plage de température de sortie $170 \leq T_{fs} \leq 220$, On choisit un nombre de tubes $N_t= 80$ pour notre échangeur.

IV.6.1.4. Effet du débit d'air sur la température de sortie d'air

Sur la base des analyses précédentes, où on a fixé les trois paramètres intrinsèques de l'échangeur :

- Espacement entre chicanes $B= 20$ cm.
- Le diamètre intérieur $D_i= 2,5$ cm.
- Nombre des tubes $N_t= 80$.

Dans cette section, on étudie l'effet du débit d'air m_f sur les températures T_{fs} et T_{cs} .

La figure (IV.22) présente les tracées de la variation du débit d'air en fonction de la température de sortie d'air T_{fs} et de vapeur surchauffer T_{cs} .

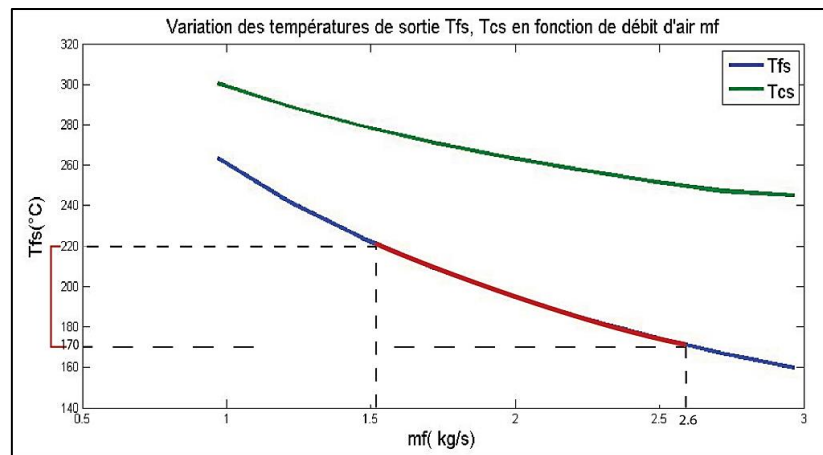


Figure IV. 22 Variation du débit d'air en fonction de la température de sortie d'air Tfs et de vapeur surchauffer Tcs ($D_i = 2,5\text{cm}$, $N_t = 80$, $B = 20\text{cm}$).

D'après les tracés des deux températures, on observe que ces derniers diminuent avec l'augmentation de débit d'environ 100°C pour Tfs et d'environ 60°C pour Tcs, sans risque de croisement des deux températures. Ainsi pour garantir la plage température de sortie voulue $170 \leq Tfs \leq 220$ conformément au besoin de l'unité de séchage JLE, l'intervalle du débit d'air est $[1.53\text{ kg/s} - 2.6\text{ kg/s}]$, ce qui représente $[5500\text{ kg/h} - 9360\text{ kg/h}]$.

Bien que notre échangeur peut travailler efficacement dans la plage du débit allant de 5500 kg/h à 9360 kg/h , on prend une moyenne inférieure de $mf = 7000\text{ kg/h}$ pour avoir les températures désirées Tfs.

IV.6.2. Choix des paramètres de conception : technologiques et thermiques

Après avoir étudié les effets principaux et les interactions entre les différents paramètres considérées dans ce projet, on résume les valeurs choisies de ces derniers (technologiques et thermiques), répondants au mieux aux besoins de l'unité de séchage JLE ci-après.

Les valeurs technologiques (B , D_i , N_t) et thermiques (débit d'air mf) sont regroupées dans le tableau par la suite.

Tableau IV. 22 Paramètres technologiques et thermiques de l'échangeur.

Espacement entre chicanes	$B = 20\text{ cm}$
Diamètre intérieur	$D_i = 2.5\text{ cm}$
Nombre du tubes	$N_t = 80$
Débit d'air	$mf = 7000\text{ kg/h}$

Ces paramètres choisis sont considérés pour évaluer les performances de l'échangeur de chaleur en ce qui suit.

IV.7. Evaluation des performances de l'échangeur

Afin de valider les caractéristiques technologiques et thermiques de notre échangeur, on détermine les différentes performances en particulier :

- L'efficacité thermique E.
- Coefficient global de l'échange thermique U.
- Puissance de l'échangeur thermique Q.

Tableau IV. 23 Grandeurs caractéristiques de l'échangeur.

