

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



**UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE**

Mémoire de fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master
En : Génie Mécanique
Option : Energétique

Thème :

Maintenance, mise en marche et expérimentation d'un banc
d'essai pédagogique d'échangeur de chaleur

Promoteur :

DR. Salhi Merouane

CO-Promoteur :

DR.Ketfi Omar

Réalisé par :

Mehdid Abderaouf

Rachi Mohamed Haitem

Lazaref Rachid

Promotion : 2023



Remerciements

Avant tout, notre remerciements vont à ALLAH le tout puissant, pour le courage qu'il nous a donné et la force pour mener ce travail jusqu'à la fin.

Tout d'abord, nous tenons à adresser nos sincères remerciements et tout le respect de la vertu à la personne qui nous a encadrés, Dr. Marouane Salhi, Ketfi Omar. Nous tenons à les remercier pour leur accueil, leur aide, leur gentillesse et leur disponibilité tout au long de ce travail.

Ces conseils constructifs sont précieux.

Nous voulons exprimer par ces quelques lignes de remerciements notre gratitude envers tous ceux en qui par leur présence, leur soutien leur disponibilité et leurs Conseils, nous avons eu courage d'accomplir ce projet.

Enfin, nous ne pouvons terminer cette thèse sans exprimer notre gratitude à tous les enseignants du Département de Génie Mécanique de l'Université de Blida pour leur dévouement et leur aide tout au long de nos études de premier cycle.





Dédicaces

J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme.

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde qui m'ont appris les grandes valeurs et le sens de l'humanité que dieu les protège.

A mes chers amis pour leurs encouragements, leur confiance et leur Soutien moral.

A toute la famille Lazaref

A toute la promotion Mécanique 2023 Atous

ceux qui me sont chers

R.Lazaref





Dédicaces

J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme.

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde qui m'ont appris les grandes valeurs et le sens de l'humanité que dieu les protèges.

A mes chers amis pour leurs encouragements, leur confiance et leur Soutien moral.

A toute la famille Rachi

A toute la promotion Mécanique 2023 A

tous ceux qui me sont chers

H.Rachi





Dédicaces

J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme.

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde qui m'ont appris les grandes valeurs et le sens de l'humanité que dieu les protège.

A mes chers amis pour leurs encouragements, leur confiance et leur Soutien moral.

A toute la famille Mehdid

A toute la promotion électromécanique 2023

A tous ceux qui me sont chers

A. Mehdid



Résumé

L'importance de la maintenance réside dans l'augmentation de la durée de vie de l'équipement ainsi que son efficacité. Le but de ce travail est de remettre un échangeur de chaleur de type TE93 au travail et mise en marche, une description détaillée sur pour chaque étape de la maintenance de la diagnostique des pannes à la mise en marche. Les instruments de mesure ont été renouvelés et les pièces endommagées ont été refabriquées. Prendre en compte et suivre les procédures de sécurité, notamment dans les étapes de démontage, tournage, découpage électrique, assemblage et surtout au niveau de l'installation des circuit électrique, finalement, une série des expériences ete complété suivi d'une proposition de quelques travaux pratiques.

Mots clés: maintenance, entretien, échangeur de chaleur de type TE93, tranfert de chaleur, instruments de mesure, experimentation

ملخص

تكمّن أهمية الصيانة في زيادة عمر المعدات وكذلك كفاءتها. الغرض من هذا العمل هو إعادة المبادل الحراري من نوع TE93 إلى العمل وبدء التشغيل ، ووصف مفصل لكل مرحلة من مراحل الصيانة من تشخيص الأعطال إلى بدء التشغيل. تم تجديد أجهزة القياس وإعادة تصنيع الأجزاء التالفة. مراعاة ومتابعة إجراءات السلامة وخاصة في مراحل الفك والخراطة والقطع الكهربائي و الجمع وخاصة على مستوى تركيب الدائرة الكهربائية وأخيرا تم الانتهاء من سلسلة تجارب متنوعة باقتراح لبعض العملية العمل.

الكلمات المفتاحية: الصيانة ، الصيانة الدورية ، المبادل الحراري من نوع TE93 ، نقل الحرارة ، أجهزة القياس

، التجارب

Summary

The importance of maintenance lies in increasing the life of the equipment as well as its efficiency. The purpose of this work is to put a heat exchanger type TE93 back to work and start-up, a detailed description of each stage of maintenance from fault diagnosis to start-up. The measuring instruments were renewed and the damaged parts were remanufactured. Take into account and follow the safety procedures, in particular in the stages of dismantling, turning, electrical cutting, assembly and especially at the level of the installation of the electrical circuit, finally, a series of experiments has been completed followed by a proposal of a few practical works.

Key words: maintenance, upkeep, TE93 type heat exchanger, heat transfer, measuring instruments, experimentation.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
Chapitre I :	
I .1 Introduction :	3
I .2 Notions du Transfer de chaleur :	3
2 .1 Les modes de transfert de chaleur :	3
2 .2 Flux de chaleur :	5
2 .3 Flux de chaleur lié à un débit massique :	5
I .3 Les échangeurs de chaleur :	5
3 .1 Définition de l'échangeur de chaleur :	5
3 .2 Matériaux de construction :	6
3 .3 Critères de classement des échangeurs de chaleur :	6
I .4 Les échangeurs à plaques et joints :	12
4 .1 Distributions des fluides à l'intérieur des plaques :	13
I .5 Les échangeurs à tubes et calandre :	14
5 .1 Les différents types d'ailette des tubes :	16
5 .2 Les types des échangeurs à tubes :	17
5 .3 Échangeur à plaque tubulaires fixes	18
5 .4 Échangeur à tubes en U :	18
5 .5 Critères du choix de l'ordre de passage des fluides :	19
5 .6 Échangeurs de type TEMA :	20
5 .7 Recommandations du TEMA :	21
I .6 Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur :	22
6 .1 Encrassement :	23
6 .2 Types d'encrassement :	23
6 .3 Encrassement particulaire :	23
6 .4 Corrosion :	23
6 .5 Entartrage :	24
6 .6 Encrassement biologique :	24
6 .7 Encrassement par réaction chimique :	24
6 .8 Encrassement par solidification :	24
6 .9 Impact de l'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :	25
6 .10 Coefficient d'excès de surface C_s :	26
6 .11 Valeurs recommandées de C_s :	26
6 .12 Les paramètres influençant l'encrassement :	27
6 .13 Prévention de l'encrassement :	27
6 .14 Les vibrations :	28
6 .15 La maintenance des échangeurs :	29
I .7 Évaluation des performances d'un échangeur :	29
7 .1 Évaluation par la méthode DTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne) :	29
7 .2 Évaluation par la méthode NUT :	30
I .8 Conclusion :	30
Chapitre II :	
II . 1. Introduction :	31
II . 2. Conduction :	31

2. 1 Loi de Fourier :	31
2. 2 Résistance thermique :	32
II. 3. Convection :	34
3. 1 Calcul du coefficient d'échange par convection :	34
3. 2 Convection forcée :	35
3. 3 Convection naturelle :	36
II. 4. Le transfert de chaleur par rayonnement :	36
II. 5. La relations entre échangeur de chaleur et transfert de chaleur :	37
II. 6. Application sur les échangeurs :	37
6. 1 Le coefficient du transfert thermique global U :	37
6. 2 Effet de l'encrassement : (fouling).....	38
6. 3 Application sur les échangeurs de chaleur :	38
6. 4 Méthode DTLMTD :	40
6. 5 Méthode ϵ -NTU Efficacité –NTU :	43
II. 7. Fuseaux des tubes :	43

Chapitre III :

III.1 Généralités sur la maintenance :	53
1.1 Introduction :	53
1.2 Les objectifs de la maintenance :	53
1.3 Les différents types de la maintenance :	54
III.2 Les outils de gestion de la maintenance.....	55
2.1 Le diagramme PARETO Définition :	55
2.2 Méthode AMDEC :	55
2.2.1 Décomposition fonctionnelle du système étudié.....	57
2.2.2 Analyse AMDEC du système :	58
III.3 Maintenance de l'échangeur TE93.....	64
3.1 Introduction :	64
3.2 Description :	65
3.3 Installation et assemblage	72
3.4 Entretien :	74
3.5 Démontage totale de l'appareil.....	76
3.6 Évaluation des dommages et maintenance :	77
3.6.1 Moteur :	77
3.6.2 Les capteurs :	79
3.6.3 Le tube chauffant :	79
3.6.4 Le monomètre incline et en U :	81
3.6.5Entrée d'air et canalisation de la soufflerie :	82
3.6.6Le Mécanisme Pitot :	83
3.6.7Maintenance et mis en marche des instruments de mesure :	84
3.7Conclusion :	86

Chapitre IV :

IV .1 DESCRIPTION GÉNÉRALE :	87
IV .2 DIMENSIONS NOMINALES:	89
IV .3 CONTEXTE THÉORIQUE:	89
IV .4 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX:	92

IV .5 PROCÉDURE D'ESSAI:	96
IV .6 INSTALLATION:	97
IV .7 Proposition des travaux pratiques:	104
7 .1 Expérience 1 - Pressions, Vitesse et étalonnage des soupapes d'air :	104
7 .1 .1 Méthode 1 - Toutes les tiges montées :	104
7 .1 .2 Méthode 2 - Une tige montée :	105
7 .1 .3 Analyse des résultats :	106
7 .1 .4 Calcul de la vitesse moyenne à travers les tiges :	107
7 .1 .5 Actions :	107
7 .1 .6 Résultats attendus de l'Expérience 1 :	109
7 .2 Expérience 2 - Étude de la vitesse de refroidissement :	111
7 .2 .1 Méthode 1 - Toutes les tiges montées :	111
7 .2 .2 Méthode 2 - Une tige montée :	112
7 .2 .3 Analyse des résultats :	114
7 .2 .4 Actions :	114
7 .2 .5 Résultats attendus de l'Expérience 2 :	116
7 .3 Expérience 3 - Profil de vitesse :	118
7 .3 .1 Method :	118
7 .3 .2 Analyses des résultats :	122
7 .3 .3 Résultats attendus de l'Expérience 3 :	123
7 .4 Calculs sans dimension :	123
7 .4 .1 Actions :	124
7 .5 Résultats :	125
7 .5 .1 Résultats attendus de la Calculs sans dimension :	126
Conclusion Générale :	128
Références bibliographiques :	130

Liste des figures

Chapitre I :

Figure. I .1 : Schéma du transfert de chaleur par conduction.....	4
Figure. I .2 : Schéma du transfert de chaleur radiatif.....	4
Figure. I .3 : Schéma du transfert de chaleur convectif.....	4
Figure. I .4 : Différents modes de circulation des fluides.....	8
Figure. I .5 : Différents types d'échangeurs tubulaires.....	9
Figure. I .6 : Echangeurs spirales.....	10
Figure. I .7 : Echangeurs à plaques soudées (partiellement ou totalement)	10
Figure. I .8 : Echangeur à plaques brasées.....	11
Figure. I .9 : Echangeurs à plaques et joints.....	11
Figure. I .10 : Les différents types d'ailetage des plaques.....	11
Figure. I .11 : Les principaux composants échangeur à plaques et joints.....	12
Figure. I .12 : Plaques à surface secondaire.....	13
Figure. I .13. a : les différentes distributions des fluides à l'intérieur des plaques.....	13
Figure. I.13. b : les différentes distributions des fluides à l'intérieur des plaques.....	14
Figure. I.14 : Echangeur à tubes et calandre.....	14
Figure. I .15 : Plaque tubulaire.....	15
Figure. I .16 : Disposition des tubes.....	15
Figure. I .17 : Autre différent type d'ailettes.....	16
Figure. I .18 : les types de chicanage	17
Figure. I .19 : Échangeur à tête flottante.....	18
Figure. I .20 : Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	18
Figure. I .21 : Échangeur à tube en U.....	19
Figure. I 22 : Echangeur propre (à droite) et échangeur sale (à gauche)	23
Figure. I .23 : Déformation de la tôle extérieure d'un échangeur de chaleur.....	28

Chapitre II :

Figure II.1 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan.....	32
Figure II.2 : Schématisation du mur monocouche.....	32
Figure II.3 : Schématisation du mur multicouches.....	33
Figure II.4 : Gradient thermique dans la couche laminaire.....	34
Figure II.5 : deux fluides ayant même m et C_p	39
Figure II.6 : Condensation.....	39

Figure II.7 : vaporisation.....	39
Figure II.8 : Démonstration pour deux fluides co-courants.....	40
Figure II.9 : Echangeurs co-courants.....	40
Figure II.10 : Echangeurs contre courants.....	41
Figure II.11 : Schéma d'un banc de tubes en écoulement transversal.....	44
Figure II.12 : Dispositions de tubes dans une rangée, (a) Alignés. (b) En quinconce....	45
Figure II.13 : conditions d'écoulement pour (a) alignés et (b) tubes décalés.....	49
Figure II.14 : facteur de frottement f et facteur de correction X . Disposition du faisceau de tube en ligne.....	52
Figure II.15 : facteur de frottement f et facteur de correction X . Disposition en faisceau tubulaire en quinconce.....	52
Chapitre III :	
Figure III.1 : Décomposition fonctionnelle d'un système.....	57
Figure III. 2 : Analyse AMDEC du système.....	58
Figure III.3 : Les différents modes génériques de défaillance.....	59
Figure III.4 : Les différents domaines de causes de défaillances.....	60
Figure III.5 : L'appareil TE9.....	64
Figure III.6: La section de travail.....	67
Figure III..7 : La tige chauffante.....	68
Figure III.8: Ajustez les adaptateurs de tube aux extrémités de la tuyauterie Afin qu'ils s'insèrent dans les orifices de pression.....	69
Figure III.9: La section de travail en état finale.....	69
Figure III.10: prototype cylindrique rotatif.....	70
Figure III.11: Échangeur de chaleur à flux croisés TE93.....	73
Figure III.12: Emplacement des disjoncteurs.....	75
Figure III.13 : Photos montrant le processus de démontage.....	77
Figure III.14.: Le moteur et ses accessoires.....	78
Figure III.15: Le circuit et la boîte électrique.....	78
Figure III.16. : fabrication du tube chauffant.....	80
Figure.III.17 : Coupe transversale et dimensions du tube chauffant.....	80
Figure III.18.: Le tube chauffant et ses accessoires.....	81
Figure.III.19. : Le monomètre incliné.....	81
Figure.III.20. : Le monomètre de forme U.....	82

Figure.III.21. : Les liquides colorants.....	82
Figure.III.22 : Le filtre d'entrée d'air.....	83
Figure.III.23 : Les redresseurs d'écoulement.....	83
Figure.III.24 : Le nouveau thermocouple de type K.....	83
Figure.III.25 : Le Mécanisme Pitot.....	84
Figure.III.26. : Le monomètre différentielle.....	84
Figure.III.27. : Le potentiomètre.....	85
Figure.III.28. : l'enregistreur de données.....	85
Figure.III.29 : Etat finale de l'échangeur de chaleur.....	85
Chapitre IV :	
Figure IV.1: Échangeur de chaleur à flux croisé.....	98
Figure IV.2: Dimensions de la section de travail.....	98
Figure. 3 : Variation de la différence logarithmique de la température en fonction du temps (régime transitoire)	100
Figure. 4 : Variation du potentiel électrique mesuré par le thermo couple en fonction du temps.....	100
Figure. 5 : Courbe de refroidissement, élément de la première rangée.....	101
Figure. 6 : Relation entre la charge dynamique en amont Et la chute de pression à travers le fuseau.....	101
Figure IV.7 : Relation entre le nombre de Nusselt et de Reynolds pour l'écoulement devant le fuseau.....	102
Figure IV.8: Relation entre le nombre de Nusselt et de Reynolds pour l'écoulement devant un cylindre isolé.....	103
Figure IV.9 : Distribution de vitesse en aval du fuseau.....	103
Figure IV.10: Méthode 2 - Placer une tige au centre de la colonne 1.....	105
Figure IV.11: Ajuster toutes les tiges et ajuster la tige chauffée à la position centrée en amont.....	112
Figure IV.12: Raccords de tuyauterie pour l'expérience de profil de Vitesse.....	115
Figure IV.13: Faites glisser délicatement la sonde de Pitot vers le bas de la section de travail.....	119
Figure IV.14: Profil de vitesse de l'échangeur de chaleur à flux croisé.....	123

Liste des Tableau

Chapitre I :

Tableau.I.1 : Limites acceptables de Cs	26
Tableau.I.2 : Actions envisageable pour limiter l'encrassement dans les échangeurs.....	28

Chapitre II :

Tableau II.1 : abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur.....	42
Tableau II.2 : Constantes des équations (II.37) et (II.39) pour le débit d'air sur un banque de tubes de 10 rangées ou plus.....	46
Tableau II.3 : Facteur de correction C2 de l'équation (II.40) pour $NL < 10$	47
Tableau II.4 : Constantes de l'équation (II.44) pour le banc de tubes en courante croisé.....	48
Tableau II.5 : Facteur de correction C2 de l'équation (II.45) pour $N_L 20 (Re_{D,max} \geq 10^3)$	48

Chapitre III :

Tableau III.1: Grille de cotation « Gravité »	61
Tableau III.2 : Grille de cotation « Fréquence »	61
Tableau III.3: Grille de cotation « Non-détection »	62

Chapitre IV :

Tableau IV.1 : les messages enregistrés de l'expérience 1.....	93
Tableau IV.2 : Les mesures obtenues pour TE93.....	95
Tableau IV.3: Tableau des résultats vierges.....	106
Tableau IV.4: Tableau des résultats vierges.....	113
Tableau IV.5: Tableau des résultats vierges.....	120
Tableau IV.6: Résultats sans dimension.....	124
Tableau IV.7: Courbes théoriques.....	125

Liste des figures Graphique

Graphique IV.1: Pression d'entrée contre la perte de charge sur toutes les tiges.....	109
Graphique IV.2: Pression d'entrée contre la perte de charge à travers une tige.....	110
Graphique IV.3: Courbe de refroidissement pour une tige avec un débit d'air de 100%.....	116
Graphique IV.4: Courbe de refroidissement pour toutes les tiges, tige chauffée dans la colonne 1, avec un débit d'air de 100 %.....	117
Graphique IV.5: Courbe de refroidissement pour toutes les tiges, tige chauffée dans La Colonne 4, avec débit d'air à 100 %.....	117
Graphique IV.6: Courbe sans dimension pour toutes les tiges, tige chauffée dans la colonne 1.....	126
Graphique IV.7: Courbe sans dimension pour une tige.....	127

Nomenclature

φ : Flux de chaleur transmis [W]

λ : Conductivité thermique du milieu [$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$]

x : Variable d'espace dans la direction du flux [m]

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2]

σ : Constante de Stefan Boltzmann [$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$]

ϵ_p : Facteur d'émission de la surface

T_p : Température de la surface [K]

T_∞ : Température du milieu environnant la surface [K]

S : Aire de la surface [m^2]

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide [$^\circ\text{C}$]

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide [$^\circ\text{C}$]

S : Aire de la surface de contact solide/fluide [m^2]

S : L'aire de la surface [m^2]

Q : La quantité de chaleur échangée [W]

t : Unité de temps [s]

φ_e : Flux de chaleur entrant dans le système [W]

\dot{m} : Débit massique [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

C_p : Chaleur spécifique [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$]

d : Diamètre de l'élément [m]

l : Longueur de l'élément [m]

l_1 : Longueur effective de l'élément [m]

A : Surface de l'élément [m^2]

A_1 : Surface effective de l'élément [m^2]

m : Masse de l'élément [kg]

c : Chaleur spécifique de l'élément en cuivre (= 380) [$\text{J/kg } ^\circ\text{C}$]

P_A : Pression atmosphérique [N/m^2]

T_A : Température de l'air [$^{\circ}K$]

H_1 : Tête de vitesse, en amont [cmH_2O]

H_2 : Hauteur de vitesse, en aval de l'élément [cmH_2O]

H_3 : Chute de pression statique à travers l'élément [cmH_2O]

V_1 : Vitesse en amont de la section de travail [m/s]

V : Vitesse moyenne au-delà de l'élément [m/s]

V_2 : Vitesse en aval de l'élément [m/s]

ρ : Densité de l'air [kg/m^3]

c_p : Chaleur spécifique de l'air à pression constante [$J/kg \text{ }^{\circ}C$]

u : Viscosité de l'air [kg/ms]

k : Conductivité thermique de l'air [$J/ms \text{ }^{\circ}C$]

T : Température de l'élément [$^{\circ}K$]

\dot{q} : Taux de transfert de chaleur à l'air [J/s]

h : Coefficient de transfert de chaleur $J/m^2 \text{ s } [^{\circ}K]$

S : est la surface au travers de laquelle le transfert se fait en [m^2],

U_m : vitesse moyenne du fluide [$W \text{ m}^{-2} \text{ K}$],

ρ : masse volumique du fluide [$Kg \text{ m}^{-3}$],

C_p : chaleur spécifique du fluide [$J \text{ Kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$],

μ : viscosité dynamique du fluide [$Pa \text{ s}$],

λ : conductivité thermique du fluide [$W \text{ m}^{-1} \text{ K}^{-1}$],

D : dimension caractéristique de la surface d'échange [m].

R_f : facteur d'encrassement [$m^2 \cdot C^0 / w$]

INTRODUCTION

L'échangeur de chaleur est un composant essentiel dans de nombreux processus industriels et systèmes de chauffage/refroidissement. Il permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre, améliorant ainsi l'efficacité énergétique et contribuant aux économies d'énergie.

Dans le cadre de travail, nous nous pencherons sur l'échangeur de chaleur modèle TE93, un équipement largement utilisé pour les besoins pédagogiques et de recherche pour ses performances et sa fiabilité. La maintenance régulière et la mise en marche appropriée de cet échangeur de chaleur sont cruciales pour assurer son bon fonctionnement et prolonger sa durée de vie.

La maintenance d'un échangeur de chaleur modèle TE93 comprend une série d'activités qui visent à prévenir les pannes, à détecter les problèmes potentiels et à maintenir les performances optimales de l'équipement. Cela peut inclure des tâches telles que le nettoyage régulier des surfaces d'échange, le remplacement des joints d'étanchéité, l'inspection des connexions et des tubes, ainsi que la vérification des pressions et des débits.

Une maintenance appropriée permet de minimiser les risques de corrosion, d'encrassement ou de fuites, ce qui pourrait entraîner une diminution de l'efficacité de l'échangeur de chaleur. De plus, elle contribue à assurer la sécurité des opérations en détectant et en corrigeant les problèmes potentiels avant qu'ils ne se transforment en pannes majeures.

La mise en marche d'un échangeur de chaleur modèle TE93 nécessite une attention particulière pour garantir son bon fonctionnement dès le début. Cela implique de suivre les procédures spécifiques du fabricant, de vérifier les raccordements électriques, de remplir correctement les fluides de travail et de procéder à des essais de pression pour s'assurer de l'étanchéité du système.

Une mise en marche correcte permet de minimiser les risques de dysfonctionnement ou de dommages à l'échangeur de chaleur dès le départ. De plus, elle permet d'optimiser les performances de l'équipement dès le début, évitant ainsi des problèmes potentiels à long terme.

En conclusion, la maintenance régulière et la mise en marche appropriée de l'échangeur de chaleur modèle TE93 sont essentielles pour garantir son bon fonctionnement, prolonger sa durée de vie et assurer l'efficacité énergétique de l'installation. En suivant les procédures recommandées par le fabricant et en effectuant des contrôles réguliers, les opérateurs peuvent maintenir la performance optimale de cet équipement critique et minimiser les temps d'arrêt non planifiés.

Le travail présenté est composé de 4 chapitres:

Dans le premier chapitre nous avons mentionné les généralités et les concepts de base concernant la conception des échangeurs de chaleur. Les notions générales sur les échangeurs de chaleurs.

Le deuxième chapitre sera consacré à certaine généralités et notion fondamentale et de base en transfert de chaleur, en suit un aperçu sur le transfert de chaleur dans les fuseaux des tubes.

Le troisième chapitre. Nous avons présenté la méthode les méthodes de la maintenance selon les normes internationales, a pour but de trouver les pannes, et réparez-les, ainsi que la mise en marche de l'équipement pédagogique.

Le quatrième chapitre présente les séries des testes, propositions des travaux pratiques et leurs résultats attendus.

Enfin on présente une conclusion générale sur le travail élaboré suivi par quelques propositions de quelques travaux de futurs.

CHAPITRE 01

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction :

Le transfert de chaleur est un élément essentiel de l'échange d'énergie en ingénierie. Ce chapitre sera organisé autour de trois questions :

- Qu'est-ce que le transfert thermique ?
- Qu'est-ce qu'un échangeur de chaleur ?
- Quels problèmes peuvent rencontrer un échangeur ?

I.2 Notions du Transfer de chaleur :

Le transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est défini comme une interaction énergétique résultant d'une différence de température entre ces deux corps. Il existe généralement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

2.1 Les modes de transfert de chaleur :

- **La conduction :**

La conduction thermique est le transfert de chaleur qui se produit à l'intérieur d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'effet d'une différence de température. Elle peut être réalisée selon deux mécanismes distincts : la transmission par les vibrations des atomes ou molécules, ainsi que la transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction est basée sur l'hypothèse de Fourier, selon laquelle la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de Température :

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

Ou sous forme algébrique :

$$\phi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.2})$$

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

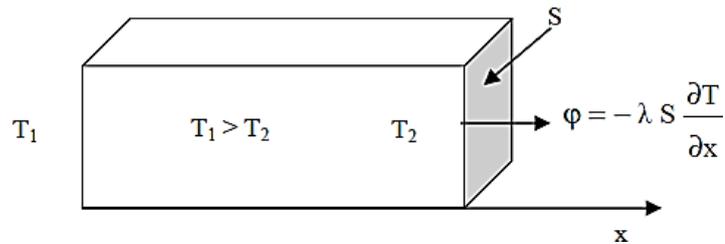


Figure. I.1 : Schéma du transfert de chaleur par conduction

- **Le rayonnement :**

Le rayonnement thermique est le transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces, même dans le vide. Lorsqu'on résout des problèmes de conduction thermique, il est important de tenir compte du rayonnement entre un solide et son environnement. Dans ce cas, la relation suivante s'applique :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p s (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.3)$$

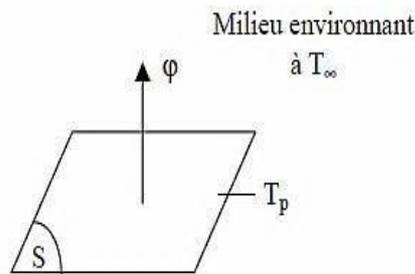


Figure. I.2 : Schéma du transfert de chaleur radiatif

- **La convection :**

La convection thermique est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, où l'énergie est transmise par le déplacement du fluide. Ce mode de transfert est régi par la loi de Newton.:

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (I.4)$$

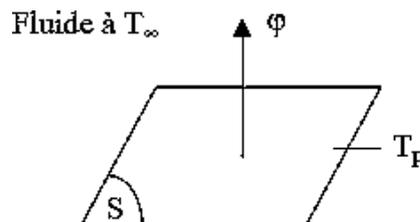


Figure. I.3 : Schéma du transfert de chaleur convectif

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

On distingue deux types de convection :

Convection naturelle : Dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité et de température.

Convection forcée : Où le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...).

❖ **Remarque :**

Le coefficient de transfert de chaleur par convection (h) dépend de plusieurs facteurs tels que la nature du fluide, sa température, sa vitesse ainsi que les caractéristiques géométriques de la surface de contact entre le solide et le fluide.

2.2 Flux de chaleur :

La chaleur se propage d'une zone chaude vers une zone froide, sous l'effet d'un gradient de température. La quantité de chaleur transférée par unité de temps et par unité de surface isotherme est appelée densité de flux de

Chaleur et est définie par la formule suivante :

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (I.5)$$

2.3 Flux de chaleur lié à un débit massique :

Lorsqu'un débit massique (\dot{m}) de matière entre dans un système à la température T_1 et sort à la température T_2 , on doit considérer un flux de chaleur entrant correspondant au bilan suivant :

$$\phi_e = \dot{m}c_p(T_1 - T_2) \quad (I.6)$$

I.3 Les échangeurs de chaleur :

3.1 Définition de l'échangeur de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un équipement permettant de transférer la chaleur entre deux fluides ou plus à des températures différentes. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases, c'est le cas des : condenseurs, évaporateurs, bouilleurs ou des tours de refroidissement.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides. On distingue deux modes de transferts mis en jeu lors le fonctionnement d'un échangeur de chaleur, sont :

- **Le transfert de chaleur :**

Dans le domaine des échangeurs de chaleur, la convection est le mode de transfert thermique le plus important et le plus difficile à estimer en raison de la variété des fluides impliqués. Le coefficient de convection dépend fortement du type de fluide utilisé, des vitesses impliquées et de la géométrie de l'échangeur.

Souvent, les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont négligées par rapport à la résistance convective globale des deux fluides.

- **Le transfert de masse :**

Le transfert de matière est un élément clé de l'analyse technique des échangeurs de chaleur. Il dépend des propriétés physiques des fluides circulant à l'intérieur et de la géométrie de l'échangeur. Il est caractérisé par des grandeurs adimensionnelles telles que le nombre de Reynolds, qui permet de déterminer le régime d'écoulement impliqué.

3.2 Matériaux de construction :

Il existe une variété de matériaux de construction pouvant être utilisés dans les échangeurs de chaleur, avec des niveaux de résistance à la corrosion et des coûts très différents, tels que l'acier carbone, l'acier inoxydable, le titane, le tantale et les matériaux plastiques. En général, l'utilisateur possède une connaissance plus approfondie des matériaux résistant le mieux aux fluides qu'il utilise est en mesure de trouver un compromis entre le coût d'achat et la durée de vie. Ainsi, c'est à lui de spécifier les matériaux qu'il préfère utiliser ou ceux qu'il souhaite éviter.

3.3 Critères de classement des échangeurs de chaleur :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux [1] :

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- **Type de contact :**
- **Échangeurs à contact direct :** Le schéma le plus basique consiste en un réservoir ou un tuyau où les deux fluides sont mélangés directement et atteignent une température finale identique
- **Échangeurs à contact indirect :** les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.
- **Classement suivant les types d'échange :**
- **Échangeur sans changement de phase :**
Les échangeurs de chaleur sans changement de phase sont des équipements dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans que ce dernier subisse un changement de phase.
- **Échangeur avec changement de phase :**

Le transfert de chaleur avec changement de phase peut être classé en trois cas différents :

- 1- Les échangeurs dans lesquels l'un des fluides se condense tandis que l'autre se vaporise, sont couramment utilisés dans les machines frigorifiques.
- 2- Les évaporateurs sont des échangeurs dans lesquels le fluide secondaire se vaporise en absorbant la chaleur du fluide primaire, qui ne subit pas de changement d'état.
- 3- Dans les condenseurs, le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, qui ne subit pas de changement d'état.

- **Classement suivant la disposition des écoulements :**

Les échangeurs à fluide séparé sont classés en deux catégories en fonction des modes de circulation des fluides.

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés »

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

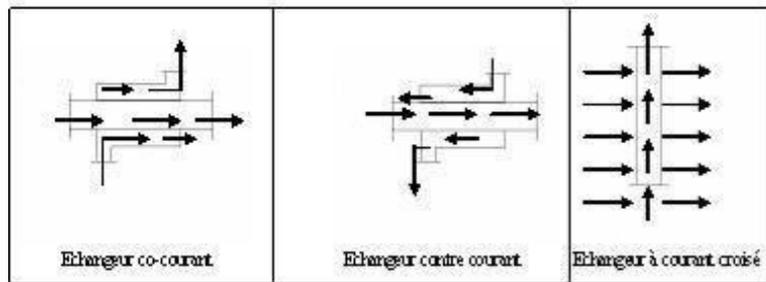


Figure. I.4 : Différents modes de circulation des fluides

- **Classement suivant la compacité de l'échangeur :**

La compacité d'un échangeur de chaleur est le rapport entre la surface d'échange de chaleur et le volume total de l'échangeur. Un échangeur est considéré comme compact lorsque sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Toutefois, cette valeur peut varier entre 500 et $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

- **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :**

Il existe deux types de parois couramment utilisées pour les échangeurs de chaleur :

- Les échangeurs métalliques, fabriqués à partir d'acier, de cuivre, d'aluminium ou de matériaux spéciaux tels que les superalliages, les métaux ou les alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques, fabriqués à partir de matériaux tels que le plastique, acéramique, le graphite, le verre, etc.

- **Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :**

Le fonctionnement des échangeurs de chaleur peut être classé en deux catégories en fonction de la présence ou non d'un stockage de chaleur : récupérateur ou régénérateur de chaleur.

- Dans un échangeur de chaleur en récupérateur, le transfert de chaleur a lieu sans stockage, en utilisant généralement un écoulement continu à deux ou un passage.
- Dans un échangeur de chaleur en régénérateur, le transfert de chaleur implique un stockage, avec un seul passage et un écoulement intermittent. La matrice de stockage peut être statique ou dynamique.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- **Classement technologique :**

Les types d'échangeurs les plus couramment utilisés comprennent :

- **Les échangeurs à tubes**, qui peuvent être monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.

Les échangeurs à tubes sont les plus populaires pour des raisons économiques. Ils se distinguent par le nombre de tubes et leur arrangement pour maximiser leur efficacité. Les trois catégories sont :

- **Les échangeurs monotubes (figure.I.5. A)**, où le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et généralement une forme de serpent.
- **Les échangeurs coaxiaux (figure.I.5. B)**, où les tubes sont souvent cintrés et le fluide chaud ou à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- **Les échangeurs multitubulaires**, qui se présentent sous quatre formes :
 - **Les échangeurs à tubes séparés (figure.I.5.c)**, où plusieurs tubes de petit diamètre sont placés à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant, maintenus écartés par des entretoises.
 - **Les échangeurs à tubes rapprochés (figure.I.5. d)**, où un ruban enroulé en spirale autour de certains des tubes est utilisé pour maintenir les tubes et permettre un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube. Les tubes sont en contact les uns avec les autres via les rubans.
 - **Les échangeurs à tubes ailettes (figure.I.5. E)**, où les tubes sont munis d'ailettes pour améliorer le coefficient d'échange thermique.
 - **Les échangeurs à tubes et calandre (figure.I.5. F)**, qui sont actuellement les plus couramment utilisés.

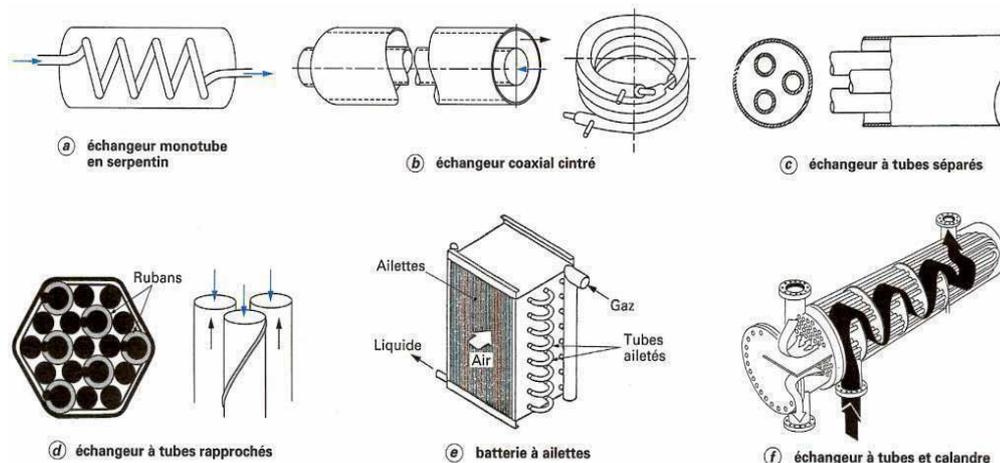


Figure. I .5 : Différents types d'échangeurs tubulaires

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- **Echangeurs à plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire :

Les échangeurs à plaques sont les plus performants sur le plan thermique et leur efficacité remarquable les rend largement utilisés pour de nombreuses applications. Ils se retrouvent dans différents secteurs industriels tels que l'industrie du froid et de la cryogénie, l'industrie chimique et pétrochimique, l'industrie pharmaceutique et l'industrie alimentaire. Leur technologie a connu une évolution notable, notamment dans la fabrication des plaques, le choix des matériaux et le mode d'assemblage. Bien que ces échangeurs aient été initialement conçus pour des fluides très propres, leur uniformité de circulation dans l'appareil et l'absence de zones mortes réduisent considérablement leur encrassement par rapport aux échangeurs tubulaires. De plus, leur nettoyage facile permet une utilisation avec des fluides plus encrassant.

- Les principaux types des échangeurs à plaques sont figurés ci-dessous :

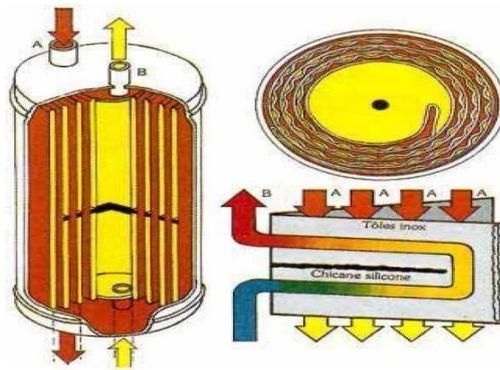


Figure. I .6 : Echangeurs spirales

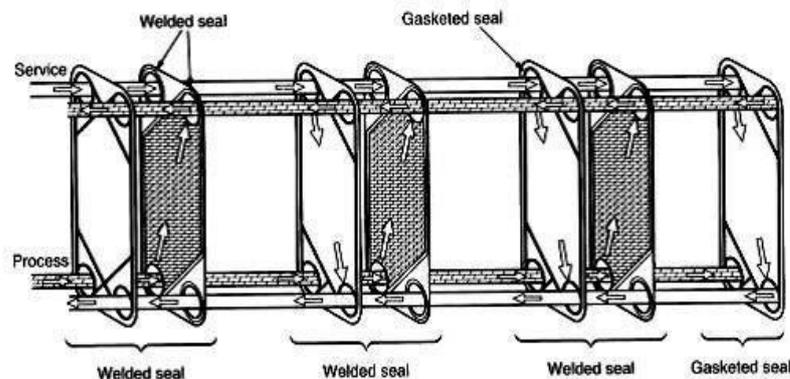


Figure. I .7 : Echangeurs à plaques soudées (partiellement ou totalement)

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

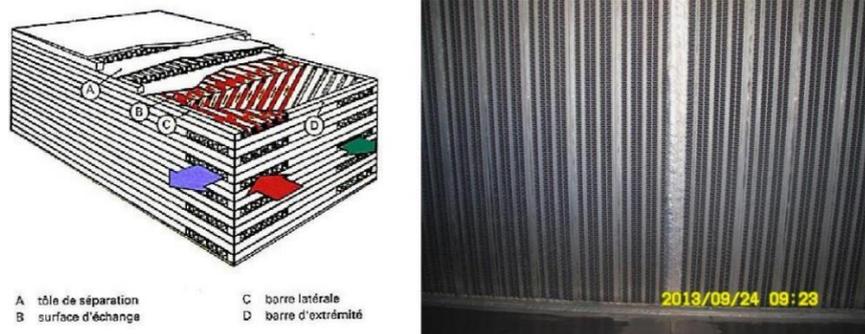


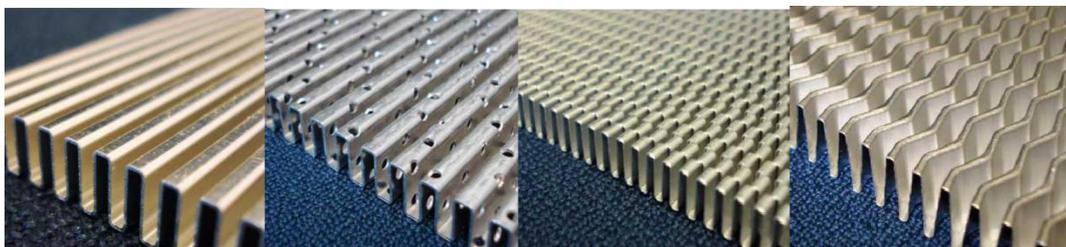
Figure. I .8 : Echangeur à plaques brasées
(Prise de vue des plaques de l'échangeur 15 MC-06- Complexe GLIK)



Figure. I .9 : Echangeurs à plaques et joints

- **Les différents types d'ailette des plaques :**

En pratique, pour augmenter la surface d'échange et améliorer le rendement de l'échange de chaleur, une surface est munie de plusieurs ailettes. Il existe plusieurs types d'ailettes qui peuvent être distinguées. [2]



Ailettes planes

Ailettes perforées

Ailettes serrées

Ailettes ondulées

Figure. I .10 : Les différents types d'ailette des plaques

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- Nous nous limitons à une description générale des échangeurs à plaques et joints et les échangeurs à tubes et calandre.

I.4 Les échangeurs à plaques et joints :

Sont couramment utilisés dans différents secteurs de l'industrie. Ils sont constitués d'un empilement de plaques métalliques embouties, qui servent de surfaces d'échange pour deux fluides ou plus. Les plaques sont placées dans un bâti constitué d'un flasque fixe et d'un flasque mobile, et sont serrées entre elles grâce à des tirants latéraux. Selon les configurations, les plaques peuvent être brasées ou soudées ensemble.

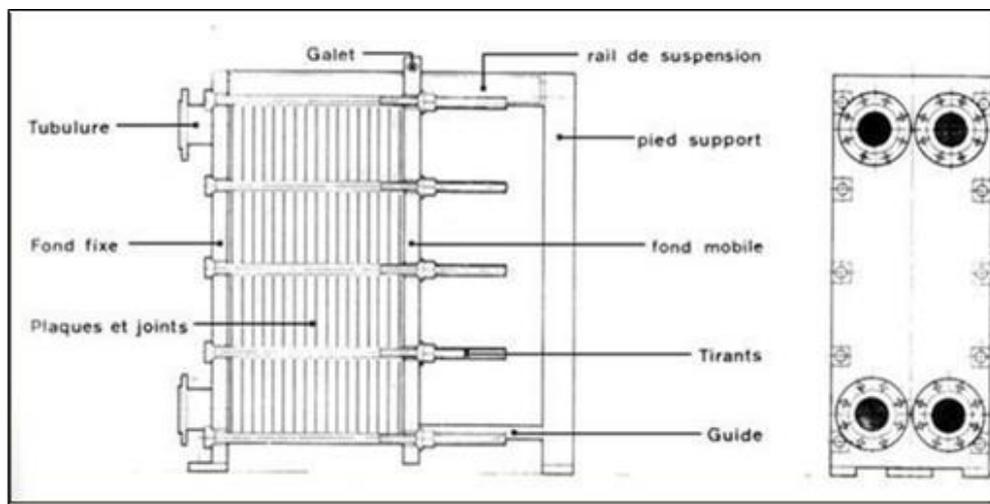


Figure. I.11 : Les principaux composants échangeur à plaques et joints

Le joint par plaque garantit l'étanchéité de l'échangeur et la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

Des cannelures droites ou en chevrons favorisent la turbulence des fluides, même pour les liquides visqueux, et assurent une bonne résistance à la pression en raison du grand nombre de contacts métal/métal. On distingue les échangeurs à surface primaire, qui sont les plus courants, des échangeurs à surface secondaire, dans lesquels des ailettes plissées ou ondulées sont ajoutées entre les plaques.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

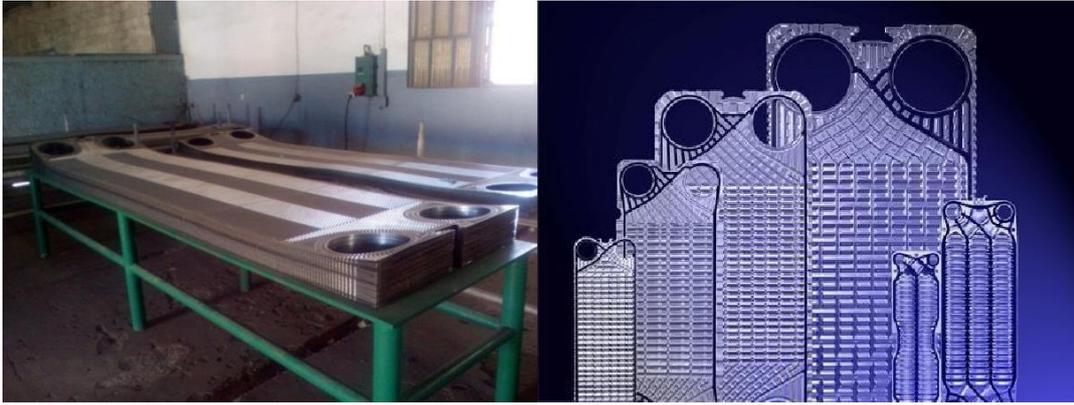


Figure. I .12 : Plaques à surface secondaire

Cependant, la résistance des joints limite le domaine d'application des échangeurs à plaques. On admet généralement une plage d'utilisation de 0 à 250 °C en température et une pression proche de 20 bars. L'utilisation de plaques soudées ou brasées permet d'augmenter le niveau de température et de pression par rapport aux échangeurs à plaques et joints (de -40 à 500 °C en température et jusqu'à 30 bars en pression).

L'efficacité thermique élevée et la capacité à ajuster le nombre de plaques pour répondre à une demande thermique variable font de ce type d'échangeur une solution de plus en plus courante dans l'industrie.

4.1 Distributions des fluides à l'intérieur des plaques :

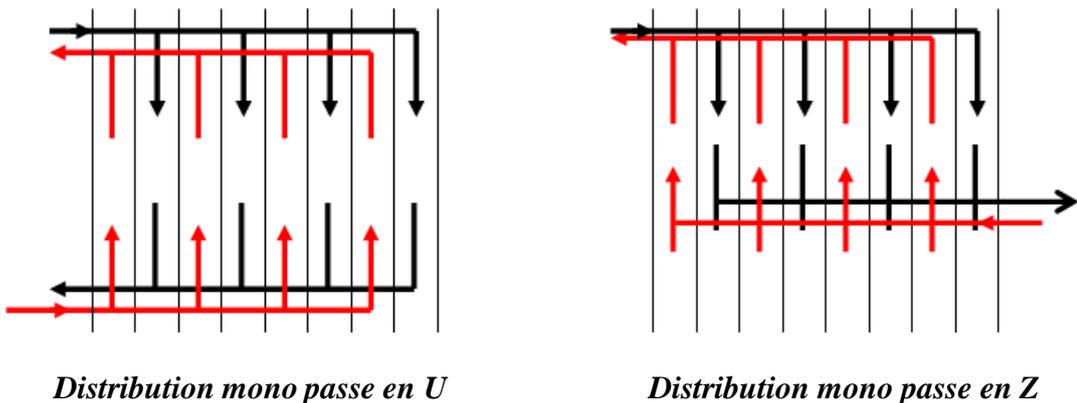
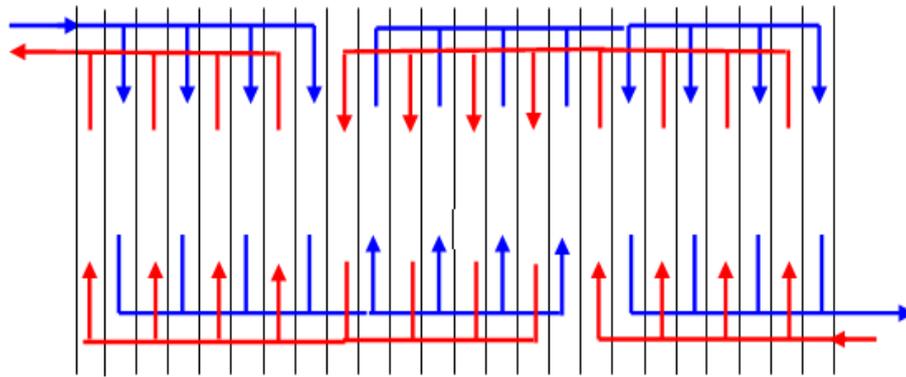


Figure. I .13. a : les différentes distributions des fluides à l'intérieur des plaques

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur



Distribution à trois passes sur chaque fluide

Fluide chaud

Fluide froid

Figure. I.13. b : les différentes distributions des fluides à l'intérieur des plaques [3]

I.5 Les échangeurs à tubes et calandre :

L'échangeur de chaleur sous forme de faisceau de tubes est disposé à l'intérieur d'une enveloppe appelée calandre, où l'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'extérieur, autour des tubes.