Paramètres de l'échangeur	Notre cas d'étude
Tfs [°C]	197.6
Tcs [°C]	264.89
E [%]	48.62
R [%]	66.65
U [W.m ⁻² .C ⁻¹]	106.58
NUT [%]	82.37
ΔP _t [Kpa]	5.892
ΔP _c [Kpa]	5.45
φ [KW]	337.46

Une deuxième validation des caractéristiques technologiques et thermiques est considérée en utilisant le logiciel commercial Simprosys. Un exemple des interfaces des résultats obtenus sont donnés ci-dessous.

Cold-Shell Inlet/Outlet			Hot-Tube Inlet/Outlet			Heat Exchanger	
	Air	AC		VES	VEs		
Mass Flow Rate Wet Basis (kg/h)	7000.000	7000.000	Mass Flow Rate Wet Basis (kg/h)	5000.000	5000.000	Total Heat Transfer (kW)	292.008
Mass Flow Rate Dry Basis (kg/h)	6958.250	6958.250	Mass Flow Rate Dry Basis (kg/h)	2500.000	2500.000	Cold/Shell Side Pressure Drop (kPa)	68.091
Volume Flow Rate (m3/h)	2403.932	4949.187	Volume Flow Rate (m3/h)	1017.843	807.157	Hot/Tube Side Pressure Drop (kPa)	6.199
Pressure (kPa)	250.000	181.909	Pressure (kPa)	1200.000	1193.801		
Dry-bulb Temperature (°C)	25.000	173.494	Dry-bulb Temperature (°C)	380.000	242.127		
Wet-bulb Temperature (°C)	22.719	54.409	Wet-bulb Temperature (°C)	170.998	168.514		
Dew Point Temperature (°C)	20.349	15.301	Dew Point Temperature (°C)	167.193	166.982		
Absolute Humidity (kg/kg)	0.006	0.006	Absolute Humidity (kg/kg)	1.000	1.000		
Relative Humidity	0.754	0.002	Relative Humidity	0.034	0.212		
Specific Enthalpy (kJ/kg)	40.021	190.307	Specific Enthalpy (kJ/kg)	1790.503	1580.332		
Humid Heat (kJ/kg.°C)	1.013	1.027	Humid Heat (kJ/kg.°C)	3.110	2.992		
Density (kg/m3)	2.912	1.414	Density (kg/m3)	4.912	6.195		

Hot Side
 Shell
 Tube

Solved

Flow Direction:	Counter
Shell Side Heat Transfer Coef (W/m ² .°C)	259.133
Tube Side Heat Transfer Coef (W/m ² .°C)	193.949
Shell Side Fouling Factor (m ² .°C/W)	0.000
Tube Side Fouling Factor (m ² .°C/W)	0.000
Total Heat Transfer Coef (W/m ² .°C)	99.540
Total Heat Transfer Area (m ²)	15.080
Number Of Heat Transfer Units	0.767
Exchanger Effectiveness	0.443
Ft Factor	0.919
Tube Side Velocity	12.880
Shell Side Re	119440.485
Shell Side Velocity	24.531
Tube Side Re	13651.832
Shell Inner Diameter (cm)	45.000

Figure IV. 23 Résultats de simulation d'échangeur de chaleur.

IV.8. Comparaison des caractéristiques étudiés et simulés de l'échangeur

Afin de comparer les caractéristiques de l'échangeur, en fonction des paramètres contrôlés, à savoir (ϕ , E, U, NUT) pour notre cas d'étude avec le cas simulé avec Simprosys, nous avons obtenu et regroupé les différentes valeurs des grandeurs caractéristiques dans le tableau ci-dessous.

Tableau IV. 24 Grandeurs caractéristiques de l'échangeur pour le cas simulé et notre cas d'étude.