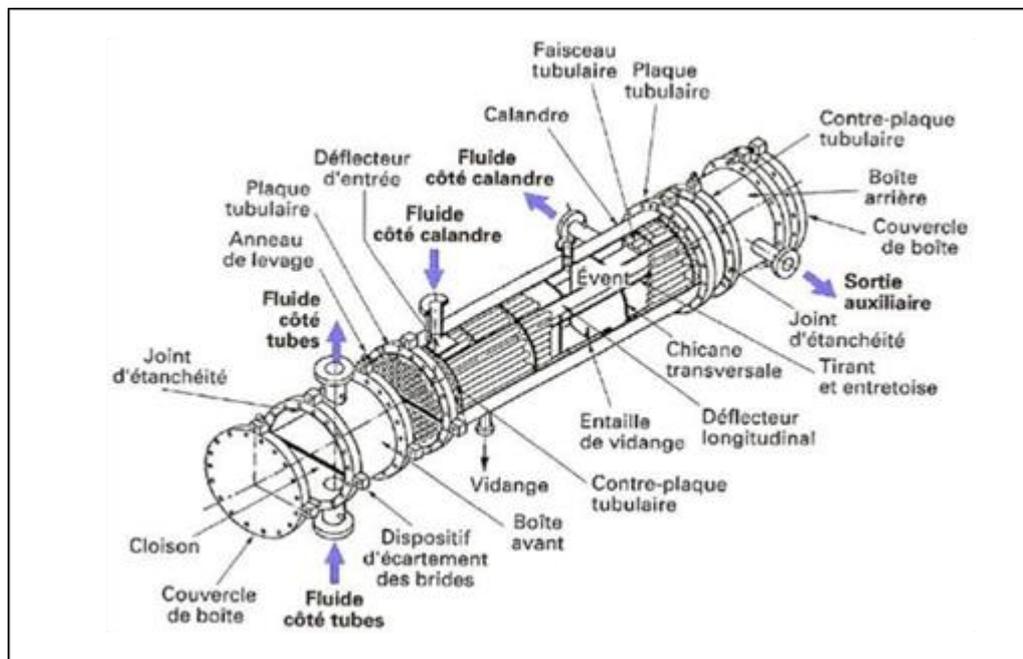


Figure. I.14 : Echangeur à tubes et calandre

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Les composants principaux d'un échangeur à tubes et calandre sont les suivants :

- **La boîte d'échangeur (ou distributeur)** : il s'agit de l'élément qui reçoit et distribue le fluide à l'extrémité du faisceau de tubes. Généralement, un échangeur est équipé de deux distributeurs, à l'exception des configurations de tubes en U ou en épingle.
- **La calandre (ou virole)** : c'est un cylindre qui contient le faisceau tubulaire.
- **Les plaques tubulaires** : ce sont des plaques percées qui supportent le faisceau tubulaire aux extrémités de la calandre. Leur épaisseur est calculée en tenant compte de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes, ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre. Les tubes sont fixés sur la plaque par dudgeon nage (une opération qui consiste à assembler par refoulement de matière l'extrémité d'un tube sur la plaque tubulaire), ou par soudure, ou par une combinaison des deux, la soudure assurant alors l'étanchéité.

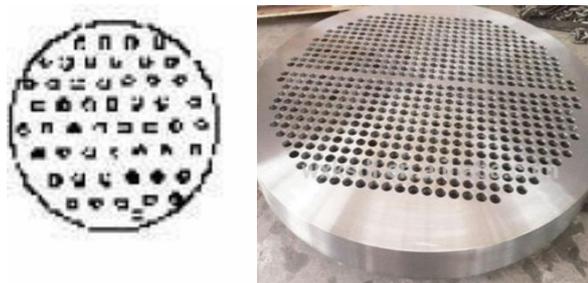


Figure. I .15 : Plaque tubulaire

- **Le faisceau tubulaire** : il est généralement constitué de tubes lisses ou ailetés normalisés, disposés selon deux configurations possibles : le pas carré et le pas triangulaire.

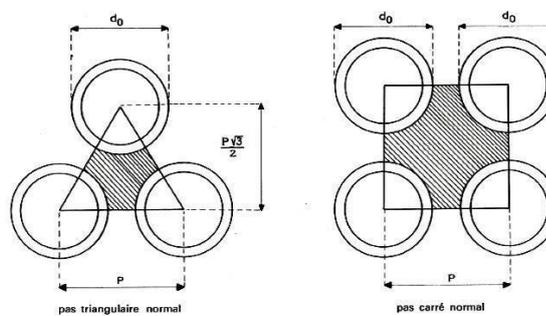
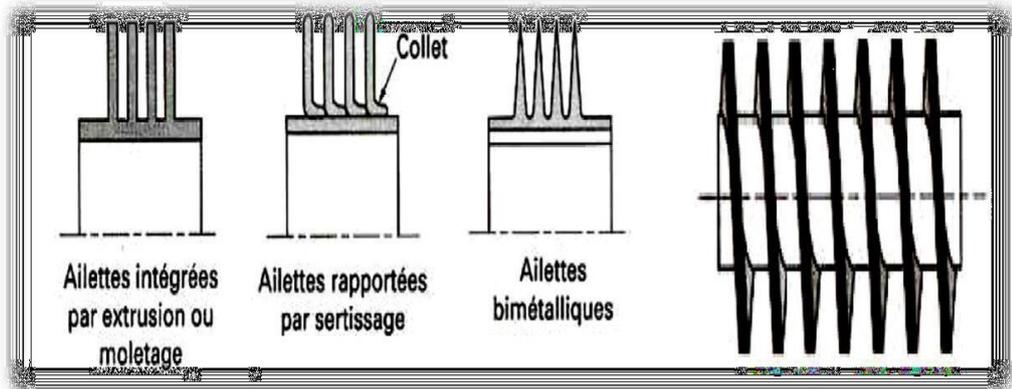


Figure. I .16 : Disposition des tubes

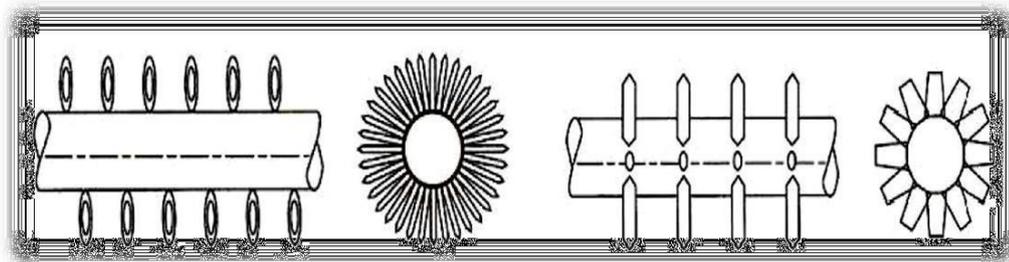
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

5.1 Les différents types d'ailettage des tubes :



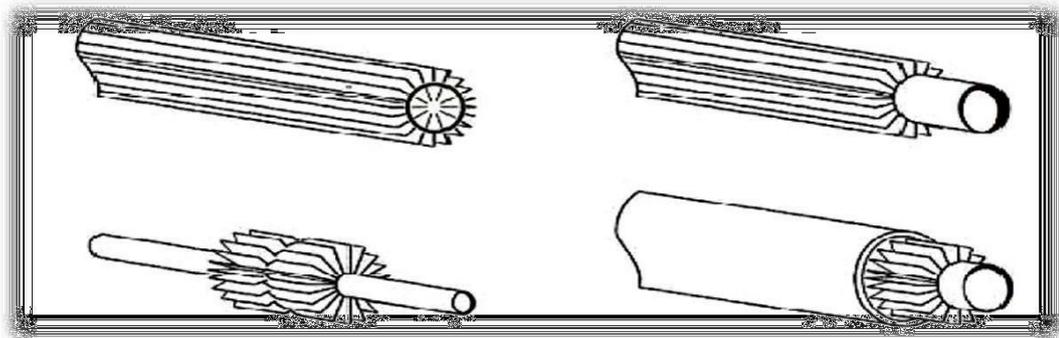
Ailettes annulaire

Ailettes spiral



Ailettes à fils préformés

Ailettes poinçonnées



Ailettes longitudinales

Figure. I.17 : Autre différent type d'ailettes [4]

- **Chicanes** : elles peuvent être horizontales ou transversales et ont pour rôle d'assurer la rigidité du faisceau de tubes et un bon brassage du fluide. En diminuant la vitesse d'écoulement du fluide, elles améliorent le coefficient d'échange. Cependant, il faut trouver un compromis entre ce coefficient et les Pertes de charge.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

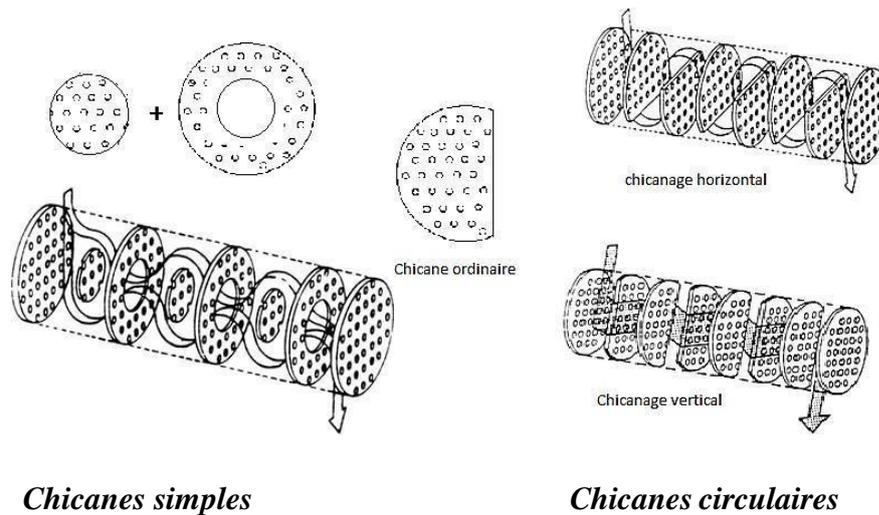


Figure. I .18 : les types de chicanage [5]

- **Tirants et entretoises** : ils assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau de tubes.
- **Détecteurs** : ils permettent d'orienter l'écoulement du fluide afin d'assurer une bonne distribution et protègent parfois le faisceau contre les impacts directs du fluide entrant (notamment dans le cas de vapeurs saturées).
- **Events et vidange** : pour concevoir un échangeur destiné au réchauffage ou au refroidissement d'un liquide, il est impératif de prévoir des piquages de vidange et d'évacuation d'air pour éliminer les poches de gaz qui pourraient dégrader les performances de l'échangeur.

5.2 Les types des échangeurs à tubes:

- **Echangeur de chaleur à tête flottante :**

Dans ce type d'échangeur, 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, supportant la boîte de retour, peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. [4]

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

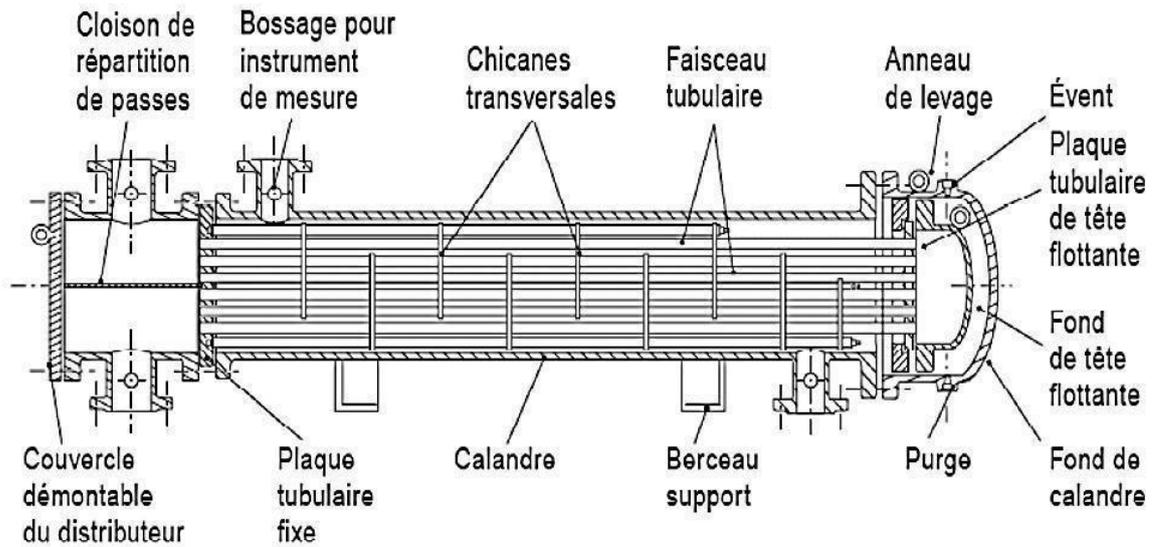


Figure. I .19 : Échangeur à tête flottante

5.3 Echangeur à plaques tubulaires fixes :

Dans ce type d'échangeur, les plaques tubulaires sont directement soudées sur la calandre. [4]

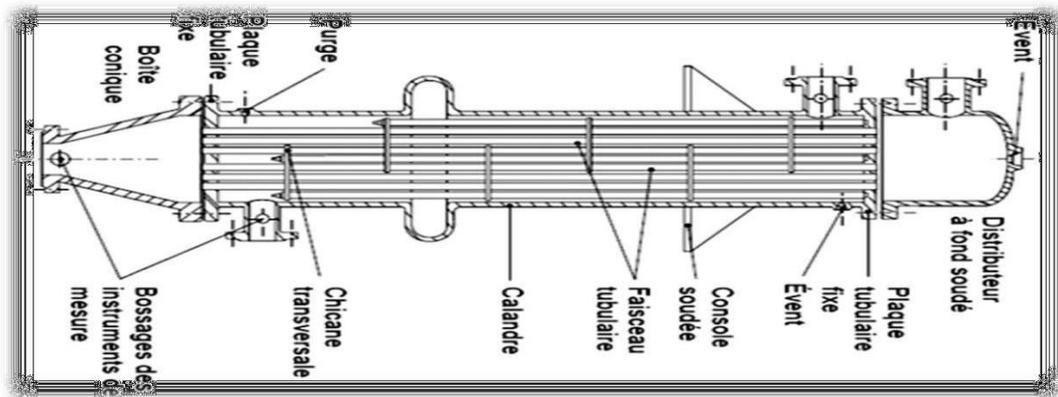


Figure. I .20 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

5.4 Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle et est donc porté par une seule plaque tubulaire. Ce système permet une libre dilatation du faisceau, cependant le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

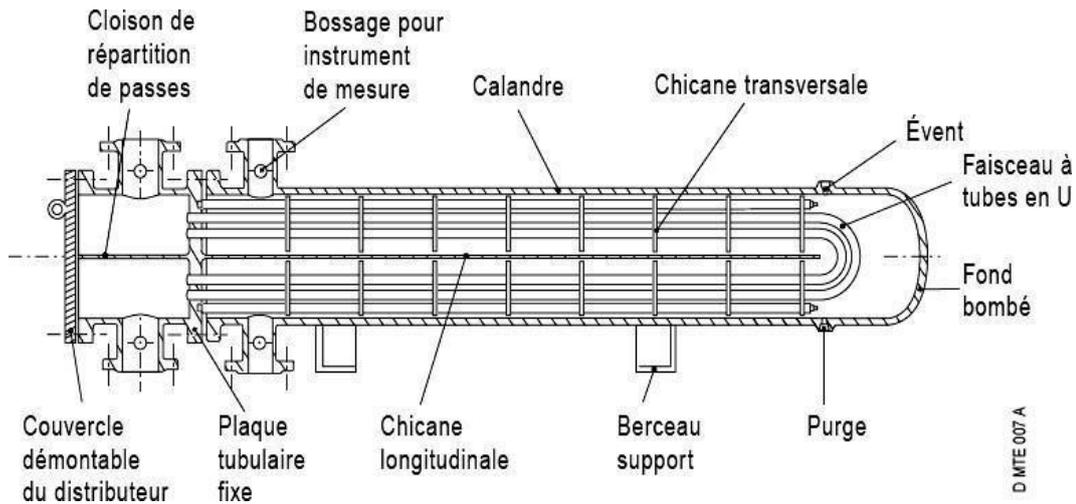


Figure. I .21 : Échangeur à tube en U

5.5 Critères du choix de l'ordre de passage des fluides :

Côté tube :

- Priorité à l'eau de refroidissement (pour maximiser la dissipation de chaleur par convection naturelle)
- Le fluide le plus corrosif devrait passer de ce côté (afin de minimiser les coûts de remplacement des tubes, qui sont moins onéreux que le remplacement de la calandre).
- Le fluide le plus sale devrait également passer de ce côté, car il est plus facile de nettoyer l'intérieur des tubes que le faisceau à l'extérieur.
- Le fluide le moins visqueux devrait être choisi, car il est plus facile d'améliorer le coefficient d'échange de chaleur de ce côté-ci des tubes
- Le fluide sous haute pression devrait être placé de ce côté, car les tubes sont moins sujets à des dommages importants.
- Le liquide avec le débit volumique le plus faible devrait être sélectionné, car on peut améliorer les coefficients d'échange plus efficacement de ce côté-ci
- Si l'écart de température est important ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$), le faisceau doit pouvoir se dilater de manière homogène. Dans ce cas, il est recommandé de faire passer le fluide du côté qui présente la plus faible différence de température. [3]

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

5.6 Echangeurs de type TEMA :

Les échangeurs de chaleur de type TEMA ne sont pas des appareils normalisés, mais de nombreux éléments qui les constituent le sont. Les échangeurs tubulaires sont des appareils standardisés et codifiés. Leur construction suit les règles de codes nationaux et internationaux, tels que le T.E.M.A (Tubulaire Echanger Manufacturer Association aux États-Unis) et le S.N.C.T (Syndicat National des Chaudronniers et Tôliers en France). Ces codes respectent les normes de construction des réservoirs sous pression de chaque pays, telles que l'A.F.N.O. R en France et l'A.S.M. E aux États-Unis. Le T.E.M.A est le code de référence internationale.

En Algérie, l'entreprise E.N.C.C de Hassi Ameur (Oran) fabrique des échangeurs de chaleur multitubulaires de type TEMA en utilisant les codes T.E.M.A et A.S.M.E. Les distributeurs, les calandres et les fonds de calandre (boîtes arrière) peuvent être combinés pour créer un type d'échangeur TEMA, qui est désigné par trois lettres représentant respectivement le type de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur. L'annexe N°2 fournit quelques combinaisons possibles d'échangeurs de type TEMA [6].

Les lettres figurant dans ce tableau correspondent respectivement à :

Pour les distributeurs :

A : distributeur (boîte avant) avec fond démontable

B : distributeur à fond soudé

C : plaque fixe et couvercle démontable

D : fond spécial pour haute pression

E : plaque fixe et couvercle démontable

Pour les calandres :

E : calandre à une seule passe

F : calandre à deux passes et chicane longitudinale

G : calandre dont l'écoulement est divisé par une chicane longitudinale

H : calandre dont l'écoulement est doublement divisé par des chicanes longitudinales

J : calandre dont l'écoulement est divisé par une chicane transversale

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

K : rebouilleur type Kettle

X : calandre dont l'écoulement est croisé

Pour les fonds de calandres (boîtes arrière) :

L : plaque tubulaire fixe (formant bride de calandre) et faisceau démontable (boîte type A)

M : plaque tubulaire fixe et faisceau démontable

N : plaque tubulaire fixe (soudée) et faisceau démontable

P : fond flottant (glissant) avec presse étoupe extérieur

S : fond flottant avec anneaux démontables

T : fond flottant

U : faisceau de tubes en U

W : fond flottant avec presse étoupe extérieur à détecteur de fuite

5.7 Recommandations du TEMA :

Les recommandations du TEMA pour la construction des échangeurs sont les suivantes :

- Proposer des tolérances de fabrication pour les différents éléments constituant l'échangeur et mentionner d'autres paramètres.
- Recommander un modèle de feuille de calcul ou de notice de spécifications.
- Demander une plaque minéralogique sur ce type d'échangeurs, sur la base d'un inspecteur des mines.
- Garantir les performances thermiques et mécaniques de l'échangeur durant l'exploitation conformément aux exigences du client, pendant 12 mois après la livraison, lorsque l'échangeur est utilisé dans les bonnes conditions.

Il convient de noter que la durée de vie et la satisfaction du client dépendent de la conception et de la construction soigneuses de l'unité. Une installation correcte et une maintenance préventive sont de la responsabilité de l'utilisateur. Toutefois, le manque de performances d'un échangeur peut provenir de plusieurs causes, notamment :

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- L'encrassement excessif.
- L'accumulation d'air ou de gaz dans l'appareil suite à un mauvais pompage, chute de pression ou mauvais dégazage.
- Des conditions opératoires différentes de celles pour lesquelles l'échangeur a été conçu.
- Une mauvaise distribution du fluide.
- Une mauvaise conception thermique de l'appareil.

En outre, le TEMA ajoute les recommandations suivantes :

- Permettre le démontage de l'échangeur.
- Prévoir des fondations et des boulons de fondations.
- Prendre des dispositions pour le nettoyage.
- Prévoir des vannes et des by-pass pour permettre l'inspection et la maintenance de l'échangeur.
- Prévoir également des soupapes de dégazage facilitant l'évacuation des gaz qui peuvent s'accumuler.

- Accorder une attention particulière au problème de vibrations afin de les éliminer ou de les minimiser, surtout pour les échangeurs fonctionnant sous haute pression.
- Lors du démarrage, envoyer d'abord le fluide froid suivi du fluide chaud pour réduire au mieux les dilatations du faisceau et éviter les chocs thermiques.
- La maintenance régulière des échangeurs est une garantie d'une durée de vie allongée. Le nettoyage peut être chimique ou mécanique. Dans le cas du nettoyage chimique, la connaissance de la composition des dépôts par analyse permet de prévoir les bons produits pour dissoudre le tartre. [6]

I.6 Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur :

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont souvent confrontés à des problèmes tels que l'encrassement, la corrosion, les vibrations et la tenue mécanique des appareils. En effet, la tenue mécanique des échangeurs est un problème particulier, car elle est réglementée par des textes spécifiques pour les échangeurs de géométrie classique et est en cours de réglementation par une norme européenne.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

6.1 Encrassement :

L'encrassement d'un échangeur de chaleur se réfère à l'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation. Il peut être causé par le dépôt de tartre ou l'apparition de micro-organismes d'origine biologique.



Figure. I 22 : Echangeur propre (à droite) et échangeur sale (à gauche)

6.2 Types d'encrassement

Les différents types d'encrassement peuvent être classés en six catégories en fonction du mécanisme de dépôt :

- Encrassement particulaire
- Corrosion
- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

6.3 Encrassement particulaire :

Ce type d'encrassement résulte de l'accumulation de particules solides charriées par un fluide en écoulement. Il peut être observé dans les chaudières (produits de corrosion), les tours de refroidissement (poussières, oxydes et hydroxydes de fer), et les fumées industrielles qui déposent un résidu solide de combustion.

6.4 Corrosion :

La corrosion est le résultat d'une réaction chimique entre la surface d'échange et le fluide en écoulement. Cela se traduit par un encrassement dû aux produits de la

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

réaction qui se déposent sur la surface d'échange (on parle alors de corrosion in situ). En revanche, les produits de corrosion créés ailleurs, entraînent un encrassement particulière (corrosion ex situ).

6.5 Entartrage :

L'entartrage intervient généralement lorsqu'une solution solide est produite à partir d'une solution liquide. Ce phénomène est courant dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières et les systèmes géothermiques.

6.6 Encrassement biologique :

Le développement de micro-organismes tels que les bactéries et les algues peut créer un film au contact de la surface thermique. Ce type d'encrassement est favorisé par les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs.

6.7 Encrassement par réaction chimique :

Cet encrassement est observé lorsque les solides produits par une réaction chimique se déposent près de la surface d'échange.

Ce phénomène se traduit souvent par une polymérisation et concerne principalement l'industrie pétrochimique, l'industrie agroalimentaire et les systèmes de chauffage utilisant des fluides organiques.

6.8 Encrassement par solidification :

La solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie peut entraîner la formation d'une couche de glace ou de givre, provoquant ainsi l'encrassement par solidification des conduites. Il peut également y avoir un dépôt d'hydrocarbures paraffiniques (possédant un point de congélation élevé) au contact d'une surface d'échange froide.

En réalité, la plupart des dépôts sont le résultat d'au moins deux types d'encrassement. Par exemple, un échangeur refroidi par eau peut être sujet à l'entartrage, à l'encrassement particulière et à l'encrassement biologique.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

6.9 Impact de l'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :

Sur le plan thermique, l'encrassement d'un échangeur entraîne une réduction de ses performances. Les dépôts de différents types localisés sur la surface d'échange créent une résistance thermique supplémentaire qui entrave le transfert de chaleur à travers la paroi, entraînant une diminution du coefficient global de transfert de chaleur. Cela est conforme à l'expression établie précédemment pour le cas de l'encrassement des tubes :

$$K_e = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \frac{D_e}{D_i} + re_i \frac{D_e}{D_i} + \frac{e}{\lambda} \frac{D_e}{D_m} + re_e + \frac{1}{h_e}}$$

Avec : D_e/D_m désigne le rapport du diamètre extérieur de la conduite au diamètre moyen ($D_m = (D_e + D_i)/2$) et « e » l'épaisseur du tube. L'expression s'écrit encore :

$$\frac{1}{K_e} = R_{th} = \left(\frac{1}{h_i} \frac{D_e}{D_i} + \frac{D_e}{D_i} + \frac{e}{\lambda} \frac{D_e}{D_m} \right) + re_i \frac{D_e}{D_i} + re_e$$

C'est à dire sous la forme :

$$\frac{1}{K} = R_{th} = \frac{1}{K_{in}} + re_i \frac{D_e}{D_i} + re_e$$

En d'autres termes, la résistance thermique R_{th} de l'échangeur après encrassement, est égale à la résistance thermique de l'échangeur neuf $\frac{1}{K_{in}}$ majorée des résistances d'encrassement interne $re_i \frac{D_e}{D_i}$ et extérieure . [6]

En réalité, il est essentiel d'évaluer la résistance à l'encrassement pour des conditions d'utilisation spécifiques, car cela peut aider le concepteur de l'échangeur à surdimensionner éventuellement la surface d'échange afin de réduire l'impact de l'encrassement. Deux approches sont envisageables pour évaluer la résistance à l'encrassement :

- L'utilisation de tables de référence, telles que les tables TEMA1, pour déterminer la résistance thermique liée à l'encrassement causé par certains liquides, ou d'autres tables relatives à l'encrassement côté gaz industriels.
- L'utilisation de données provenant de l'expérience de l'utilisateur dans le domaine des échangeurs.

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

6.10 Coefficient d'excès de surface C_s :

En ce qui concerne la prise en compte de l'encrassement dans le surdimensionnement de la surface d'échange, cela peut être exprimé en termes d'excès de surface, représenté par un coefficient C_s . (En %) :

$$C_s = \frac{S - S_{in}}{S_{in}} \times 100$$

Le calcul du coefficient C_s pour prendre en compte l'encrassement se base sur les surfaces d'échange avant et après l'encrassement, notées respectivement S_{in} et S . Il est important de noter que le calcul de ces surfaces est effectué de manière à obtenir le même flux thermique avec la même différence de température logarithmique moyenne DTLM. Le coefficient C_s est ensuite utilisé pour déterminer l'excès de surface nécessaire pour compenser l'encrassement. [6]

6.11 Valeurs recommandées de C_s :

Le tableau ci-dessous présente quelques valeurs du coefficient d'excès de surface qui peuvent servir de références pour les limites acceptables selon les différents domaines d'utilisation.

Cependant, il est recommandé de ne pas dépasser un surdimensionnement de plus de 50 %. Au-delà de cette valeur, d'autres solutions peuvent être envisagées, comme par exemple le choix de deux échangeurs en parallèle ou l'utilisation d'un dispositif de nettoyage en continu.

Valeurs de C_s	domaines d'utilisation
$C_s \approx 10 \%$	valeur minimale d'un surdimensionnement prenant en compte l'encrassement
$C_s \approx 15 \%$ à 25%	valeurs usuelles (pour un grand nombre de cas)
$C_s \approx 30 \%$ à 50%	surdimensionnement extrême (à utiliser pour les cas difficiles et là où il y'a risque de pénalités sévères si l'échangeur ne réalise pas les performances)

Tableau.I.1 : Limites acceptables de C_s [6]

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

6.12 Les paramètres influençant l'encrassement :

Plusieurs facteurs ont été identifiés pendant la conception comme ayant une influence directe sur l'encrassement des échangeurs. Ces facteurs incluent :

- Les propriétés des fluides et leur tendance à encrasser.
- La température et la rugosité de la surface.
- La vitesse d'écoulement et les effets hydrodynamiques.
- Le matériau des tubes.
- Les impuretés et l'étanchéité de l'échangeur.
- Les produits solides en suspension.
- Le fluide encrassant du côté des tubes.
- L'écoulement côté calandre.
- La géométrie et l'orientation de l'échangeur.
- Les variations saisonnières de température.
- Les changements de phase (condensation, vaporisation).

6.13 Prévention de l'encrassement :

Plusieurs techniques mécaniques ou chimiques sont utilisées pour prévenir l'encrassement des échangeurs pendant leur fonctionnement. Ces techniques ont pour but d'améliorer les performances de l'échangeur et d'augmenter la durée de service entre deux arrêts programmés pour maintenance. Le tableau suivant présente quelques-unes de ces techniques :

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Phase fonctionnement	Phase construction et montage	Phase fonctionnement	Phase d'arrêt
<ul style="list-style-type: none"> • Choix de type d'échangeur • choix de la géométrie et de la configuration • choix des conditions de fonctionnement (température, débit,...) 	<ul style="list-style-type: none"> • assurance qualité sur la fabrication • protection pendant le transport et lors du stockage • opération de nettoyage et de passivation 	<ul style="list-style-type: none"> • maintien des conditions de fonctionnement (températures, débit,...) • prétraitement des fluides • utilisation d'additifs (inhibiteurs, antitartres, dispersants, acides) 	<ul style="list-style-type: none"> • démontage et nettoyage manuel • attaques mécanique du dépôts(perçage,...) • nettoyage hydraulique à la lance(vapeur,air)

Tableau.I.2 : Actions envisageable pour limiter l'encrassement dans les échangeurs

6.14 Les vibrations :

Il est important de prendre en compte les vibrations lors de la conception d'un échangeur, tout comme le transfert de chaleur et les pertes de charge. En effet, les échangeurs de chaleur sont soumis à leurs propres vibrations, induites par l'écoulement des fluides dans la calandre, ainsi que les vibrations classiques résultant des chocs. Dans ce contexte, nous devons examiner les caractéristiques vibratoires du système, telles que la fréquence propre et l'amortissement des tubes, ainsi que les caractéristiques hydrauliques, telles que l'écoulement et l'instabilité.



Figure. I .23 : Déformation de la tôle extérieure d'un échangeur de chaleur

(Type à plaques brasées- unité de liquéfaction du GN- GL1K)

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

6.15 La maintenance des échangeurs :

- La maintenance des échangeurs est une étape importante pour assurer leur bon fonctionnement sur le long terme.
- Pendant l'exploitation, il est crucial de surveiller la vitesse d'écoulement afin d'éviter une réduction qui pourrait augmenter l'encrassement.
- Le personnel exploitant doit également être formé aux mécanismes d'augmentation de l'encrassement.
- Les échangeurs compacts nécessitent une attention particulière, avec une vigilance accrue concernant les filtres, les doseurs chimiques et les pompes.
- Des procédures claires doivent être établies pour gérer les blocages et pour l'entretien régulier des échangeurs.
- Le nettoyage des échangeurs doit être adapté à leur type, à la nature des fluides en circulation et à l'application.
- Dans certains cas, où il n'est pas possible de démonter les échangeurs, des techniques comme la circulation d'eau, de solutions alcalines ou acides, ou d'autres solutions chimiques peuvent être utilisées pour dissoudre les dépôts. L'injection d'air ou d'azote dans le fluide peut également aider à disloquer les dépôts. [6]

1.7 Evaluation des performances d'un échangeur :

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- Méthode du nombre d'unité de transfert : *NUT*, appelée méthode de l'efficacité.
- Méthode de la différence moyenne logarithmique : (*DTLM*).

7.1 Evaluation par la méthode DTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne) :

La méthode DTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne) permet d'évaluer un échangeur dont les débits des fluides chauds et froids, ainsi que leurs températures à l'entrée et à la sortie sont connus. Cette méthode vise à déterminer :

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

- La surface d'échange requise
- La géométrie appropriée en fonction du type d'échangeur, du coût, de la masse et de l'encombrement.
- On fixe TCS et TFS
- Evaluer ΔT_{LM} .
- Détermination du flux $\phi = US\Delta T_{LM}$ pour une première itération.
- Utiliser les nouvelles valeurs de TCS et TFS pour refaire itération si c'est nécessaire.

7.2 Evaluation par la méthode NUT :

La méthode NUT est employée pour simuler un échangeur déjà existant dont les températures d'entrée des deux fluides sont connues, et pour déterminer les températures de sortie de ces fluides.

- Calculer $Nut = \frac{US}{C_{mini}}$
- Déterminer $\frac{C_{mini}}{C_{maxi}}$ et tirer E à partir des abaques.
- Calculer $F = EC_{mini}(T_{ce} - T_{fe})$.
- Calculer TCS et Tfs par $F = m_c C_e (T_{fs} - T_{fe})$.

I.8 Conclusion

L'importance industrielle des échangeurs de chaleur se manifeste dans la diversité de leurs types et dans leurs nombreuses applications. Leur étude englobe plusieurs domaines, notamment le transfert thermique, la mécanique des fluides et des matériaux ainsi que l'encrassement. Bien que ne contenant aucune pièce mécanique mobile, les échangeurs de chaleur peuvent être sujets à des problèmes techniques. C'est pourquoi une maintenance préventive est essentielle pour éviter des problèmes coûteux qui peuvent survenir. Le dimensionnement de cet appareil peut être effectué selon deux méthodes : NUT et DTLM. La méthode DTLM est traitée dans le chapitre suivant.

CHAPITE 02

II. 1. Introduction:

La thermodynamique repose principalement sur deux principes qui mesurent la variation d'énergie entre un état initial et un état final. Cette variation est généralement due à des échanges de travail et de chaleur (thermique). Le travail agit sur les fonctions d'état qui ne dépendent que des états initial et final, ce qui permet de ne pas étudier la nature et la durée de l'interaction du système avec l'extérieur, qui est à l'origine de la variation de l'état du système.

Lorsque l'on parle de "transferts thermiques", on cherche à expliquer comment les transferts de chaleur se font et à quelle vitesse. Le deuxième principe de la thermodynamique stipule que le transfert de chaleur se fait du corps chaud vers le corps froid, ou de manière équivalente, d'une température élevée vers une température plus basse. Le système ne sera donc pas en équilibre thermique pendant le transfert.

L'approche de l'étude thermique est essentiellement phénoménologique, c'est-à-dire qu'elle est basée sur l'observation expérimentale et macroscopique. On parle ainsi de transfert thermique pour décrire un échange de chaleur lié à une différence de température. Plusieurs modes de transfert peuvent être étudiés, mais dans tous les cas, on peut définir la puissance transmise entre deux points de températures différentes

$$T_1 > T_2. [7]$$

$$\dot{Q} = hS(T_1 - T_2) \quad (\text{II.1})$$

II. 2. Conduction:

Le transfert de chaleur par conduction est présent dans tous les éléments "solides" d'un système de transmission et est le plus simple. Il s'agit du transfert de chaleur à travers un solide, de la zone chaude à la zone froide.

2. 1 Loi de Fourier:

Soit un corps solide, homogène et isotrope à travers lequel passe un courant unidirectionnel de chaleur. Soit une petite couche plane perpendiculaire à la direction x de propagation de la chaleur d'épaisseur dx et d'aire S à l'intérieur de ce milieu (figure II.1).

Chapitre II : transfert thermique

Les deux faces de cette couche sont des surfaces isothermes. La première est à la température θ et la seconde à la température $\theta + d\theta$ (avec $d\theta < 0$). Le gradient de température $\frac{d\theta}{dx}$, est la variation de la température par unité de longueur, lorsqu'on se déplace dans la direction de propagation de la chaleur.

La conservation d'énergie au sein du volume défini par dx et A se traduit par l'équation (1.2).

$$k \left(\frac{d^2\theta}{dx^2} \right) + Q = \rho C \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{II.2})$$

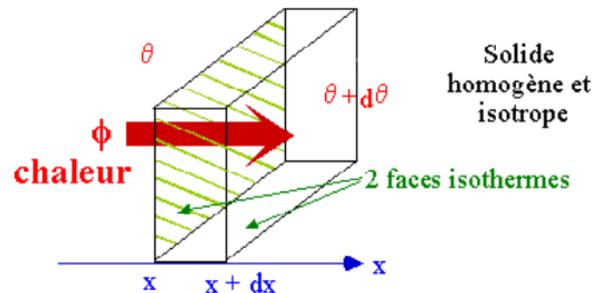


Figure II.1 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan

2.2 Résistance thermique :

Considérons le problème simple de conduction dans un mur (figure II.2) de conductivité K constante et d'épaisseur L . A travers le mur, la température varie de θ_0 (température de la paroi gauche) à θ_L (température de la paroi droite).

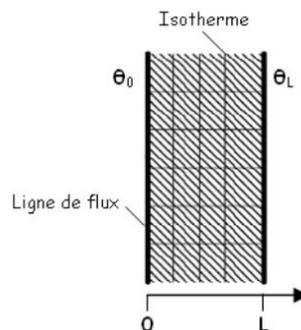


Figure II.2 : Schématisation du mur monocouche.

Chapitre II : transfert thermique

L'équation qui gouverne le problème en stationnaire et sans génération interne de chaleur est:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = 0 \text{ avec pour conditions limites } \begin{cases} x = 0 \rightarrow \theta = \theta_0 \\ x = L \rightarrow \theta = \theta_L \end{cases} \quad (\text{II.3})$$

La solution de cette équation est:

$$\theta = \theta_0 + (\theta_L - \theta_0) \frac{x}{L} \quad (\text{II.4})$$

Le flux qui traverse le mur est:

$$\phi = \frac{K}{L}(\theta_0 - \theta_L) = -K \frac{d\theta}{dx} \quad (\text{II.5})$$

Si la section du mur est A, la quantité de chaleur qui traverse le mur est:

$$\Phi = \frac{KA}{L}(\theta_0 - \theta_L) \quad (\text{II.6})$$

On définit par $\frac{KA}{L}$ la conductance et par $\frac{L}{KA}$ la résistance thermique du mur.

Pour un mur multicouches

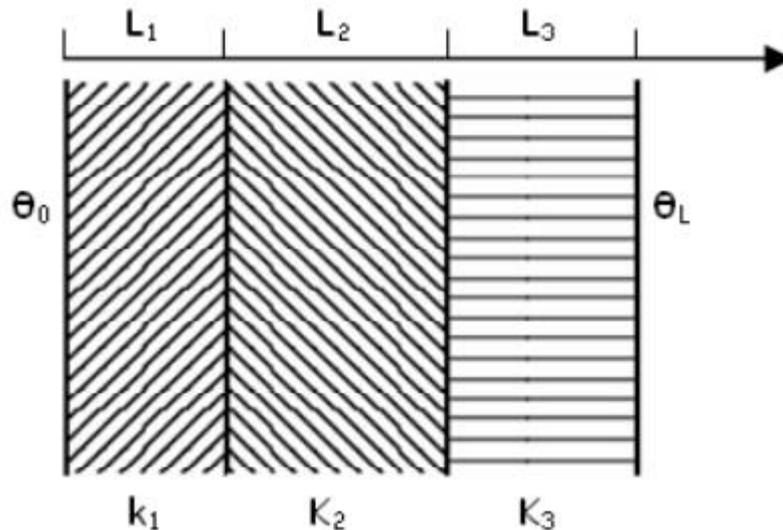


Figure II.3 : Schématisation du mur multicouches.

II. 3. Convection :

Le transfert de chaleur par convection résulte du mouvement d'un fluide, tandis que la conduction est le seul mode de transmission de la chaleur à travers les solides, sauf pour le rayonnement à travers les corps transparents. Dans les fluides, le transfert thermique peut être effectué par conduction lorsqu'il n'y a pas de mélange de matière ou que l'écoulement est laminaire. Dans un écoulement turbulent en contact avec une paroi solide, une fine couche de fluide en écoulement visqueux existe le long de la paroi, que l'on considère comme laminaire, et dont l'épaisseur dépend des propriétés physiques du fluide et de la nature de l'écoulement. Dans une direction perpendiculaire à la paroi (donc perpendiculaire aux lignes de courant), il est supposé qu'il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur peut être transmise uniquement par conduction. En dehors de la couche laminaire, la chaleur se transmet par mélange des particules de fluide, ce qui entraîne une égalisation rapide de la température.

3. 1 Calcul du coefficient d'échange par convection:

Le flux thermique de conduction à travers la couche laminaire (Figure II.4) peut s'exprimer par la loi de Fourier par:

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} S (\theta_m - \theta) \quad (\text{II.7})$$

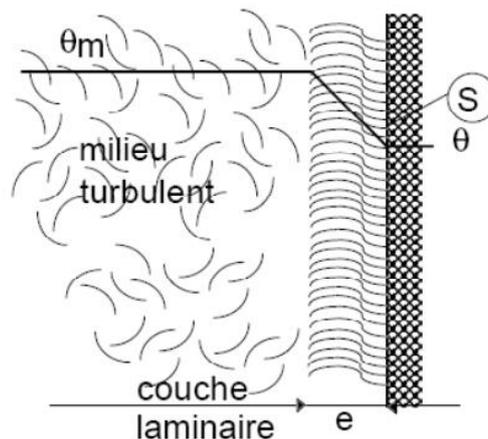


Figure II.4 : Gradient thermique dans la couche laminaire.

Mais en général, on ne connaît pas e , de plus l'épaisseur du film laminaire dépend de la vigueur de la zone turbulente voisine. On exprime alors le flux thermique par:

Chapitre II : transfert thermique

$$\varphi = h S (\theta_m - \theta) \quad (\text{II.8})$$

La convection thermique est un processus complexe, car elle résulte de la combinaison de deux phénomènes : la conduction entre les particules de fluide qui entrent en contact et le mélange de ces particules par le mouvement global du fluide. Si ce mouvement est dû uniquement aux différences de température (et donc de densité), la convection est dite naturelle. En revanche, si le mouvement est généré par une action mécanique (pompe, ventilateur, mise sous pression, etc.), on parle de convection forcée.

3.2 Convection forcée :

Si la convection naturelle est absente, le coefficient d'échange de chaleur par convection, noté h , ne dépend pas de la différence de température entre la paroi et le fluide ($\theta_m - \theta$). Au lieu de cela, il dépend de six grandeurs :

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivant:

Nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (\text{II.9})$$

Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (\text{II.10})$$

Nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad (\text{II.11})$$

Les résultats des expériences sur le transfert de chaleur par convection, qu'il s'agisse de convection naturelle ou forcée, sont présentés sous forme de relations mathématiques, appelées corrélations, qui décrivent la situation étudiée.

Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire.

Si $2000 < Re < 3000$, l'écoulement est intermédiaire.

Si $Re > 3000$, l'écoulement est turbulent.

Pr: le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

Nu: le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

Chapitre II : transfert thermique

3.3 Convection naturelle:

Les variations de la masse volumique d'un fluide, résultant des échanges de chaleur avec une paroi, entraînent un mouvement du fluide. Ce mouvement est provoqué par les forces d'Archimède qui agissent sur le fluide en fonction de sa température. La convection forcée peut être ignorée si: $Gr/Pr^2 > 100$

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (\text{II.12})$$

Avec

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^3} \quad (\text{II.13})$$

Si la convection est laminaire $Gr Pr < 10^9$ et donc $n = 1/4$

Si la convection est turbulente $Gr Pr > 10^9$ et donc $n = 1/3$

II. 4. Le transfert de chaleur par rayonnement:

Correspond à l'émission d'ondes électromagnétiques par la surface des corps, qui augmente avec la température. Lorsqu'un corps est soumis à un rayonnement, une partie de celui-ci est absorbée, se transformant en chaleur. Contrairement aux autres modes de transfert de chaleur, le rayonnement se fait sans support matériel. Lorsque deux corps de températures différentes sont placés en vis-à-vis, même séparés par du vide, le corps chaud émet un flux de rayonnement (ϕ_1) qui est absorbé en partie par le corps froid, qui émet également un flux de rayonnement (ϕ_2). Comme $\phi_1 > \phi_2$, le corps chaud cède de l'énergie au corps froid, entraînant un transfert de chaleur. À l'inverse, le bilan du flux peut être retrouvé sur le corps froid qui émet moins d'énergie qu'il n'en absorbe.

Coefficient d'absorption

$$\alpha = \frac{\text{flux absorbé}}{\text{flux incident}} \quad (\text{II.14})$$

Coefficient d'émission

$$\varepsilon = \frac{\text{flux émis}}{\text{flux incident}} \quad (\text{II.15})$$

Coefficient de réflexion

Chapitre II : transfert thermique

$$\rho = \frac{\text{flux réfléchi}}{\text{flux incident}} \quad (\text{II.16})$$

La conservation de l'énergie implique:

$$\alpha + \varepsilon + \rho = 1 \quad (\text{II.17})$$

II. 5. la relations entre échangeur de chaleur et transfert de chaleur:

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour transférer de la chaleur d'un fluide à un autre fluide, sans que ces deux fluides ne se mélangent. Le transfert de chaleur est le processus par lequel la chaleur est transférée d'un objet à un autre, en raison d'une différence de température. Ainsi, les échangeurs de chaleur utilisent les principes de transfert de chaleur pour transférer de l'énergie thermique d'un fluide à un autre.

Les échangeurs de chaleur peuvent être utilisés dans une variété d'applications industrielles, telles que la production d'énergie, la climatisation, la réfrigération et le traitement chimique. Leur but est de maximiser l'efficacité du transfert de chaleur entre les fluides, afin de minimiser les pertes d'énergie et de réduire les coûts de production.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur, tels que les échangeurs de chaleur à plaques, les échangeurs de chaleur à tubes et les échangeurs de chaleur à coque et tubes. Chacun de ces types utilise des principes de transfert de chaleur différents pour transférer de la chaleur d'un fluide à l'autre.

En résumé, les échangeurs de chaleur sont des dispositifs conçus pour maximiser le transfert de chaleur entre deux fluides, en utilisant des principes de transfert de chaleur. Ils sont largement utilisés dans de nombreuses applications industrielles pour optimiser l'efficacité énergétique et minimiser les coûts de production.

II. 6. Application sur les échangeurs:

6. 1 Le coefficient du transfert thermique global U :

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (\text{II.18})$$

Loi de Fourier :

Chapitre II : transfert thermique

$$Q = \Delta T / R \quad (\text{II.19})$$

Calculer la résistance pour convection

$$R = 1/hA \quad (\text{convection}) \quad (\text{II.20})$$

Calculer la résistance pour conduction

$$\text{Paroi : } R = \text{Ln} \left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k} \right) \quad (\text{conduction}) \quad (\text{II.21})$$

La somme de la résistance thermique

$$R_{total} = \sum Ri = 1/h_i A_i + \text{Ln} \left(\frac{D_e/D_i}{2\pi l k} \right) + 1/h_e A_e \quad (\text{II.22})$$

Pour une paroi mince $\rightarrow R_{paroi} = 0$

équation de la résistance thermique

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (\text{II.23})$$

6.2 Effet de l'encrassement : fouling

Accumulation d'éléments solides indésirables ou de substances solides sur la paroi.

$$R = \frac{1}{U_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\text{Ln}(D_e/D_i)}{2\pi k l} + \frac{R_{fe}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{II.24})$$

6.3 Application sur les échangeurs de chaleur:

A partir des bilans énergétiques de deux fluides, on trouve :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C p_c (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C p_f (T_{s,f} - T_{e,f}) \quad (\text{II.25})$$

On pose :

$$\dot{m}_c C p_c = C_c \text{ et } \dot{m}_f C p_f = C_f \quad (\text{II.26})$$

Sachant que C_c ET C_f représentent les débits calorifiques [wk^{-1}]

Les cas de fonctionnement d'un échangeur :

a- Réfrigération et réchauffage

Chapitre II : transfert thermique

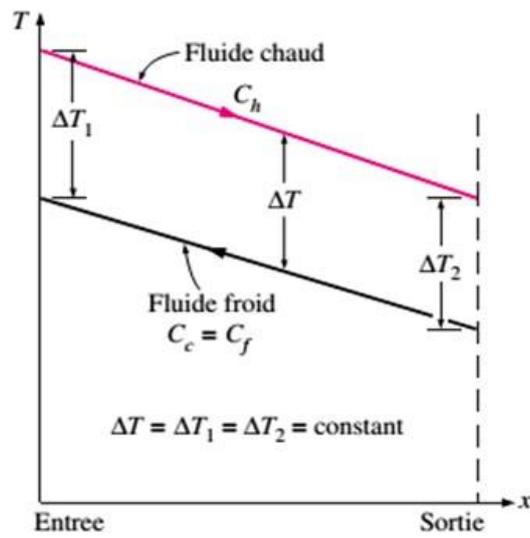
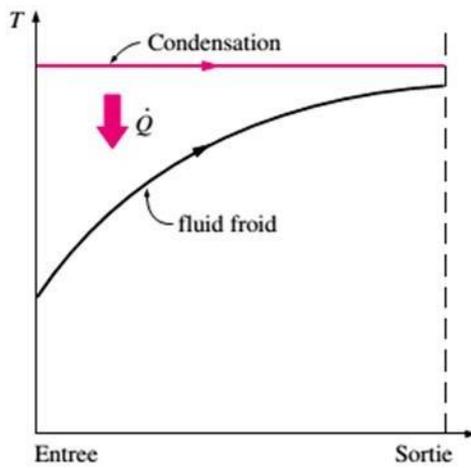
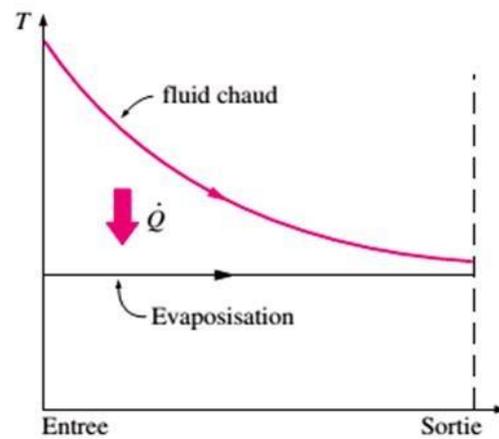