Paramètres de l'échangeur	Notre cas d'étude	Cas simulé Par Simprosys	Er [%]
Tfs [°C]	197.6	173.49	12.2
Tcs [°C]	264.89	242.13	8.6
E [%]	48.62	44.3	8.9
U [W.m ⁻² .C ⁻¹]	106.58	99.54	6.6
NUT [%]	82.37	76.7	6.9
Re	143010	119440.48	16.5
ΔP_t [Kpa]	5.892	6.2	5
ϕ [KW]	337.46	292.01	13.5
Dc [cm]	50	45	10

- D'une façon générale, les caractéristiques de performances de notre cas sont très satisfaisantes en comparaison avec les celles simulés avec le logiciel Simprosys ou les erreurs n'excède pas 20%, en particulier :
- Les températures de sortie de vapeur Tcs dans notre cas d'étude est supérieur à celle du cas simulé de 8.6%.
- Les températures de sortie d'air Tfs dans notre cas d'étude sont supérieures à celles du cas simulé de 12.2%, tout en restant dans la gamme de température [170°C -220°C]. Toutefois, il n'y a pas de croisement dans les deux cas de température Tfs et Tcs ce qui assure le bon fonctionnement de l'unité de séchage de l'entreprise JLE.
- L'efficacité dans notre cas est relativement meilleure de celle de cas simulé, avec une différence de 8.9%.
- Les valeurs du nombre d'unités de transfert NUT, le coefficient global U et la puissance de l'échangeur thermique ϕ de notre cas d'étude sont en bon accord avec celles de cas simulé, où la différence entre elles n'excède pas 13.5 %.
- Les diamètres de la calandre Dc ne sont pas similaires due que Dc est un paramètre libre pour le logiciel Simprosys, où il est conditionné par le nombre de tubes conformément à l'intervalle de température, par contre Dc est fixé pour notre cas.

En générale, l'ensemble des résultats de notre cas d'étude simplifié sont en bon accord avec celles de cas simulés, le pourcentage d'erreur est très acceptable sachant que le logiciel Simprosys est plus performant, il se peut qu'il tienne compte de certaines pertes négligées dans notre cas. Ainsi, notre échangeur répond bien thermiquement aux besoins de notre étude et conforme à la technologie des tubes et calandres.

IV.9. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié les effets principaux des paramètres thermiques et technologiques sur la température de sortie de l'air tfs de l'échangeur de chaleur ainsi que leurs interactions et ce, en utilisant une approche basée sur le plan factoriel complet.

Les différents paramètres (mf, Di et Nt) ont des effets significatifs sur Tfs par contre l'espacement des chicanes présente un effet faible. Le diamètre intérieur et le nombre de tubes ont des effets positifs par contre le débit d'air présente un effet négatif.

La combinaison de tous les effets a permis de définir les caractéristiques de notre échangeur et de déterminer ses différentes performances et aussi de les comparer avec satisfaction aux résultats de simulation par le logiciel Simprosys, avec des erreurs enregistrées sont inférieures à 20%.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale

L'amélioration du rendement énergétique de l'unité de séchage de liège en granulés de l'entreprise JLE passe par la réduction des pertes thermiques et de la consommation thermique et par la récupération de l'énergie. Le travail effectué dans cette étude vise à réduire la consommation par le remplacement de batteries de chauffage de l'air par un échangeur thermique VES/Air.

Pour améliorer ces performances nous avons étudié, par simulation, les effets individuels des paramètres thermiques et géométriques sur la température de sortie d'air T_{fs} de l'échangeur de chaleur ainsi que leurs interactions.

Les effets de différents paramètres et leurs interactions ont montrés que les paramètres D_i , N_t et m_f ont des effets significatifs sur la température T_{fs} , par contre l'espacement des chicanes B présente un effet faible sur T_{fs} . Le diamètre intérieur des tubes et le nombre de tubes ont des effets positifs, par contre le débit d'air présente un effet négatif.

Les analyses des différentes combinaisons des effets mis en évidence, en utilisant une approche basée sur le plan factoriel complet, ont permis de définir une fiche des caractéristiques de l'échangeur, précisant les paramètres géométriques (N_t , D_i et B) ainsi que les intervalles des paramètres thermiques (m_f) répondant au besoin de l'unité de séchage JLE.

Les résultats des performances de l'échangeur choisi ont donné une efficacité E de l'ordre de 48.62%, un coefficient d'échange global $U = 106.5 \text{ [W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}]$, un nombre d'unités de transfert $NUT = 82.37\%$ et une puissance $\Phi = 337,4 \text{ KW}$.

Les résultats des performances de l'échangeur sont très satisfaisants et en accords avec celles obtenus par simulation en utilisant le logiciel commercial Simprosys. En effet, les écarts entre les valeurs obtenues pour le rendement E le coefficient global d'échange et le NUT ne dépasse pas 9%.

Perspectives de l'étude

Il est intéressant de compléter ce travail par :

- ✓ L'application du plan factoriel complet avec des méthodes d'optimisation appropriées.
- ✓ Récupération des pertes dans d'autres points du l'unité JLE pourra améliorer son rendement global.