Figure II.5 : deux fluides ayant même m et C_p

b- Condensation et vaporisation



(a) Condensation ($C_f \rightarrow \infty$)



(b) Evaporation ($C_f \rightarrow \infty$)

Figure II.6 : Condensation

Figure II.7 : vaporisation

Chapitre II : transfert thermique

6. 4 Méthode DTLMTD :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{II.27})$$

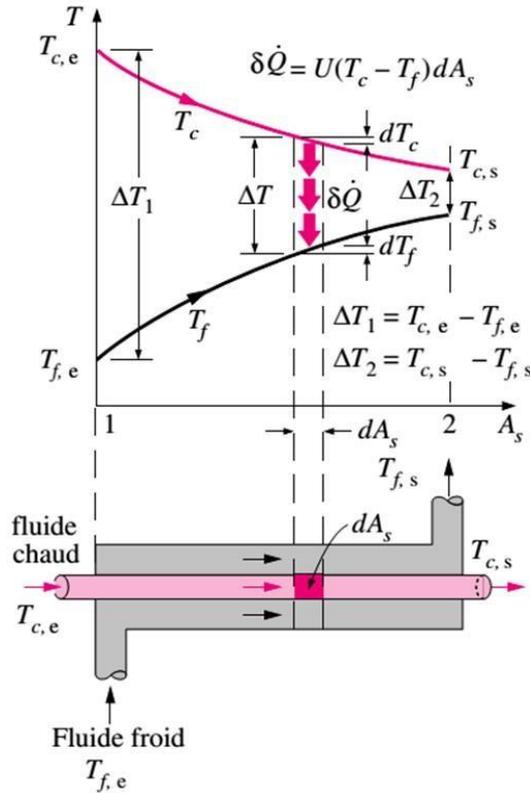


Figure II.8 : Démonstration pour deux fluides co-courants

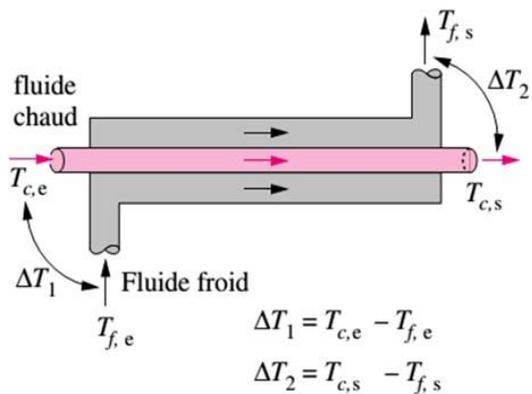


Figure II.9 : Echangeurs co-courants

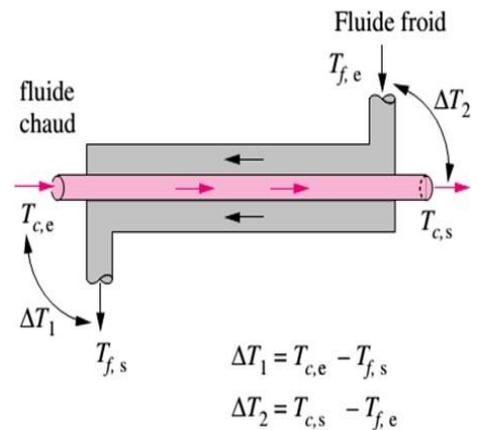


Figure II.10 : Echangeurs contre courants

ΔT_{LMTD} valable pour écoulements parallèle et contre courants

Chapitre II : transfert thermique

ΔT_{LMTD} contre $>$ ΔT_{LMTD} parallèle

Écoulement des fluides croisés :

Pour appliquer les méthodes sur les autres échangeurs, on a besoin d'ajouter un facteur de correction.

$$\dot{Q} = UA_p F \Delta T_{LMTD} \quad (\text{II.28})$$

$F=1$ (parallèle et contre)

$0 < f < 1$ avec : $0 \leq p \leq 1$ et $0 \leq R \leq \infty$

Le facteur de correction F déterminé graphiquement en utilisant les deux coefficients suivants :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} ; R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \quad (\text{II.29})$$

Chapitre II : transfert thermique

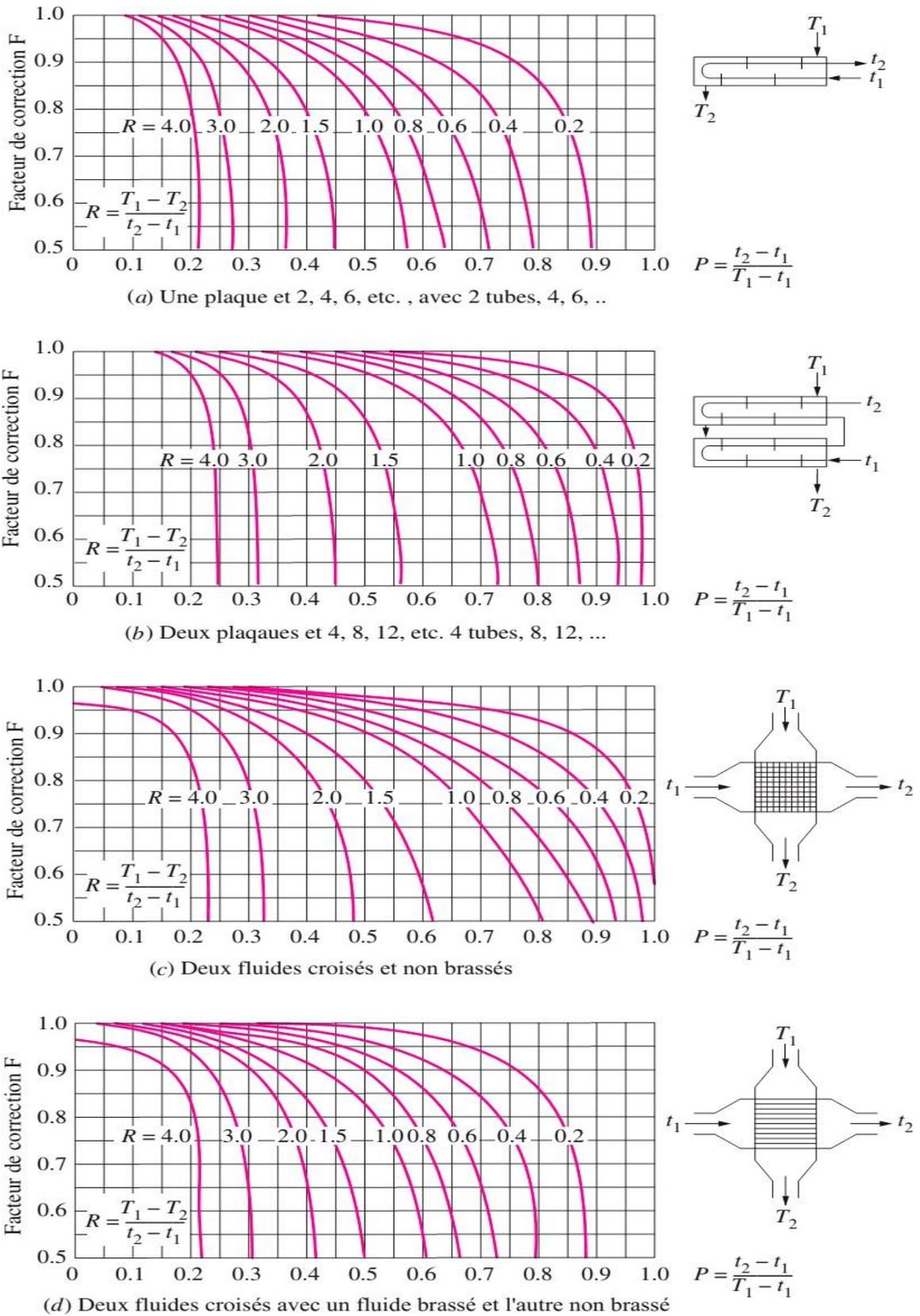


Tableau II.1 : abaques pour trouver le facteur de correction F d'un échangeur. [8]

Chapitre II : transfert thermique

6.5 Méthode ε -NTU Efficacité –NTU :

L'efficacité est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{flux de chaleur actuel}}{\text{flux de chaleur maximal possible}} \quad (\text{II.30})$$

Le flux de chaleur déterminé à partir des bilans énergétiques:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{e,c} - T_{s,c}) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{s,f} - T_{e,f}) = \dot{m} h_{fg} \quad (\text{II.31})$$

La variation de température maximale

$$\Delta T_{\max} = (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{II.32})$$

Le rapport de capacités calorifiques

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{II.33})$$

Flux chaleur maximal possible

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{e,c} - T_{e,f}) \quad (\text{II.34})$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} \quad (\text{II.35})$$

Nombre d'unités transferts

$$NTU = \frac{UA_p}{C_{\min}} \quad (\text{II.36})$$

II. 7. Fuseaux des tubes:

Le courant croisé sur les bancs de tubes est couramment rencontré dans la pratique dans la chaleur, les équipements de transfert tels que les condenseurs et les évaporateurs des centrales électriques, réfrigérateurs et climatiseurs. Dans un tel équipement, un fluide se déplace à travers les tubes tandis que l'autre se déplace sur les tubes dans une perpendiculaire direction.

Dans un échangeur de chaleur qui implique un banc de tubes, les tubes sont généralement placés dans une coquille (et donc le nom d'échangeur de chaleur à calandre), en particulier lorsque le fluide est un liquide, et le fluide s'écoule à travers l'espace entre les tubes et la coquille. Il existe de nombreux types d'échangeurs de chaleur à calandre et tube. Dans cette section, nous considérons les aspects généraux d'écoulement sur un banc de tubes, et essayer de développer une meilleure et plus intuitive sou permanent de la performance des échangeurs de chaleur impliquant une batterie de tubes. L'écoulement à travers les tubes peut être analysé en considérant

Chapitre II : transfert thermique

l'écoulement à travers un single tube, et en multipliant les résultats par le nombre de tubes.

Ce n'est pas le cas pour l'écoulement sur les tubes, cependant, puisque les tubes affectent le modèle d'écoulement et le niveau de turbulence en aval, et donc le transfert de chaleur vers ou depuis eux. Par conséquent, lors de l'analyse du transfert de chaleur à partir d'un banc de tubes en courant croisé, il faut considérer tous les tubes du faisceau à la fois.

Les tubes d'une banque de tubes sont généralement disposés en ligne ou en quinconce dans le sens de l'écoulement. Le diamètre extérieur du tube D est pris comme longueur caractéristique. La disposition des tubes dans le banc de tubes est caractérisée par le pas transversal S_T , le pas longitudinal S_L , et le pas diagonal S_D entre les centres des tubes. Le pas diagonal est déterminé par :

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2}$$

Le transfert de chaleur vers ou depuis une banque (ou un faisceau) de tubes en flux croisés est pertinent pour de nombreuses applications industrielles, telles que la génération de vapeur dans une chaudière ou le refroidissement de l'air dans le serpentin d'un climatiseur. La disposition géométrique est représentée schématiquement

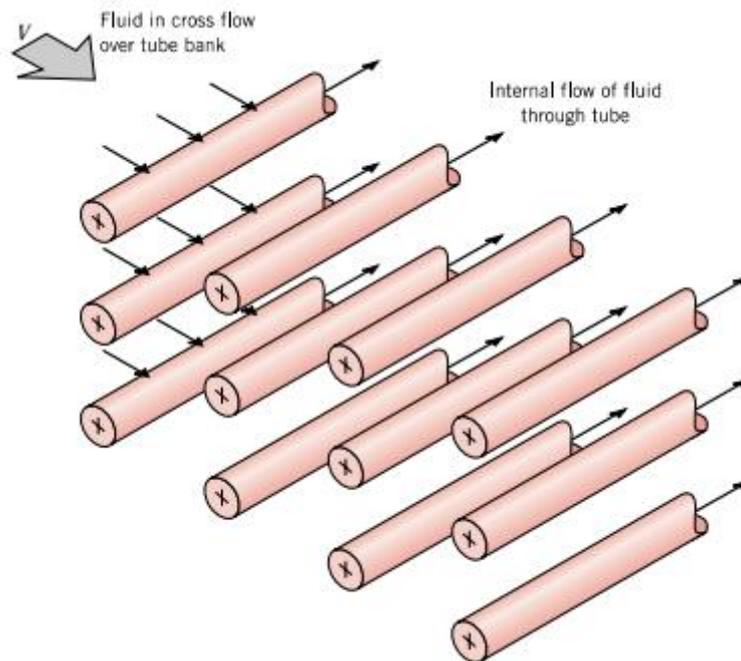


Figure II.11 : Schéma d'un banc de tubes en écoulement transversal.

Chapitre II : transfert thermique

dans la Figure (II.11) En règle générale, un fluide se déplace sur les tubes, tandis qu'un second fluide à une température différente passe à travers les tubes. Dans cette section, nous sommes intéressés avec le transfert de chaleur par convection associé à l'écoulement transversal sur les tubes .

Les rangées de tubes d'un banc sont soit décalées, soit alignées dans le sens de la vitesse du fluide V figure (II.12). La configuration est caractérisée par le diamètre du tube D et par le pas transversal S_T et le pas longitudinal S_L , mesurés entre les centres des tubes. Les conditions d'écoulement à l'intérieur de la berge sont dominées par les effets de séparation de la couche limite et par les interactions de sillage, qui à leur tour influencent le transfert de chaleur par convection.

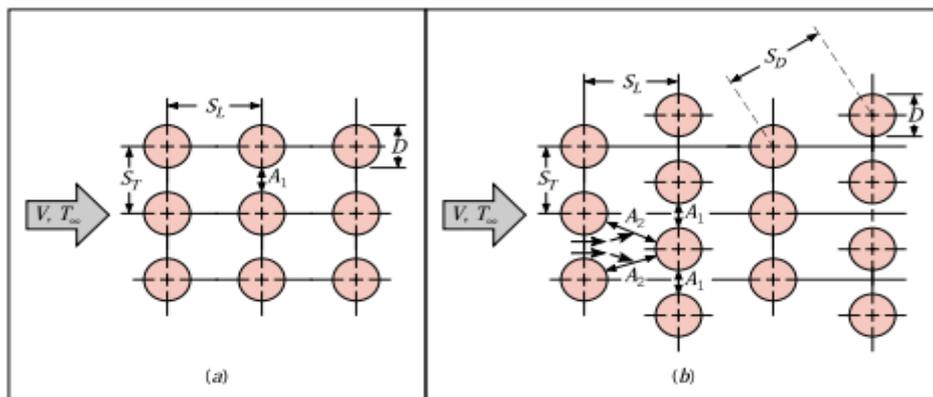


Figure II.12 : Dispositions de tubes dans une rangée, (a) Alignés. (b) En quinconce.

Le coefficient de transfert thermique associé à un tube est déterminé par sa position dans le banc. Le coefficient d'un tube de la première rangée est considéré égal à celui d'un tube unique en écoulement transversal, tandis que des coefficients de transfert de chaleur plus importants sont associés aux tubes des rangées intérieures. Les tubes des premières rangées reçoivent comme une grille génératrice de turbulences, ce qui augmente le coefficient de transfert de chaleur pour les tubes des rangées suivantes. Dans la plupart des configurations, cependant, les conditions de transfert de chaleur se stabilisent, de sorte que peu de changement de se produit dans le coefficient de convection pour un tube au-delà de la quatrième ou cinquième rangée.

Généralement, on souhaite connaître le coefficient moyen de transfert de chaleur pour l'ensemble du faisceau de tubes. Pour le flux d'air à travers des faisceaux de tubes

Chapitre II : transfert thermique

composés de 10 rangées ou plus ($N_L = 10$). Grimison a obtenu une corrélation de la forme

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \lesssim Re_{D,max} \lesssim 40000 \\ Pr \gtrsim 0.7 \end{array} \right] \quad (II.37)$$

où C_1 et la jument sont répertoriés dans le tableau (II.3) et

$$Re_{D,max} \equiv \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (II.38)$$

Il est devenu courant d'étendre ce résultat à d'autres fluides par l'insertion du facteur $1.13Pr^{1/3}$, dans quel cas

Tableau II.2 : Constantes des équations (II.37) et (II.39) pour le débit d'air sur un banque de tubes de 10 rangées ou plus

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

$$\overline{Nu}_D = 1.13C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \lesssim Re_{D,max} \lesssim 40000 \\ Pr \gtrsim 0.7 \end{array} \right] \quad (II.39)$$

Toutes les propriétés apparaissant dans les équations ci-dessus sont attribuées à la température du film. Si $N_L < 10$, un facteur de correction peut être appliqué tel que

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (II.40)$$

Chapitre II : transfert thermique

où C_2 est donné dans le tableau (II.3).

Le nombre de Reynolds $Re_{D,max}$ pour les corrélations précédentes est basé sur la vitesse de fluide maximale se produit dans le banc de tubes. Pour la disposition alignée, V_{max} se produit au plan transversal A_1 de la figure (II.12) , et à partir de l'exigence de conservation de masse pour un fluide incompressible

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (II.41)$$

Pour la configuration en quinconce, la vitesse maximale peut se produire soit dans le plan transversal A, soit dans le plan diagonal A_1 de la Figure (II.12) . Il se charge en A, si les rangées sont espacées de telle sorte que

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (II.42)$$

Le facteur 2 résulte de la bifurcation subie par le fluide se fluide du plan A_1 au plan A_2 . Donc V_{max} se produit en A_2 si

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T - D}{2} \quad (II.43)$$

auquel cas il est donné par

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (II.44)$$

Si V_{max} se produit en A, pour la configuration échelonnée, il peut à nouveau être calculé à partir de l'équation

Tableau II.3 : Facteur de correction C_2 de l'équation (II.40) pour $N_L < 10$

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Chapitre II : transfert thermique

Tableau (II.4) : Constantes de l'équation (II.44) pour le banc de tubes en courante croisé

Configuration	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

Des résultats plus récents ont été obtenus et Zukauskas [15] a proposé une corrélation de la forme

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 \lesssim Pr \lesssim 500 \\ 1000 \lesssim Re_{D,max} \lesssim 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (II.44)$$

Où toutes les propriétés sauf Pr, sont évaluées à la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie du fluide et les constantes C et m sont répertoriés dans le tableau . La nécessité d'évaluer les propriétés du fluide à la moyenne arithmétique des températures d'entrée ($T_i = T_\infty$) et de sortie (T_0) est dictée par le fait que la température du fluide diminuera ou augmentera, respectivement, en raison du transfert de chaleur vers ou depuis les tubes .Si le changement de température du fluide $|T_i - T_0|$ est important, une erreur significative peut résulter de l'évaluation des propriétés à la température d'entrée. Si $N_L < 20$, un facteur de correction peut être appliqué tel que

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 20)} \quad (II.45)$$

Où C_2 est donné dans le

Tableau II.5 : Facteur de correction C_2 de l'équation (II.45) pour $N_L < 20$ ($Re_{D,max} \geq 10^3$)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Chapitre II : transfert thermique

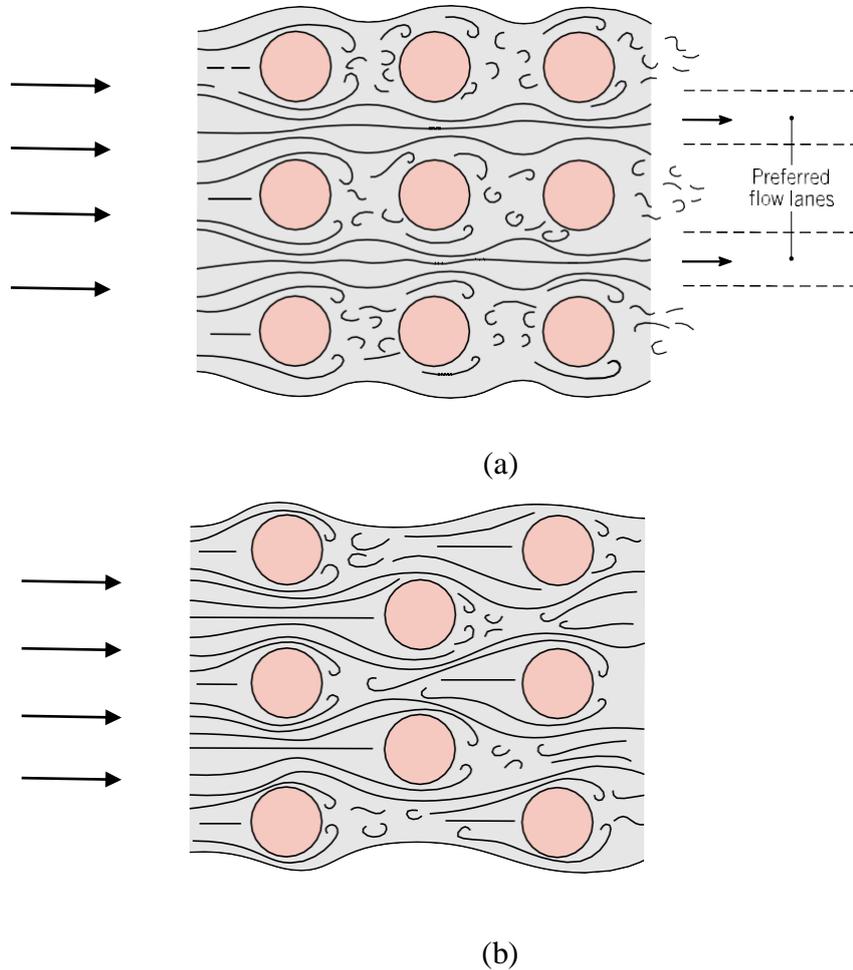


Figure II.13 :conditions d'écoulement pour (a) alignés et (b) tubes décalés

L'écoulement autour des tubes de la première rangée d'un banc de tubes correspond à celui d'un seul cylindre (isolé) en écoulement transversal. Cependant, pour les rangées suivantes, le débit dépend fortement de la disposition du banc de tubes Figure (II.13). Les tubes alignés au-delà de la première rangée se trouvent dans les sillages turbulents des tubes amont, et pour des valeurs modérées de S_L , les coefficients de convection associés aux rangées aval sont renforcés par la turbulence de l'écoulement. Typiquement, le coefficient de convection d'une rangée augmente avec l'augmentation du nombre de rangées jusqu'à environ la cinquième rangée, après quoi il y a peu de changement dans la turbulence et donc dans le coefficient de convection. Cependant, pour de petites valeurs de S_T/S_L les rangées en amont, en effet, protègent les rangées en aval d'une grande partie du débit, et le transfert de chaleur est affecté

Chapitre II : transfert thermique

négativement. C'est-à-dire que le trajet d'écoulement préféré se trouve dans des couloirs entre les tubes et une grande partie de la surface du tube n'est pas exposée à l'écoulement principal. Pour cette raison, le fonctionnement de batteries de tubes alignées avec $S_T/S_L < 0,7$ (tableau (II.4)) n'est pas souhaitable. Pour le réseau étagé, cependant, le trajet du flux principal est plus tortueux et une plus grande partie de la surface des tubes aval reste dans ce trajet. En général, l'amélioration du transfert de chaleur est favorisée par l'écoulement plus tortueux d'un agencement en quinconce, en particulier pour les petits nombres de Reynolds ($Re_D \leq 100$).

Étant donné que le fluide peut subir un grand changement de température lorsqu'il se déplace dans le banc de tubes, le taux de transfert de chaleur pourrait être considérablement surestimé en utilisant $\Delta T = T_s - T_\infty$ comme différence de température dans la loi de refroidissement de Newton. Comme le fluide se déplace dans la berge, sa température se rapproche de T et $[\Delta T]$ diminue. La forme appropriée de ΔT est indiquée comme étant une différence de température moyenne logarithmique

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (\text{II.46})$$

Où T_f et T_o sont les températures du fluide lorsqu'il entre et sort de la berge, respectivement. La température de sortie, qui est nécessaire pour déterminer ΔT_{lm} , peut être estimée à partir

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{\pi DN \bar{h}}{\rho V N_T S_T C_P}\right) \quad (\text{II.47})$$

Où N est le nombre total de tubes dans la berge et N. est le nombre de tubes dans le plan transversal. Une fois ΔT_{lm} connu, le taux de transfert de chaleur par unité de longueur des tubes peut être calculé à partir de

$$\dot{q} = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lm}) \quad (\text{II.48})$$

Les résultats précédents peuvent être utilisés pour déterminer les taux de transfert de masse associés à l'évaporation ou à la sublimation à partir des surfaces d'un banc de cylindres en écoulement transversal. Encore une fois, il suffit de remplacer respectivement Nu_D et Pr par Sh et Sc. Nous terminons en reconnaissant qu'il y a généralement autant d'intérêt pour la pression baisse associée à l'écoulement à travers un banc de tubes comme dans le taux de transfert de chaleur global. Le la puissance nécessaire pour déplacer le fluide à travers la berge est souvent une dépense d'exploitation majeure et est directement proportionnel à la chute de pression, qui peut être exprimée comme [15]

Chapitre II : transfert thermique

Une autre quantité d'intérêt associée aux bancs de tubes est la perte de charge ΔP , qui est la perte de charge irréversible entre l'entrée et la sortie du banc de tubes. C'est une mesure de la résistance que les tubes offrent pour s'écouler sur eux, et s'exprime comme suit :

$$\Delta p = N_L f \times \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) \quad (\text{II.49})$$

où f est le facteur de frottement et x est le facteur de correction, tous deux tracés en Figures. Contre le nombre de Reynolds basé sur la maximale vitesse de fluide V_{max} . Le facteur de frottement de la Figure est pour un banc de tubes carrés en ligne ($S_T = S_L$), et le facteur de correction donné dans l'encart est utilisé pour tenir compte des effets de la déviation des dispositions rectangulaires en ligne de la disposition en carré. De même, le facteur de frottement de la Figure est pour un banc de tubes équilatéral en quinconce ($S_T = S_D$), et le facteur de correction doit tenir compte des effets de l'écart par rapport à la disposition équilatérale. Notez que $X = 1$ pour les arrangements en carré et en triangle équilatéral. De plus, la chute de pression se produit dans le sens de l'écoulement, et nous avons donc utilisé N_L (le nombre de rangées) dans la relation ΔP . La puissance nécessaire pour déplacer un fluide à travers un banc de tubes est proportionnelle à la chute de pression, et lorsque la chute de pression est disponible, la puissance de pompage nécessaire pour surmonter la résistance à l'écoulement peut être déterminée à partir de

$$\dot{w}_{pump} = \dot{v} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (\text{II.50})$$

où $\dot{v} = V(N_T S_T L)$ est le débit volumique et $\dot{m} = \rho \dot{v} = \rho V(N_T S_T L)$ est le débit massique du fluide à travers le banc de tubes. Notez que la puissance nécessaire pour maintenir un fluide circulant dans la batterie de tubes (et donc le coût de fonctionnement) est proportionnelle à la perte de charge. Par conséquent, les avantages de l'amélioration du transfert de chaleur dans une batterie de tubes via un réarrangement doivent être mis en balance avec le coût des besoins en énergie supplémentaires.

Dans cette section, nous avons limité notre considération aux bancs de tube avec base surfaces (pas d'ailettes). Les bancs de tubes avec des surfaces à ailettes sont également couramment utilisés dans la pratique, en particulier lorsque le fluide est un gaz, et des corrélations de transfert de chaleur et de perte de charge peuvent être

Chapitre II : transfert thermique

trouvées dans la littérature pour les bancs de tubes avec des ailettes à broches, des ailettes à plaques, des ailettes à bande, etc.

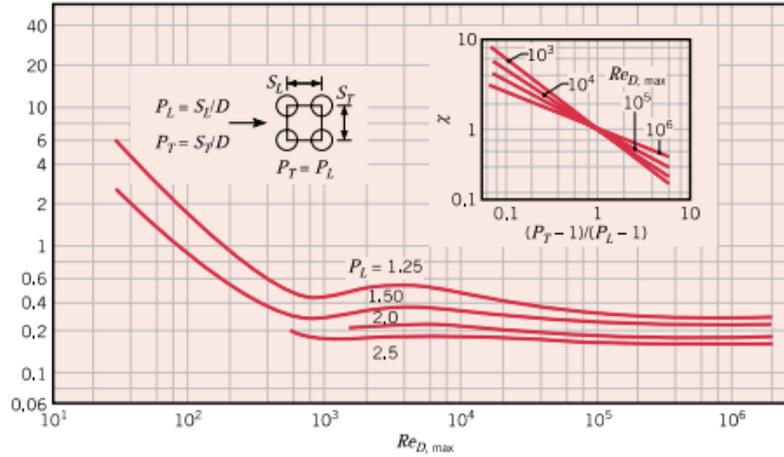


Figure II.14 : facteur de frottement f et facteur de correction X . Disposition du faisceau de tube en ligne.

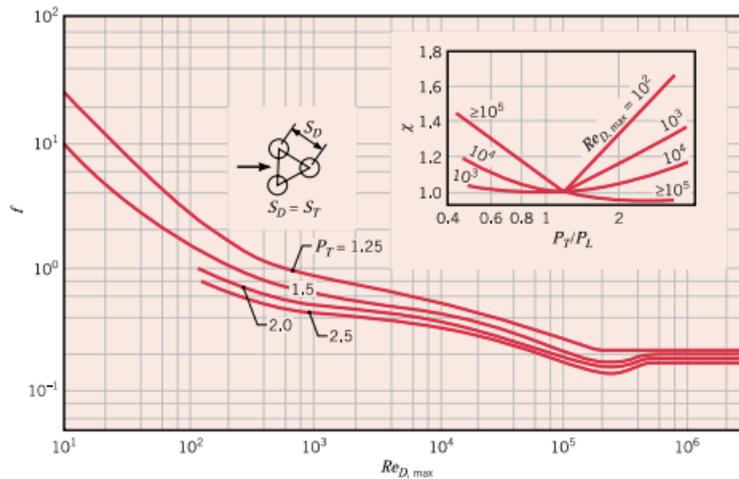


Figure II.15 : facteur de frottement f et facteur de correction X . Disposition en faisceau tubulaire en quinconce.

CHAPITE 03

III.1 Généralités sur la maintenance

1.1 Introduction

La Maintenance est une fonction essentielle du système de production en industrie, et dans les systèmes fortement automatisés, elle revêt une importance capitale. Selon la norme NF 60 010, la maintenance est définie comme l'ensemble des actions visant à maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé. [9]

Il arrive parfois que la maintenance constitue un élément stratégique pour une entreprise, nécessitant des ressources importantes et des dépenses conséquentes. Une organisation, une gestion ou une exécution défectueuse de la maintenance peut avoir des conséquences néfastes sur le fonctionnement du système de production, telles que des arrêts multiples et une indisponibilité des installations, des surcoûts de production, ainsi que des risques élevés de mauvaise qualité et d'indisponibilité des produits.

De même, une maintenance inadéquate ou insuffisante peut parfois être à l'origine de catastrophes majeures (dans le domaine aéronautique, des transports, nucléaire, etc.) et peut mettre en péril l'existence même de l'entreprise.

1.2 Les objectifs de la maintenance :

En général, l'objectif principal de la maintenance est d'assurer la disponibilité maximale des équipements de production à un coût optimal.

Les principaux objectifs de la fonction maintenance sont les suivants :

Améliorer la fiabilité du matériel : En mettant en place une maintenance préventive, il est possible d'analyser techniquement le comportement du matériel. Cela permet de pratiquer une maintenance préventive optimale et d'éliminer certaines défaillances.

Garantir la qualité des produits : Une surveillance quotidienne des machines est effectuée afin de détecter les signes de défaillance et de veiller au respect des paramètres de réglage et de fonctionnement. Le contrôle des jeux (vibrations) et de la géométrie de la machine permet d'éviter les dysfonctionnements. Ainsi, la qualité des produits est assurée et les rebuts sont réduits.

Améliorer la planification des travaux : La planification des interventions de maintenance préventive, en fonction du planning d'arrêt des machines, doit être validée

Chapitre III : Maintenance et mise en March

par le service de production. Une collaboration entre les services de maintenance et de production facilite la coordination des travaux. Les techniciens de maintenance peuvent être mécontents si le responsable de production refuse d'arrêter l'installation malgré la réception d'un bon de travail pour l'intervention. Une bonne coordination implique un arrêt planifié à l'avance, en tenant compte des contraintes de production.

Assurer la sécurité des personnes : La préparation des interventions de maintenance préventive ne se limite pas à respecter le planning, elle doit également prendre en compte les critères de sécurité pour éviter les incidents dangereux.

Améliorer la gestion des stocks : La maintenance préventive est planifiable et permet de maîtriser les échéances de remplacement des composants ou pièces. Cela facilite la gestion des stocks en évitant de stocker des pièces inutilement et en ne les commandant qu'au moment nécessaire.

1.3 Les différents types de la maintenance :

Il existe deux approches complémentaires pour organiser les actions de maintenance :

La maintenance corrective : Elle consiste à intervenir sur un équipement après qu'il ait connu une défaillance. On distingue deux types de maintenance corrective :

La maintenance palliative : Il s'agit d'un dépannage temporaire visant à permettre à l'équipement d'assurer partiellement ou totalement sa fonction requise. Toutefois, une action curative doit être entreprise dans les meilleurs délais.

La maintenance curative : Elle implique une réparation durable pour remettre l'équipement dans son état initial.

La maintenance préventive : Elle consiste à intervenir sur un équipement avant qu'une défaillance ne survienne, dans le but de prévenir les pannes. La maintenance préventive peut être motivée par des raisons de sécurité de fonctionnement (les conséquences d'une défaillance sont inacceptables), des considérations économiques (cela revient moins cher) ou des contraintes pratiques (l'équipement n'est disponible pour la maintenance qu'à des moments précis). La maintenance préventive se divise en deux catégories :

La maintenance systématique : Elle englobe les opérations réalisées de manière régulière, soit selon un calendrier fixe (périodicité temporelle), soit en fonction de

Chapitre III : Maintenance et mise en March

l'utilisation de l'équipement (heures de fonctionnement, nombre d'unités produites, etc.).

La maintenance conditionnelle : Elle est effectuée suite à des relevés, des mesures ou des contrôles révélateurs de l'état de dégradation de l'équipement.

En combinant ces deux approches, une stratégie de maintenance complète peut être mise en place pour assurer le bon fonctionnement des équipements.

III.2 Les outils de gestion de la maintenance

2.1 Le diagramme PARETO

Définition :

Le diagramme de Pareto, également connu sous le nom de principe ou loi 80-20, est un outil graphique utilisé pour représenter l'importance relative des différentes causes d'un phénomène. Il permet de visualiser les causes les plus significatives parmi l'ensemble des effets observés, ce qui facilite la prise de mesures ciblées pour améliorer une situation donnée.

Principe :

Le diagramme de Pareto consiste en une série de colonnes rangées par ordre décroissant, généralement accompagnées d'une courbe représentant les valeurs cumulées de toutes les colonnes. La construction de ce diagramme se déroule en plusieurs étapes :

Établir une liste de données.

Quantifier chaque donnée.

Effectuer la somme des valeurs obtenues.

Calculer les pourcentages en ordre décroissant.

Représenter graphiquement ces pourcentages sous la forme d'un histogramme.

Afficher également l'histogramme des valeurs cumulées.

2.2 Méthode AMDEC :

Définition :

Que l'on soit créateur ou exploitant d'une machine, il est essentiel de se préoccuper de sa fiabilité. Il est important de connaître les problèmes auxquels on peut

Chapitre III : Maintenance et mise en March

s'attendre de la part de cette machine. La réponse à cette question réside dans la mise en place de méthodes de maintenance. Parmi ces méthodes, l'AMDEC (Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité) trouve sa pertinence lorsque aucun historique de l'installation n'est disponible, notamment pour les machines neuves ou récemment conçues.

L'AMDEC est définie par l'Association Française de Normalisation (AFNOR) comme une méthode inductive permettant d'effectuer une analyse qualitative et quantitative de la fiabilité ou de la sécurité d'un système. Elle consiste à examiner de manière méthodique les défaillances potentielles des systèmes, leurs causes et leurs conséquences sur le fonctionnement global. Après avoir hiérarchisé les défaillances potentielles en fonction de l'estimation du niveau de risque de défaillance, des actions prioritaires sont engagées et suivies de près.

Le but de l'AMDEC est de :

Identifier les causes et les effets potentiels d'un échec dans un processus ou un moyen de production.

Identifier les actions qui peuvent éliminer ou réduire cet échec potentiel.

Différents types d'AMDEC sont définis :

AMDEC Produit : Analyse de la conception d'un produit pour améliorer sa qualité et sa fiabilité.

AMDEC Moyen de production (ou système) : Analyse de la conception et/ou de l'exploitation des équipements de production pour améliorer leur disponibilité.

AMDEC Processus : Analyse des opérations de production pour améliorer la qualité de fabrication du produit.

AMDEC Sécurité : Analyse des défaillances et des risques prévisionnels sur un équipement pour améliorer la sécurité et la fiabilité.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Choix du type d'AMDEC :

Dans le cadre du projet en question, l'AMDEC moyen a été choisi. Il permet d'identifier les défaillances du moyen de production qui ont un impact direct sur la productivité de l'entreprise, en analysant les pannes et en optimisant la maintenance.

L'AMDEC est une méthode prédictive qui repose sur l'expérience. Il est donc important de faire appel à des experts ayant des expériences diverses pour neutraliser tout aspect subjectif lors des analyses.

Après la constitution d'un groupe de travail, on procède à l'analyse fonctionnelle. Le système étudié est décomposé et les questions suivantes sont posées de manière rigoureuse : Quel est son but ? Quelles fonctions doit-il remplir ? Comment fonctionne-t-il ? Cette analyse fonctionnelle examine les aspects externes (les relations avec le milieu extérieur) et internes (les flux et les activités au sein du procédé ou de la machine).

2.2.1 Décomposition fonctionnelle du système étudié

Pour réaliser une AMDEC d'un moyen de production, il est nécessaire de structurer le système en plusieurs niveaux, avec le niveau le plus bas représentant les éléments.

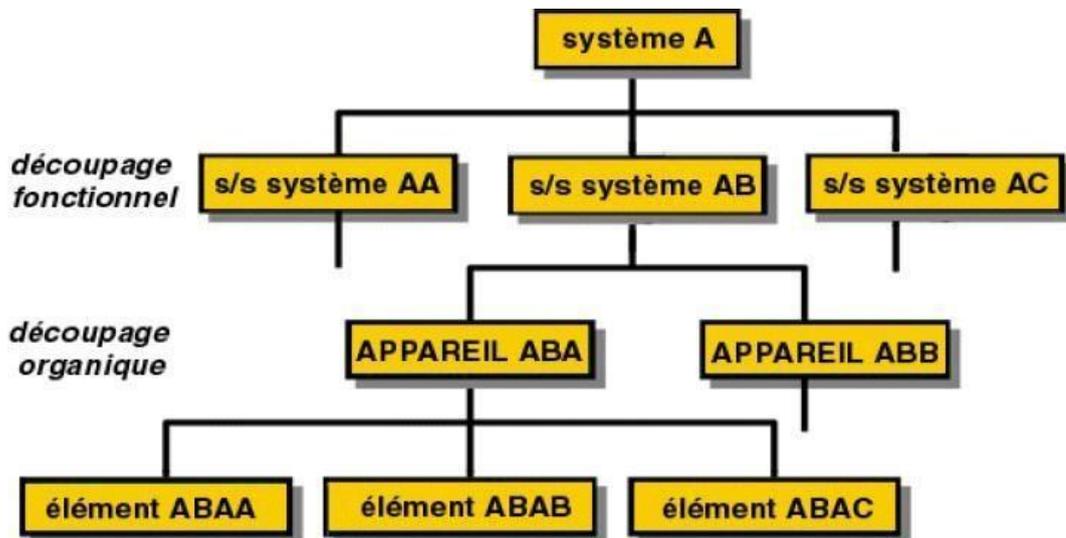


Figure III.1 : Décomposition fonctionnelle d'un système

Chapitre III : Maintenance et mise en March

2.2.2 Analyse AMDEC du système :

La démarche à suivre à partir de l'analyse fonctionnelle comprend les phases suivantes :

Analyse des mécanismes de défaillance : Il s'agit d'identifier les différents mécanismes de défaillance pouvant survenir dans le système étudié.

Évaluation de la criticité : Cette étape consiste à évaluer la gravité des conséquences potentielles de chaque défaillance identifiée. La criticité permet de déterminer les risques associés à chaque défaillance.

Proposition d'actions correctives : Une fois les défaillances évaluées, il est nécessaire de proposer des actions correctives appropriées. Ces actions peuvent inclure des mesures de maintenance préventive, des dispositifs de détection préventive, des améliorations dans les procédures de maintenance, etc.

Calcul de la nouvelle criticité après action : Après la mise en place des actions correctives, il est important de recalculer la criticité afin d'évaluer l'efficacité des mesures prises. Cela permet de déterminer si les actions correctives ont réduit les effets indésirables et amélioré la fiabilité du système.

En résumé, la démarche de l'analyse fonctionnelle consiste à analyser les mécanismes de défaillances, évaluer la criticité, proposer des actions correctives et évaluer l'impact de ces actions sur la criticité du système.

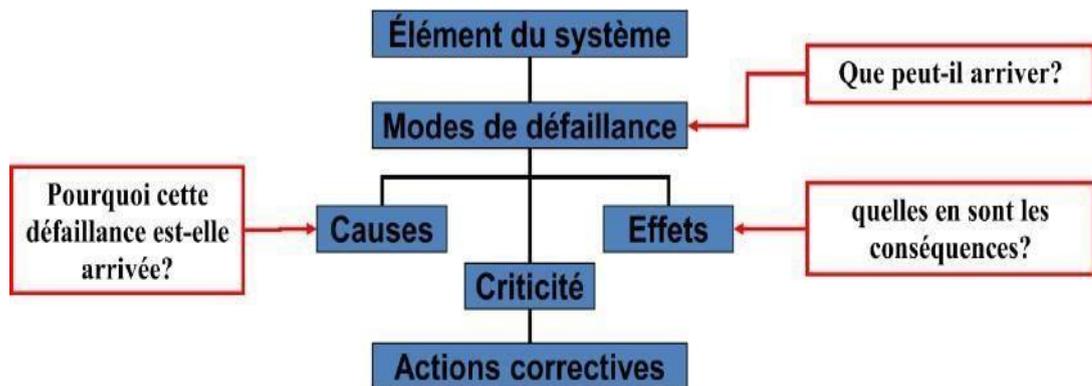


Figure III. 2 : Analyse AMDEC du système

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Le mode de défaillance

Le mode de défaillance se réfère à la fonction et décrit la manière dont cette fonction cesse de se comporter comme prévu. L'analyse fonctionnelle identifie les différentes fonctions, tandis que l'AMDEC examine les différentes façons dont chaque fonction peut dysfonctionner (il peut y en avoir plusieurs). On distingue cinq modes génériques de défaillance :

Perte de la fonction : La fonction cesse de s'exécuter complètement ou ne produit pas les résultats attendus.

Fonctionnement intempestif : La fonction s'active ou se déclenche de manière inattendue, sans raison valable.

Démarrage impossible : La fonction ne peut pas être initiée ou démarrée correctement.

Refus de s'arrêter : La fonction ne se désactive pas ou ne s'arrête pas lorsque cela est requis.

Fonctionnement dégradé : La fonction continue de s'exécuter, mais de manière altérée ou avec des performances réduites.

En résumé, les modes génériques de défaillance comprennent la perte de la fonction, le fonctionnement intempestif, le démarrage impossible, le refus de s'arrêter et le fonctionnement dégradé. L'AMDEC examine ces modes pour chaque fonction afin d'anticiper et de prévenir les défaillances potentielles.

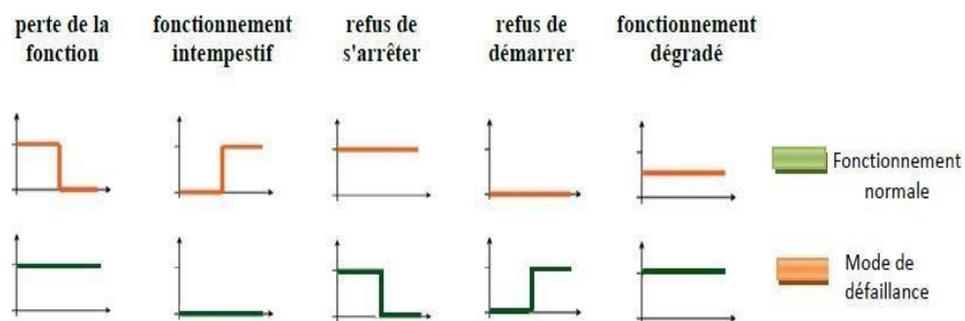


Figure III.3 : Les différents modes génériques de défaillance

Causes de défaillance :

La cause de défaillance désigne une anomalie initiale qui peut conduire au mode de défaillance. Elle se manifeste par un écart par rapport à la norme et peut être classée dans différents domaines, tels que :

Les ressources humaines : Manque de formation, présence de techniciens non-diplômés ou non qualifiés.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

L'environnement : Influence de l'environnement sur les machines, par exemple, les variations de température dans le milieu qui entraînent des changements de température dans le four.

La documentation : Absence de manuels de constructeur des machines ou de documentation adéquate.

L'organisation : Manque d'organisation au sein du service de maintenance, mauvaise planification des activités, absence de procédures claires, etc.

Il est important d'identifier et d'analyser ces différentes causes de défaillance afin de mettre en place des actions correctives appropriées et d'améliorer la fiabilité du système

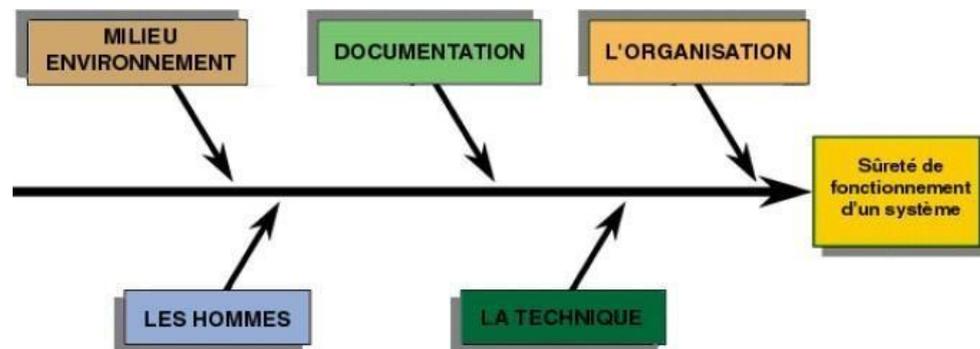


Figure III.4 : Les différents domaines de causes de défaillances

Effet de la défaillance :

L'effet de la défaillance représente la conséquence concrète d'une défaillance. Il est spécifique à un mode de défaillance et dépend du type d'AMDEC effectué. L'évaluation de la criticité pour chaque combinaison de cause, mode et effet est réalisée en utilisant des critères de cotation.

Les critères de cotation utilisés pour évaluer la criticité comprennent :

La fréquence d'apparition de la défaillance : La mesure de la fréquence à laquelle la défaillance se produit, qu'elle soit rare, occasionnelle ou fréquente.

La gravité de la défaillance : L'évaluation de la gravité des conséquences de la défaillance, allant de légères à critiques ou mettant en danger la sécurité.

La probabilité de non-détection de la défaillance : L'estimation de la probabilité de ne pas détecter la défaillance lors des contrôles ou inspections réguliers.

La criticité est calculée en multipliant les niveaux attribués à chaque critère de cotation. Ces niveaux sont déterminés en fonction de la méthodologie spécifique utilisée dans l'AMDEC.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Gravité G :

Niveau	Valeur	Définition
mineure	1	-arrêt de production : moins de 15 minutes -aucune ou peu pièce de rechange nécessaire
moyenne	2	-arrêt de production : de 15 minutes à une heure -pièces en stock
majeure	3	-arrêt de production : 1 heure à 2 heures -pièces en stock ou livraison ultra-rapide
grave	4	-arrêt de production : 2 heures et plus -long délai de livraison ou back-order

Tableau III.1: Grille de cotation « Gravité »

Fréquence :

niveau	Valeur	Définition
Très faible	1	défaillance rare : moins de une défaillance par année
Faible	2	défaillance possible : moins de une défaillance par trimestre
moyen	3	défaillance occasionnelle : moins de une défaillance par semaine
Elevé	4	défaillance fréquente : plus d'une défaillance par semaine

Tableau III.2 : Grille de cotation « Fréquence »

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Détection :

niveau	Valeur	Définition
évident	1	détection certaine, sirène, moyens automatiques, signes évidents
possible	2	délectable par l'opérateur, par des routes d'inspections, vibrations
improbable	3	difficilement détectable, moyens complexes (démontages, appareils)
impossible	4	indétectable, aucun signe

Tableau III.3: Grille de cotation « Non-détection »

La grille AMDEC :

La grille AMDEC classique se compose de 7 colonnes :

Nom de l'élément : Cette colonne identifie et répertorie les différents éléments du système ou du processus qui font l'objet de l'analyse AMDEC.

Fonction : Cette colonne décrit la fonction ou l'objectif principal de chaque élément.

Mode de défaillance : Cette colonne indique les modes de défaillance possibles associés à chaque élément, c'est-à-dire les différentes manières dont ils peuvent cesser de fonctionner correctement.

Effets : Cette colonne décrit les conséquences ou les effets de chaque mode de défaillance sur le fonctionnement du système ou du processus.

Causes : Cette colonne identifie les différentes causes potentielles qui peuvent conduire aux modes de défaillance. Elle indique les anomalies ou les écarts par rapport à la norme qui peuvent déclencher les défaillances.