ANNEXE

CARACTÉRISTIQUES DES TUBES D'ÉCHANGEURS

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,291	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

BWG (Birmingham Wire Gauge) : Norme caractérisant l'épaisseur des tubes selon le diamètre et correspondant à une pression maximale d'utilisation.

Manuel d'évaluation économique des procédés, A. Chauvel, P Leprince, Y. Barthel, C. Raimbault et J_P Arlie
Éditions Technip (1976) ISBN 2-7108-0298-8 p 387

Annexe. 01

CARACTÉRISTIQUES DES FAISCEAUX DE TUBES
(NOMBRE DE TUBES PAR FAISCEAU)

a. Disposition des tubes en carré

DIAMÈTRE CALANDRE		TUBES : 3/4" PAS = 1"				TUBES : 1" PAS = 1 1/4"				TUBES : 1 1/4" PAS = 1 9/16"			
		nombre de passes				nombre de passes				nombre de passes			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14						
10	25,4	52	40	36		32	26	24		12	10		
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33,7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43,9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63,5	394	370	358	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99,0	1 024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

b. Disposition des tubes en triangle

DIAMÈTRE CALANDRE		TUBES : 3/4" PAS = 15/16"				TUBES : 3/4" PAS = 1"				TUBES : 1" PAS = 1 1/4"			
		nombre de passes				nombre de passes				nombre de passes			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1 068	1 004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1 200	1 144	1 104	1 072	1 044	1 012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1 330	1 258	1 248	1 212	1 176	1 128	1 100	1 078	736	700	688	672

RÉFÉRENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] <https://www.ceguide.org/Strategies-and-examples/Dispose/Energy-recovery>
- [2] <https://www.factoryfuture.fr/fonctionnement-echangeur-tubulaire/>
- [3] BCS, Incorporated, Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, Mars 2008.
- [4] Formation, Efficacité énergétique dans l'industrie, 21-25 Février 2017.
- [5] Z.Minville, N.Caney, P.Clement, P.Bandelier, P.Marty, J.Antonie Gruss et C.Roussel. Description des échangeurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516].
- [6] <https://www.echosciences-grenoble.fr/articles/xxx>
- [7] <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/echangeur-thermique-fonctionnement-types-et-efficacite>
- [8] <https://energie.wallonie.be/fr/differents-types-d-echangeurs-de-chaleurs.html?IDC=8049&IDD=97759>
- [9] Gil, L. and C. Moiteiro, Cork” w “Ullmann’s Encyclopedia of Chemical Technology”. 2003, WileyVCH Verlag, Germany.
- [10] Costa, A., H. Pereira, and A. Oliveira, Variability of radial growth in cork oak adult trees under cork production. Forest ecology and Management, 2003. 175(1-3) : p. 239-246.
- [11] <https://jardinage.lemonde.fr/dossier-3743-chene-liege.htmlv>
- [12] AOUADI, H., La relance du chêne-liège dans le Plan national de reboisement en Algérie. Forêt méditerranéenne, 2010.
- [13] BEN AMIROCHE S., CHOUIAL M., Cartographie et description des peuplements porte-graines de chêne liège (*Quercus suber* L.) dans les wilayas de Jijel, Mila et Bejaia (Nord-est algérien), Station régionale de recherche forestière de Jijel Oued kissir El Aouana- Jijel-Algérie.
- [14] Liège expansé – vrac, Oikos : la maison, son Environnement. Fiche 6, 2010.
- [15] Isocor, Aglomerados de Cortica, Av. António Augusto de Aguiar, 17 - 3º Esq.
1050 -0012 Lisboa - PORTUGAL
- [16] Sadik & Kakaç. Heat exchangers. Selection, rating, and thermal design. CRC Press. 2013.
- [17] BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP. 2014.
- [18] https://www.azprocede.fr/Schema_GC/picture.php?/248/category/15

- [19] Pierre TRAMBOUZE. Raffinage du pétrole. Tome 4. Matériels et équipements. Editions TECHNIP. 1999.
- [20] K. THULUKKANAM. Heat exchanger design handbook. Second edition. CRC Press. 2013.
- [21] <https://www.daexima.com/produits-en-titane/plaque-tubulaire/>
- [22] RAMESH K. SHAH and DUSAN. Fundamentals of heat exchanger design. JOHN WILEY & SONS, INC. 2003.
- [23] Eduardo Cao. Heat transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [24] https://www.azprocede.fr/Cours_GC/echangeur_chicanes.html
- [25] Mémoire-Amine A. Nehari- Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques, université de Tlemcen - département de physique (2011)
- [26] IFP Training. Ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technologie et utilisation des échangeurs. D2-1/B. 2005.
- [27] Xsteam For MATLAB
- [28] Airprop2 For MATLAB
- [29] J.M.Smith, H.C.Van Ness, M.M.Abbott, Introduction to chemical engineering thermodynamics, McGraw-Hill, 1996.
- [30] John Wiley, Introduction to Heat Transfer, F. Incropera & D Dewitt 2ed & Sons (1985)
- [31] https://www.frankel.fr/info/inox-avantages/w/additional_info_211_edelstahl_vorteile/
- [32] [https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/Ouvrages/Padet Ech Thermiques/Chapitres%206.pdf](https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/Ouvrages/Padet_Ech_Thermiques/Chapitres%206.pdf)
- [33] Eduardo Cao. Heat transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [34] J. P. HOLMAN. Heat transfer. Tenth Edition. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [35] D. Q. Kern. Heat transfer process. The McGraw-Hill Companies, Inc. 1983
- [36] <https://www.arunmujumdar.com/> (Consulté le 03/06/2022).

[37] GONG Z-X., Software for Design and Analysis of Drying Systems.

Résumé

Ce travail propose d'améliorer le fonctionnement et les performances de l'unité de séchage de liège en granulé de l'entreprise JLE au moyen d'un échangeur récupérateur de chaleur à faisceau à tubes et calandre dans le but d'éliminer les batteries de chauffage d'air à l'entrée de l'unité de séchage et par conséquent réduire la consommation énergétique.

Une étude préliminaire a été réalisée pour le dimensionnement de l'échangeur afin d'étudier les influences des paramètres géométriques (Nt , Di et B) et thermiques (mf , mc) sur la température de sortie d'air. La combinaison des effets des différents paramètres, en utilisant le plan d'expérience factoriel complet, a permis d'opter pour des meilleures caractéristiques de construction de l'échangeur voulu.

Les performances thermiques obtenues avec l'échangeur dimensionnés ont été comparées à celle obtenue par simulation par logiciel simprosys.

Mots clés : Échangeur de chaleur tubes et calandre , performance , plan d'expérience factoriel complet , simprosys .

الملخص

عن طريق مبادل حراري مع حزمة JLE يقترح هذا العمل تحسين تشغيل وأداء وحدة تجفيف الفلين الحبيبي التابع لشركة أجريت أنبوب وتقويم بهدف القضاء على بطاريات تسخين الهواء إلى دخول الوحدة التجفيف وبالتالي تقليل استهلاك الطاقة على درجة حرارة (mf , mc) والحرارية (Nt , Di and B) دراسة أولية لتحجيم المبادل لدراسة تأثير العوامل الهندسية الهواء الخارج. سمح الجمع بين تأثيرات المعلمات المختلفة ، باستخدام التصميم الشامل للتجربة ، باختيار أفضل خصائص البناء للمبادل المطلوب.

تمت مقارنة الأداء الحراري الذي تم الحصول عليه باستخدام المبادل ذي الأبعاد مع الأداء الذي تم الحصول عليه عن simprosys طريق المحاكاة باستخدام برنامج.

الكلمات المفتاحية: المبادل الحراري الأنبوبي والصدفي ، الأداء ، تصميم العوامل الكاملة ، سيمبروسيس

Abstract

This work proposes to improve the operation and the performances of the unit of drying of granulated cork of the company JLE by means of a heat exchanger with tube bundle and calender with the aim of eliminating the batteries of heating of air to the entry of the unit of drying and consequently to reduce the energy consumption.

A preliminary study was carried out for the sizing of the exchanger in order to study the influences of the geometrical (Nt , Di and B) and thermal (mf , mc) parameters on the air outlet temperature. The combination of the effects of the different parameters, using the complete factorial design of experiment, allowed to opt for the best construction characteristics of the desired exchanger.

The thermal performances obtained with the dimensioned exchanger were compared to the one obtained by simulation with simprosys software.

Key words: Tube and shell heat exchanger, performance, full factorial design, simprosys.