Cotation de la criticité : Cette colonne permet d'évaluer la criticité de chaque combinaison de mode de défaillance, d'effets et de causes en utilisant les critères de cotation mentionnés précédemment.

Action corrective : Cette colonne est dédiée aux actions correctives proposées pour traiter les modes de défaillance identifiés. Elle indique les mesures à prendre pour prévenir, réduire ou éliminer les défaillances, telles que la mise en place de maintenance préventive, l'amélioration des procédures, etc.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Cette grille peut également comporter d'autres colonnes pour suivre les actions entreprises et pour la réévaluation périodique de la criticité après la mise en place des actions correctives.

actions :

L'objectif de l'analyse AMDEC, une fois les défaillances critiques identifiées, est de définir des actions visant à résoudre le problème identifié. Les actions peuvent être classées en trois catégories :

Actions préventives : Ces actions sont mises en place pour prévenir la survenue de la défaillance avant qu'elle ne se produise. Elles sont planifiées et leur période d'application est déterminée en fonction de l'évaluation de la fréquence de la défaillance.

Actions correctives : Lorsque le problème n'est pas considéré comme critique, des actions correctives sont prises au moment où la défaillance survient. Ces actions visent à résoudre rapidement le problème et ramener le système aux normes requises.

Actions amélioratives : Il s'agit généralement de modifications des procédés ou des technologies utilisées dans le moyen de production pour éliminer complètement le problème. Ce type d'action peut impliquer des coûts plus importants et est considéré comme un investissement.

Pour assurer l'efficacité des actions, un suivi est nécessaire. Celui-ci peut inclure :

Un plan d'action détaillant les étapes à suivre pour mettre en œuvre les actions.

La désignation d'un responsable chargé de superviser et de coordonner la mise en œuvre des actions.

La détermination d'un délai pour l'exécution des actions afin de garantir une résolution rapide du problème.

La détermination d'un budget pour allouer les ressources nécessaires à la mise en œuvre des actions.

III.3 Maintenance de l'échangeur TE93

3.1 Introduction

Pour atteindre une compréhension de chaleur échanger par forcé convection dans un chaleur à flux croisés échangeur.

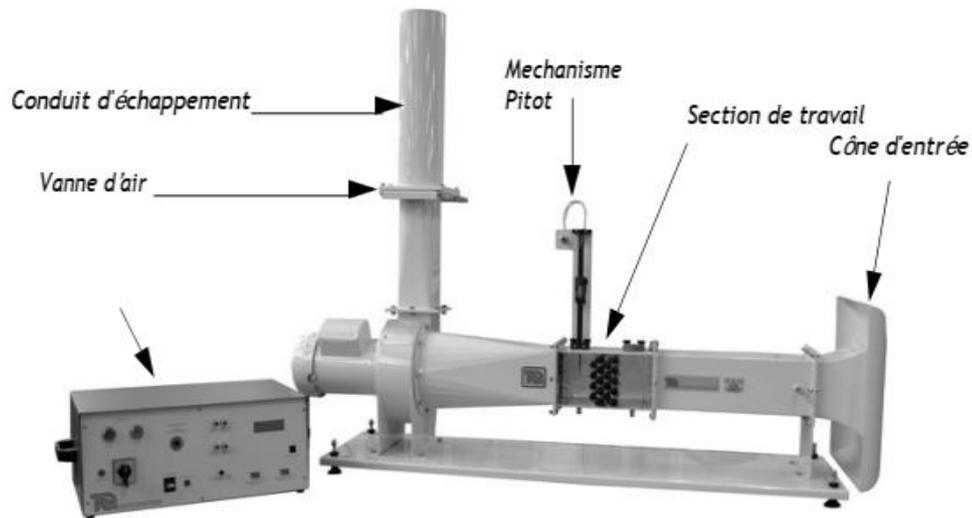


Figure III.5 : L'appareil TE9

La plupart des systèmes thermodynamiques incluent une certaine forme d'échange de chaleur (ou de transfert de chaleur) comme fonction principale. Tout ingénieur qui étudie la thermodynamique doit comprendre les principes de l'échange de chaleur, car ils le rencontreront dans presque tous les systèmes, et afin de pouvoir choisir le meilleur type d'échangeur de chaleur à utiliser sur n'importe quel système.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur, mais le plus courant est le type « récupérateur » qui se présente sous trois formes principales :

Flux parallèle

Contre-courant

Flux croisés

L'échangeur de chaleur à flux croisés TecQuipment TE93 démontre l'échange de chaleur par convection forcée. Un ventilateur électrique à vitesse fixe aspire l'air à travers un conduit. Une partie du conduit (la section de travail) est transparente et comprend des trous pour l'insertion de tiges en aluminium disposées perpendiculairement au flux d'air. Une tige chauffante spéciale en cuivre est placée à des positions sélectionnées dans la section de travail. Les

Chapitre III : Maintenance et mise en March

températures de la tige chauffante et de l'air à l'entrée du conduit sont mesurées par des thermocouples. La pression d'air dans la gaine et autour des crayons est mesurée par une sonde Pitot et deux prises de pression statique en fond de section de travail. La vitesse de l'air dans le conduit est contrôlée par une vanne d'air variable à la Sortie du ventilateur.

L'étudiant insère les tiges en aluminium et la tige chauffante dans les positions choisies. Ils font ensuite fonctionner le ventilateur et ajuste la vanne d'air à une position sélectionnée. Ils calculent ensuite la perte de chaleur de la tige chauffante, les vitesses de l'air et les chutes de pression. La sonde Pitot est également utilisée pour mesurer le profil de vitesse autour des crayons dans la section de travail

3.2 Description

L'appareil se compose de deux parties principales :

L'unité de contrôle et d'instrumentation

L'assemblage du conduit

L'unité de contrôle et d'instrumentation comprend :

Commandes marche/arrêt pour le ventilateur électrique

Compartiment chauffant pour la tige chauffante

Orifices de mesure de pression

Prises thermocouples

Affichage de la température et de la pression

Disjoncteurs électriques et interrupteur principal

Prise pour connexion au TecQuipment VDAS® (Versatile Data Acquisition System)

L'ensemble de conduit comprend :

Cône d'entrée avec effuser

Thermocouple à l'entrée pour mesurer la température ambiante

Section de travail

Ensemble Pitot avec indicateur de position numérique

Moteur électrique et ventilateur

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Conduit d'évacuation avec soupape d'air réglable

Le compartiment de chauffage de l'unité de contrôle et d'instrumentation est chauffé par un radiateur électrique et comprend un système de contrôle de la température pour maintenir sa température à environ 75°C. Un dispositif de coupure de sécurité secondaire est inclus en cas de défaillance du système de contrôle de la température.

Instrumentation :

L'affichage de température et de pression sur l'unité de contrôle et d'instrumentation indique la température du thermocouple à l'entrée de la gaine (*J1*) et le thermocouple dans la tige chauffée (*J2*). Il montre également la pression différentielle entre les deux ensembles de ports de pression auto-obturants '+' et '-'.

Une prise située sous l'écran sert à la connexion à l'interface informatique numérique TecQuipment. Celui-ci est disponible en option et non fourni en standard avec l'équipement.

La section de travail et l'assemblage de Pitot :

La section de travail (illustrée à la figure III.25) comporte deux fenêtres transparentes, percées de trous pour accepter les tiges en aluminium, la tige chauffante ou les bouchons d'obturation selon les besoins. A la base de la section de travail se trouvent deux prises de pression statique. Ceux-ci sont utilisés pour mesurer la chute de pression à travers les tiges et avec la sonde Pitot pour mesurer la vitesse.

L'ensemble Pitot peut être monté dans l'une des deux positions illustrées. Il comprend un indicateur numérique pour une mesure précise de la position de la sonde Pitot. L'indicateur numérique comprend une prise pour la connexion à l'interface d'ordinateur numérique TecQuipment en option (non fournie).

La sonde Pitot est utilisée avec la prise de pression statique amont pour trouver la pression amont.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

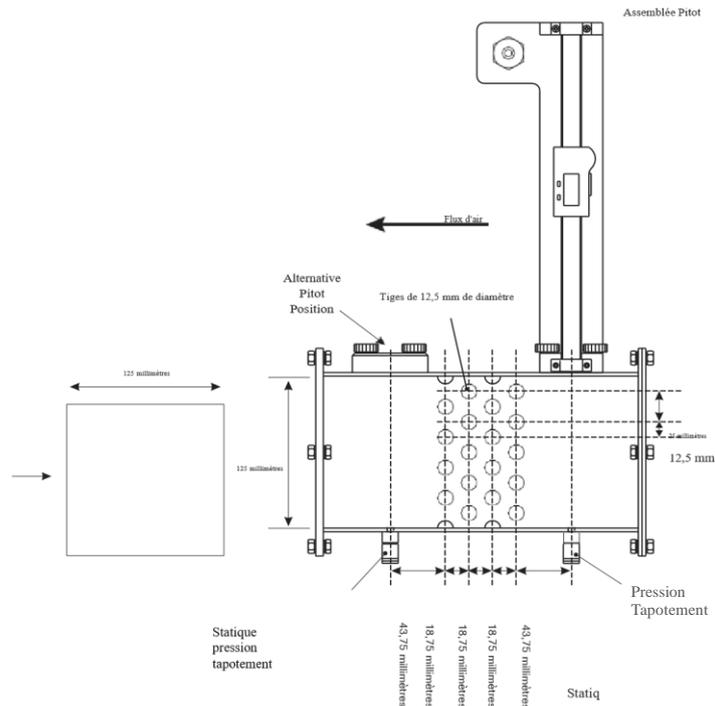


Figure III.6: La section de travail

Tige chauffante :

La tige chauffante est composée de plusieurs parties (voir Figure III.7). La pièce principale est une tige de cuivre, usinée et percée pour permettre l'insertion d'un thermocouple. Les extrémités de la tige sont usinées à partir de 'Tufnol®' - un stratifié à base de résine. La masse de la partie en cuivre de la tige est mesurée et estampée sur sa plaque d'extrémité. La zone de test de la tige est uniquement la partie en cuivre, les extrémités en Tufnol sont des isolants thermiques

❖ NOTE :

La masse indiquée sur la plaque d'extrémité est uniquement la masse de la partie en cuivre de la tige. Il n'inclut pas les extrémités Tufnol ni le fil thermocouple.

La longueur effective de la tige chauffante est en fait légèrement plus longue que la partie en cuivre exposée de 95 mm de long. Les extrémités en Tufnol ne sont pas des isolants parfaits et conduisent une petite quantité de chaleur. Cela donne une plus grande longueur efficace. Des tests sur des longueurs de tige de cuivre massif de même diamètre ont montré que la tige chauffante avait les mêmes propriétés qu'une tige pleine de 8,4 mm de plus. Cela donne une longueur effective nominale de 103,4 mm (0,1034 m).

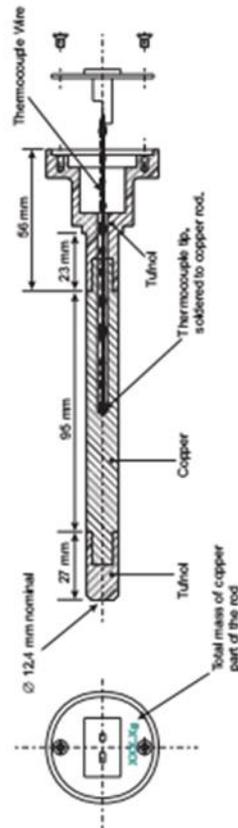


Figure III.7 : La tige chauffante

Tuyauterie :

L'appareil TE93 est fourni avec une longueur de tuyau en plastique transparent, une pièce en 'T' et quelques adaptateurs de tube.

TecQuipment vous recommande d'installer l'appareil comme illustré à la Figure 2, de sorte que l'unité de contrôle et d'instrumentation soit à côté de l'ensemble de conduit, puis de couper la tuyauterie en conséquence. Les schémas de connexion sont présentés dans la section des expériences.

Les adaptateurs de tube s'insèrent dans les extrémités de la tuyauterie, de sorte qu'elle puisse être branchée dans les prises de pression statique, la pièce en « T » et les prises de pression sur l'unité de contrôle et d'instrumentation . Pour retirer le tuyau des orifices de pression, poussez sur le collier autour des orifices et retirez doucement le tuyau.

Chapitre III : Maintenance et mise en March



Figure III.8: Ajustez les adaptateurs de tube aux extrémités de la tuyauterie Afin qu'ils s'insèrent dans les orifices de pression

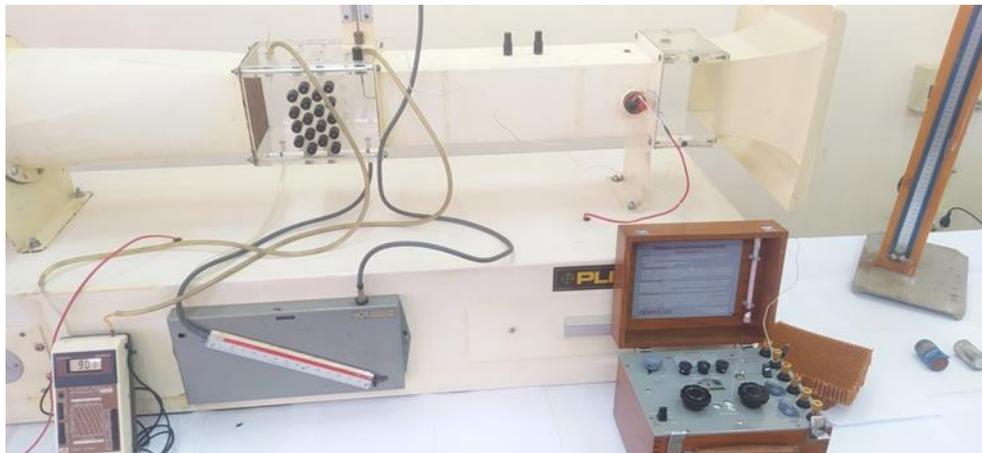


Figure III.9: La section de travail en état finale

Chapitre III : Maintenance et mise en March

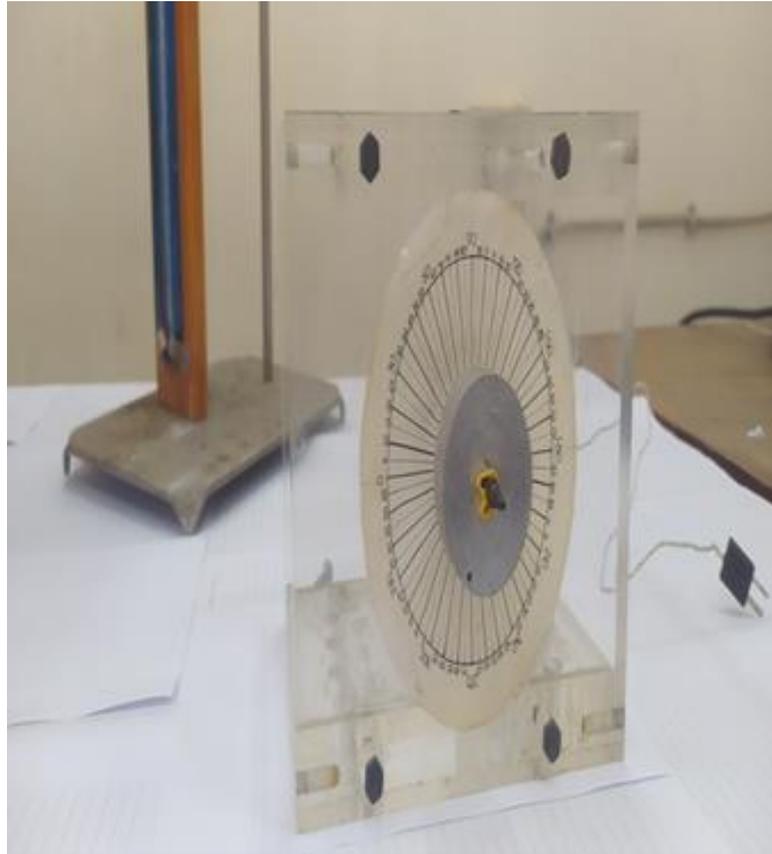


Figure III.10: prototype cylindrique rotatif

Spécifications techniques

Assemblage de conduit :

Article	Spécification
Longueur totale	1530 millimètres
Profondeur totale (d'avant en arrière)	400 millimètres
Hauteur totale	1170 millimètres
Poids net	55 kilogrammes
Dimensions internes de la section de travail	125 mm x 125 mm

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Unité de contrôle et d'instrumentation :

Article	spécification
Longueur totale	615 millimètres
Profondeur totale (d'avant en arrière)	360 millimètres
Hauteur totale	220 millimètres
Poids net	Unité 230 V 13,5 kg Unité 110 V 16,5 kg
Tension d'alimentation	230 V 50 Hz ou 110 V 60 Hz
Courant maximal	230 V Unité 5 A Unité 110 V 10 A
Disjoncteur principal	16 A Type C (110 V) 10 A Type C (230 V)
Disjoncteur de chauffage	6 A Type D (110 V) 2A Type B (240 V)
Relais de surcharge du moteur du ventilateur	Réglé sur 5 A (230 V) Réglé sur 10 A (110 V)

Tige chauffante

Article	Spécification
Matériel	Cuivre
Thermocouple	Type "K"
Masse	Estampé sur la plaque d'extrémité
Diamètre de la tige	Nominale 12,4 mm (Mesurer avec précision avant le test)

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Niveaux de bruit

Les niveaux de pression acoustique maximaux mesurés pour cet appareil sont :

Produit : TE93	
Position d'enregistrement	Enregistrement de niveau dB(A) à période Leq = 2 minutes
Au niveau des oreilles des opérateurs	78,4
Devant l'engin à 1 m de distance à une hauteur de 1,6 m	78,8
Arrière de la machine à 1 m à une hauteur de 1,6 m	79
Côté gauche de la machine à 1 m de distance à une hauteur de 1,6 m	78.1
Côté droit de la machine à 1 m à une hauteur de 1,6 m (à l'entrée d'air)	86
Zones localisées de bruit excessif (à la sortie d'air)	86,8

AVERTIR

Pour des niveaux de pression sonore supérieurs à 85 dB(A), il est recommandé de porter des protections auditives.

3.3 Installation et assemblage Assemblage et configuration

L'ensemble de conduit TE93 occupe un espace de paillasse de 400 mm x 1530 mm et mesure 1170 mm de haut. L'unité de contrôle et d'instrumentation occupe un espace de paillasse de 360 mm x 615 mm L'unité de contrôle et d'instrumentation doit être placée à côté de l'ensemble de conduits. Si l'interface d'ordinateur numérique TecQuipment en option a été achetée, laissez de la place à côté de l'appareil pour un ordinateur approprié.

❖ NOTE

Installez l'appareil dans un endroit où la température ambiante n'évolue pas, à l'écart de toute source d'air chauffé ou refroidi radiateurs ou bouches de climatisation par exemple :

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Faites-vous aider pour placer l'ensemble de conduits et l'unité de contrôle et d'instrumentation sur un plan de travail solide. Utilisez les pieds réglables pour vous assurer que l'ensemble de conduit est de niveau.

❖ **AVERTISSEMENT**

L'ensemble de conduits et l'unité de contrôle et d'instrumentation sont lourds, faites toujours appel à de l'aide pour les déplacer.

Montez le conduit d'évacuation et la vanne d'air sur le ventilateur Assurez-vous que l'échelle sur la vanne d'air est vers vous lorsque le moteur du ventilateur est vers la gauche.

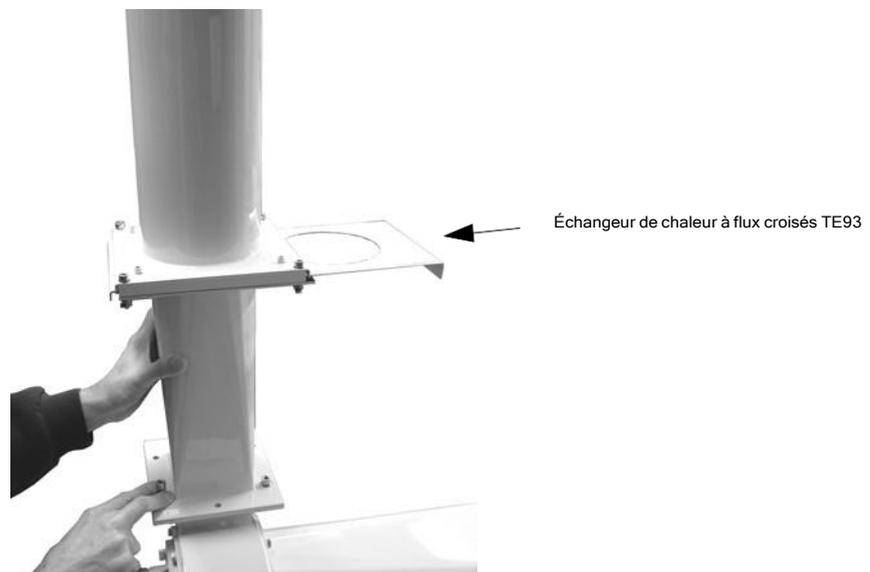


Figure III.11: Échangeur de chaleur à flux croisés TE93

Montez soigneusement l'ensemble Pitot sur la section de travail

Connectez le câble du moteur du ventilateur à sa prise à l'arrière de l'unité de contrôle et d'instrumentation.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

3.4 Entretien :

Général :

Vérifiez régulièrement toutes les pièces pour détecter d'éventuels dommages, remplacez-les si nécessaire.

Lorsqu'il n'est pas utilisé, stocker l'équipement dans un endroit sec et sans poussière, de préférence recouvert d'une feuille de plastique.

Si l'appareil est sale, essuyez les surfaces avec un chiffon propre et humide. Ne pas utiliser de nettoyants abrasifs.

Vérifiez régulièrement l'étanchéité de toutes les fixations et fixations, ajustez si nécessaire.

❖ NOTE :

Remplacez les pièces défectueuses ou endommagées par un article équivalent du même type ou de même calibre.

Électrique :

❖ AVERTISSEMENT :

Seule une personne qualifiée peut effectuer l'entretien électrique.

Assurez-vous que les procédures suivantes sont suivies :

- Supposons que l'appareil est sous tension jusqu'à ce qu'il soit connu qu'il est isolé de l'alimentation électrique.

- Utilisez des outils isolés là où il y a des risques électriques possibles.

- Vérifiez que le circuit de mise à la terre de l'appareil est complet.

- Identifiez la cause d'un disjoncteur déclenché avant de réinitialiser.

Pour réinitialiser un disjoncteur

- Isolez l'appareil de l'alimentation électrique.

- Réinitialisez le disjoncteur.

- Rebranchez l'appareil à l'alimentation électrique et allumez-le.

- Si l'appareil échoue à nouveau, contactez TecQuipment Ltd ou votre agent pour obtenir des conseils.

❖ NOTE :

Remplacez les pièces défectueuses ou endommagées par un article équivalent du même type ou de même calibre.

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Emplacement du disjoncteur :

À l'intérieur de l'unité de contrôle et d'instrumentation se trouvent deux disjoncteurs, l'un est le dispositif de protection principal, l'autre protège le circuit de chauffage. À côté des disjoncteurs se trouve le relais de surcharge du moteur. Ne réglez pas le relais de surcharge du moteur.

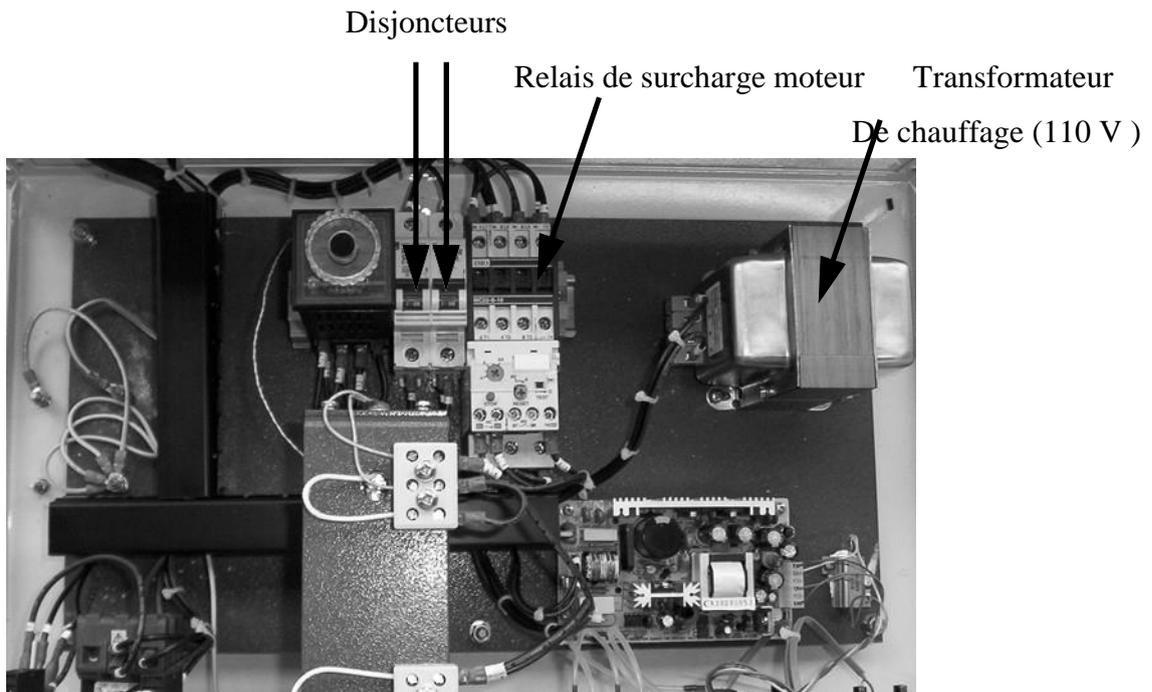


Figure III.12: Emplacement des disjoncteurs

AVERTIR :

Le relais de surcharge du moteur se réinitialise automatiquement lorsque l'alimentation est coupée.

Ne réglez pas le relais de surcharge du moteur.

Défauts de chauffage :

Si la température du réchauffeur atteint environ 115°C, il est possible que le contrôleur soit en panne. Dans ce cas, le coupe-circuit de sécurité secondaire empêche le réchauffeur d'atteindre une température dangereuse. Réparez le défaut immédiatement.

3.5 Démontage totale de l'appareil

Le convertisseur thermique TE 93 se trouvait dans un état critique, avec son moteur hors service, nécessitant une opération de modification majeure sur plusieurs aspects. Après avoir été utilisé dans des conditions inadaptées pendant plusieurs années, la défaillance du moteur a été exacerbée.

Le processus de démontage complet du convertisseur thermique a débuté par la partie avant, où nous avons rencontré 8 vis difficiles à dévisser, suivies d'un capot composé de deux parties distinctes. Ensuite, le tube abritant les filtres d'entrée et de sortie a été retiré pour accéder aux 18 sorties de fission, qui servent aux tubes d'expérimentation et aux variations de température, ainsi qu'aux 3 sorties utilisées pour mesurer la pression.

Par la suite, nous avons procédé au démontage du tube contenant 8 vis légèrement endommagées afin de pouvoir accéder au carter du moteur, qui était la principale source des dommages. Nous avons démonté total du moteur et ses accessoires (stator, induit, roulements,...) , éliminé une substance noire recouvrant une épaisse couche en utilisant divers moyens, et nous avons dissous la substance responsable de la panne. Nous avons ensuite pu accéder au moteur défectueux. Toutes les vis défectueuses ont été remplacées, et plusieurs pièces à l'intérieur et à l'extérieur du moteur ont été changées.

Dans le domaine de l'électricité, nous avons remplacé les fils du moteur ainsi que le couvercle des fils, ainsi que l'installation électrique et le condensateur électrique. Le manomètre a été retiré de son emplacement et remplacé par des équipements appropriés. Et nous avons nettoyé la broche des tubes et inséré les tubes en plastique ou le tube chauffant, assemblant le mécanisme pitot avec l'installation de thermocouples devant et derrière la broche, assemblant et reliant les tubes flexibles des manomètres aux orifices avant et arrière de la broche

Chaque composant de ce convertisseur a été examiné individuellement afin d'identifier ce qui devait être remplacé, modifié ou réparé



Figure III.13 : Photos montrant le processus de démontage

3.6 Evaluation des dommages et maintenance :

3.6.1 Moteur :

Nous avons trouvé un moteur dans un état déplorable, où le moteur a été utilisé hors de sa plage normale de fonctionnement, et nous avons découvert de nombreux problèmes mécaniques et électriques. Parmi les problèmes importants, nous avons constaté des fuites, des problèmes électriques, des vis cassées et l'arbre du moteur était bloqué. Nous avons eu du mal à trouver les pièces de rechange nécessaires et nous avons nettoyé le moteur des dépôts et des impuretés qui ont causé de nombreux problèmes, y compris l'arrêt de l'arbre du moteur. De plus, nous avons remplacé le système électrique interne et réparé le condensateur partiellement défectueux. Les fils électriques connectés au moteur étaient également dans un état déplorable, et le carter du moteur était brûlé suite à l'utilisation de substances inconnues. Cela a nécessité beaucoup d'efforts de notre part pour le nettoyer et le réhabiliter. En outre, nous avons Ré-fabrication de la roue de fixation du moteur dans une atelier privé (5000 DZ) ,Ré-fabrication des joints du moteur par le caoutchouc des pneu ,Nettoyage du diffuseur et la turbine tournante ,Maintenance du circuit et la boîte électrique (cablage) ,Ré-fabrication de la couverture de la boîte dans l'atelier de soudage ,Enveloppement des cables haute tension pour prendre les mesure de sécurité et Assemblage des accessories

Chapitre III : Maintenance et mise en March



Figure III.14.: Le moteur et ses accessoires



Figure III.15: Le circuit et la boîte électrique

Chapitre III : Maintenance et mise en March

3.6.2 Les capteurs :

En raison de l'arrêt prolongé d'un transformateur et de l'accumulation de dépôts à l'intérieur, toutes les prises de courant ont été endommagées et leurs ouvertures ont été obstruées, empêchant toute infiltration de pollution. Après avoir étudié cette défaillance, nous avons décidé de les nettoyer avec des produits de nettoyage, mais malheureusement, cela n'a pas fonctionné. Nous avons donc été contraints de les remplacer entièrement pour réussir à les réparer.

Une autre panne a été détectée : une rupture au niveau du support du régulateur de pression. Après avoir examiné cette panne, nous avons décidé de la réparer en utilisant une pâte adhésive (époxy). Une fois ces problèmes résolus, nous avons installé tous les filtres, le régulateur de pression et rempli le tube de mesure avec de l'eau colorée après l'avoir préparée. Lorsque nous avons tenté de mettre le transformateur en marche, les prises de courant n'ont pas fonctionné.

Après avoir recherché la cause, nous avons constaté des fuites aux entrées et sorties des conduits où nous avons placé des colliers et une opération de maintenance a été réalisée avec succès

3.6.3 Le tube chauffant :

Nous avons découvert le tube chauffant en dommage au milieu, ce qui nous a obligés à le réparer en utilisant des techniques de soudure professionnelles. Dans le cadre de cette opération, nous avons initialement utilisé de la colle pour fixer la partie cassée, mais cela s'est avéré inefficace en raison de la température élevée impliquée. Par conséquent, nous avons entrepris la fabrication d'un nouvel appareil similaire et identique dans notre laboratoire spécialisé en soudure et en meulage.

Lors de l'analyse des composants de l'appareil et de sa méthode de fabrication, nous avons opté pour la fabrication de trois couches distinctes. Au milieu de ces couches, nous avons percé de petits trous afin de faire passer un Insertion un nouveau thermo-couple de type K dans le tube. Cette approche facilite grandement le processus de perçage. Une fois cette étape terminée, nous avons soigneusement égalisé et poli tous les bords des couches afin de les rendre parfaitement identiques à ceux du premier appareil. Enfin, nous avons procédé à leur soudage minutieux pour les assembler.

Chapitre III : Maintenance et mise en March



FIGURE III.16. : fabrication du tube chauffant

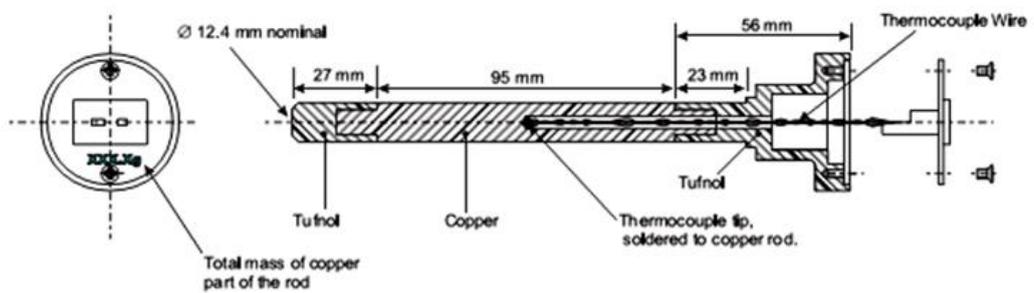


Figure.III.17: Coupe transversale et dimensions du tube chauffant

Chapitre III : Maintenance et mise en March



Figure III.18.: Le tube chauffant et ses accessoires

3.6.4 Le monomètre incliné et en U:

Remplacez le tube de verre cassé par un nouveau tube après avoir effectué une restauration infructueuse en raison de la longueur insuffisante du tube pour travailler, et remodeler en partie la règle graduée après qu'il lui manquait une partie à l'aide d'une pâte spéciale et chez un professionnel La règle a été peinte pour la rendre complètement identique à la nouvelle boîte. La régulation du monomètre a été placée au niveau approprié pour le travail avec précision, en remplaçant les tubes flexibles par des tubes neufs suite à la découverte de trous et de fissures au niveau des anciens tubes et mener une expérience en remplissant des liquides colorants spéciaux pour les monomètres



Figure.III.19. : Le monomètre incliné



Figure.III.20. : Le monomètre de forme U



Figure.III.21. : Les liquides colorants

3.6.5 Entrée d'air et canalisation de la soufflerie :

Nettoyer le conduit d'air des dépôts en suspension Insertion d'un nouveau thermocouple de type K dans l'entrée d'air après que l'ancien a été corrigé, mais cela n'a pas fonctionné complètement, donc le nouveau a été nettoyé et installé, le filtre d'entrée d'air a été

Rê fabriqué et installé avec une précision totale pour un air précis filtration, deux redresseurs de flux de dimensions différentes ont été refabriqués.

Chapitre III : Maintenance et mise en March



Figure.III.22: Le filtre d'entrée d'air

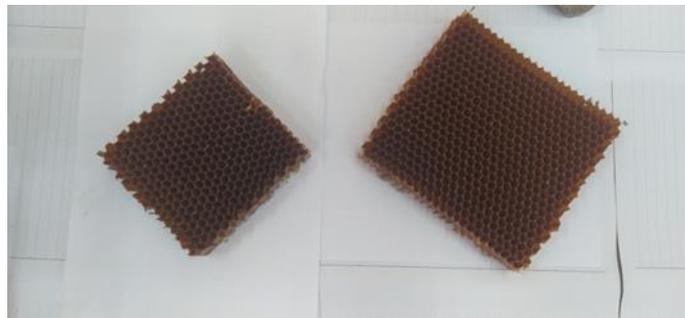


Figure.III.23. : Les redresseurs d'écoulement



Figure.III.24. : Le nouveau thermocouple de type K

3.6.6 Le Mécanisme Pitot :

Nettoyage du tuyau Pitot avec l'une de toutes les impuretés et endroits endommagés, avec l'entretien des accessoires et l'installation des tuyaux flexibles après

Chapitre III : Maintenance et mise en March

nettoyage du lieu d'entrée des tuyaux, en plus de calibrer le mécanisme



Figure.III.25.: Le Mécanisme Pitot

3.6.7 Maintenance et mis en marche des instruments de mesure :

Remplacement des piles du monomètre différentiel et du potentiomètre pour les dommages, installation des tubes flexibles pour le monomètre et des thermocouples pour le potentiomètre, assemblage de l'enregistreur de données.



Figure.III.26. : Le monomètre différentielle

Chapitre III : Maintenance et mise en March



Figure.III.27. : Le potentiomètre



Figure.III.28. : l'enregistreur de données



Figure.III.29: Etat finale de l'échangeur de chaleur

Chapitre III : Maintenance et mise en March

Remarque :

On peut utiliser cet échangeur comme une soufflerie aérodynamique, il faut juste changer le mécanisme du travail par prototype être étudié avec les capteurs convenables, comme illustrée dans la figure ci- dessus.

3.7 Conclusion :

En conclusion, la maintenance d'un échangeur impliquant le démontage et le montage est une étape essentielle pour assurer le bon fonctionnement et la durabilité de l'équipement. Cette procédure permet de résoudre les problèmes potentiels, de prévenir les pannes futures et d'optimiser les performances de l'échangeur.

Le démontage de l'échangeur permet d'accéder aux différentes composantes de l'appareil, telles que les plaques, les joints, les tubes, les boulons, etc. Cela permet de détecter les éventuels dommages, l'usure excessive ou les obstructions qui pourraient entraver le transfert de chaleur efficace. En procédant à un démontage soigneux, on peut évaluer l'état de chaque élément et prendre les mesures appropriées pour les réparer ou les remplacer si nécessaire.

Le processus de montage, quant à lui, implique de reconstituer l'échangeur en utilisant des composants neufs ou réparés. Cela comprend le nettoyage des surfaces, le remplacement des joints d'étanchéité, l'alignement correct des plaques, des tubes ou des faisceaux et le serrage adéquat des boulons. Un montage précis garantit une bonne circulation du fluide à travers l'échangeur et une performance optimale.

La maintenance de l'échangeur avec démontage et montage présente plusieurs avantages. Elle permet d'identifier les problèmes potentiels avant qu'ils ne se transforment en pannes majeures, ce qui contribue à réduire les temps d'arrêt imprévus et les coûts de réparation. De plus, cette procédure permet d'améliorer l'efficacité énergétique de l'échangeur en assurant un transfert de chaleur optimal. En entretenant régulièrement l'échangeur, on prolonge sa durée de vie utile et on optimise les performances de l'ensemble du système dans lequel il est utilisé.

En résumé, la maintenance de l'échangeur avec démontage et montage est une étape cruciale pour garantir la fiabilité, la durabilité et l'efficacité de cet équipement. En investissant dans une maintenance régulière et en effectuant les opérations de démontage et de montage de manière professionnelle, on assure le bon fonctionnement de l'échangeur, ce qui se traduit par des économies d'énergie, des performances optimales et une réduction des coûts à long terme.

CHAPITE 04

Chapitre IV : expérimentation et résultats

IV.1 DESCRIPTION GÉNÉRALE:

L'appareil est illustré à la figure IV.1 tandis que la figure IV.2 donne les dimensions essentielles. Il est destiné à l'étude des phénomènes de transfert de chaleur associés à l'écoulement au-delà de tubes cylindriques disposés soit isolément, soit en bancs de configurations diverses.

Essentiellement, l'appareil consiste en une section de travail en plexiglas à travers laquelle l'air peut être aspiré par un ventilateur centrifuge. Des tiges en plexiglas peuvent être insérées dans la section de travail avec leurs axes perpendiculairement à la direction de l'écoulement, simulant ainsi un échangeur de chaleur à flux croisé utilisé dans de nombreuses branches de l'ingénierie.

L'un des espaces prévus dans la section de travail pour les tiges est occupé par un élément constitué d'une tige en acier pur d'environ 10 cm de longueur portée entre deux tiges de rallonge en composé plastique à base de tissu. Des dispositions sont prises pour chauffer cet élément en acier isolément de la section de travail, le remplacer dans la section et enregistrer ensuite son taux de refroidissement indiqué par un thermocouple intégré en son centre. Un graphe semi-logarithmique de la vitesse de refroidissement associé à une connaissance de la capacité thermique et de la surface de l'acier permet ensuite un calcul direct du coefficient de transfert de chaleur entre l'élément d'acier et l'air qui le traverse.

L'élément est chauffé en le retirant de la section de travail et en le plaçant dans un résistance électrique cylindrique. L'appareil de chauffage est alimenté en courant à basse tension par un redresseur et élève la température de l'élément à un maximum d'environ 80 ° C. La température de l'élément est indiquée par un potentiomètre à thermocouple, soit un instrument de laboratoire standard, soit fourni en supplément. Le potentiomètre enregistre la différence de température entre le thermocouple chaude intégrée dans l'élément et un thermocouple froid dans le flux d'air à l'entrée de la section de travail. La température initiale de l'air est indiquée par un thermomètre à mercure en verre à l'entrée d'air.

L'appareil comprend un ventilateur centrifuge entraîné par un moteur électrique de 1 CV et dont l'entrée est reliée à la section de travail. L'air pénètre dans l'appareil par une cône d'entrée. Après la section de travail, un canal de transition mène à l'entrée du ventilateur et porte un écoulement en nid d'abeille destiné à empêcher la transmission du tourbillon du ventilateur dans la section de travail. Le ventilateur se décharge dans une

Chapitre IV : expérimentation et résultats

vanne d'étranglement graduée au moyen de laquelle la vitesse de l'air à travers l'appareil peut être réglée.

Pour permettre l'exploration la nature d'écoulement en amont du fuseau des tubes, un tube de Pitot été installé, qui peut être parcouru dans une direction perpendiculaire à la fois au flux d'air et aux axes de l'élément. Cinq stations transversales sont disposées à des centres de 2,5 cm, ce qui permet un relevé complet de la section transversale. De plus, une position transversale est fournie en aval fuseaux des tubes, ce qui permet d'étudier la nature d'écoulement dans le sillage.

Des sonde statiques associées sont prévues afin que la hauteur de vitesse puisse être enregistrée au moyen du manomètre. La distribution de vitesse en amont du banc de tubes est sensiblement constante et peut être établie par une seule mesure de la pression statique de la paroi en aval. Lorsque tous les éléments du tube sont en position, la perte de charge statique à travers les quatre bancs de tubes est environ quatre fois supérieure à la hauteur de vitesse, et une fois que la relation entre la hauteur de vitesse et la chute de pression a été établie, il est préférable d'observer la perte de charge plutôt que la hauteur de vitesse comme indication de la vitesse de l'air au-delà du banc de tubes.

Les différences de pression et les vitesses maximales dans l'appareil atteignent un maximum d'environ 75 mm de manomètre d'eau. Le manomètre incliné fourni a une portée de cette magnitude ; Pour plus de précision, un micro manomètre électronique, disponible en supplément, peut être utilisé Les thermocouples dans l'élément et à l'entrée d'air sont en cuivre et nickel selon le tableau de référence standard britannique 4937. Dans la plage de différence de température de 0 à 50 degrés C, la caractéristique de température des thermocouples est approximativement linéaire et :

$$1 \text{ degré C} = 0.041 \text{ mV}$$

L'appareil est monté sur un banc tubulaire en acier et une armoire intégrée porte un isolateur, un démarreur, un redresseur et un interrupteur de commande pour l'élément chauffant.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

IV.2 DIMENSIONS NOMINALES:

Échangeur de chaleur à flux croisé

Température ambiante 21.5°C Pression Barométrique 756mm Hg

Tension 220 V / Phase, 50 Hg

Dimensions de l'élément : Longueur $l = 94.96\text{mm}$ DIA. $D = 12,4\text{ mm}$,

Masse $m = 0,1065\text{ kg}$

Largeur de la section de travail 12.5 cm

Hauteur de la section de travail 12.5 cm

Diamètre des éléments 1.25 cm

Pas transversal des éléments 2.5 cm

Pas longitudinal des éléments 1.875 cm

IV.3 CONTEXTE THÉORIQUE:

On suppose que toute la chaleur perdue de l'élément cylindrique en acier est transférée à l'air qui le traverse. On suppose en outre que les gradients de température à l'intérieur de l'élément sont éligibles, de sorte que le thermocouple incorporé au centre donne une indication fidèle de la température de surface effective.

Une certaine quantité de chaleur est conduite de l'élément dans les rallonges en plastique. L'étendue de cet effet a été déterminé en faisant des essais comparatifs utilisant des éléments en acier de diamètre lenticule mais de longueur variable. A partir de ces essais, la surface supplémentaire équivalente : pressentie par les extensions en plastique a été calculée et est prise en compte en ajoutant la longueur réelle de l'élément pour obtenir une longueur effective qui est utilisée dans les calculs. Cette correction s'élève à 8,4 mm D'où :

$$l_1 = l + 0.0084$$

A partir de la définition du coefficient de transfert de chaleur, le flux de la chaleur de l'air est donné par

$$\dot{q} = h A_1 (T - T_a) \quad (\text{IV.1})$$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Dans une période de temps dt , le changement de température dT est donnée par :

$$-\dot{q}dt = m c dt \quad (IV.2)$$

En combinant les équations (IV.1) et (IV.2) et en éliminant \dot{q} :

$$\frac{-dT}{(T-T_A)} = \frac{hA_1}{mc} dt \quad (IV.3)$$

Intégrant :

$$\log_{\theta}(T - T_A) - \log_e(T_0 - T_A) = -\frac{hA_1 t}{mc} \quad (IV.4)$$

Où T_0 est la température de l'élément à $t = 0$.

Cette équation suggère qu'un tracé de $\log_{\theta}(T - T_A)$ contre t devrait donner une droite de pente $-\frac{hA}{mc}$, et, puisque les autres facteurs de cette expression sont connus, le coefficient transfert de Chaleur h peut être calculé.

En pratique, il est plus pratique de tracer $\log_{10}(T - T_A)$ contre t . Puis depuis $\log_{\theta} N = 2.3026 \log_{10} N$, le coefficient de transfert de chaleur est relié à la pente M de cette droite par l'expression :

$$h = -2.3026 \frac{mc}{A_1} M \quad (IV.5)$$

Afin d'établir la vitesse effective de l'air passant l'élément, il est nécessaire pour calculer la vitesse en amont.

La vitesse V_1 développée par un gaz de densité ρ se dilatant librement à partir du repos sous l'influence d'une différence de pression p , lorsque p est suffisamment faible (comme dans le cas présent) pour que la compressibilité soit négligée, est donnée par :

$$\frac{\rho V_1^2}{2} = P \quad (IV.6)$$

La tête de vitesse H_1 est mesurée en centimètres d'eau et depuis :

$$1 \text{ cm } H_2O = 98.1 \text{ N/m}^2$$

L'équation (IV.6) devient :

$$\frac{\rho V_1^2}{2} = 98.1 H_1 \quad (IV.6a)$$

La masse volumique de l'air sous pression P_a et à température T_a est donnée par :

Chapitre IV : expérimentation et résultats

$$\frac{P_a}{\rho} = RT_a \quad (IV.7)$$

Où la constante de gaz $R = 287$.

Combinaison des équations (IV.6a) et (IV.7) :

$$V_1 = 237.3 \sqrt{\frac{H_1 T_A}{P_A}} \quad (IV.8)$$

Il est habituel, lors du calcul de la vitesse effective à travers une banque de tubes, de la baser sur la surface d'écoulement minimale. Lorsque tous les tubes sont présents, cette surface minimale se produit dans un plan transversal comprenant une rangée de 5 tubes. Étant donné que les tubes ont un diamètre de 1,25 cm et la largeur de la section de travail de 12,5 cm, la surface effective est la moitié de celle de la section de travail, et nous pouvons écrire pour ce cas :

$$V = 2V_1 \quad (IV.9a)$$

Lorsqu'un seul élément est étudié isolément, la surface d'écoulement minimale est de 9/10 de la zone de travail complète, et nous pouvons écrire :

$$V = \frac{10}{9} V_1 \quad (IV.9b)$$

L'équation (IV.8) peut également être utilisée pour calculer les vitesses locales en aval de l'élément, en remplaçant H_1 par H_2 .

La théorie du transfert de chaleur par convection nous amène à supposer que le coefficient de transfert de chaleur sera une fonction de V et des variables indépendantes : d, ρ, c_p, μ, k .

L'analyse dimensionnelle montre que la relation entre h et les variables indépendantes peut être exprimée sous la forme :

$$\frac{hd}{K} = f\left(\frac{\rho V d}{\mu}, \frac{c_p \mu}{K}\right)$$

Ces groupes sans dimension sont connus respectivement sous le nom de Nusselt, Reynolds et Prandtl. En pratique, le nombre de Prandtl est pratiquement constant pour les gaz dans des conditions assez larges et le flux de chaleur est effectivement fonction du nombre de Reynolds.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

IV.4 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX:

Pour un exemple particulier de l'appareil, les dimensions suivantes sont appliquées :

$$D = 0.01242 \text{ m}$$

$$I = 0.0951 \text{ m}$$

$$I_1 = I + 0.0084 = 0.1035 \text{ m}$$

$$A = 0.00371 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 0.00404 \text{ m}^2$$

$$M = 0.1093 \text{ kg}$$

Puis en prégnant :

$$C = 380 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

L'équation (IV.5) donne :

$$H = - 23600 \text{ M}$$

Dans un essai particulier, l'élément occupait la position centrale dans la première rangée de tubes et l'appareil fonctionnait à la vitesse maximale de l'air (ouverture de la manette des gaz à 100 %).

$$T_a = 296 \text{ } ^\circ\text{C Abs.}$$

$$P_a = 101,500 \text{ N/m}^2$$

$$H_1 = 1.445 \text{ cm H}_2\text{O}$$

De l'équation (IV.8) :

$$V_1 = 15.4 \text{ m/s}$$

De l'équation (IV.9a) :

$$V = 30.8 \text{ m/s}$$

De l'équation (IV.7) :

$$\rho = 1.195 \text{ kg/m}^3$$

Dans ces conditions, pour l'air :

$$c_p = 1,012 \text{ J/kg deg C}$$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

$$u = 18.2 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}$$

$$k = 0.0259 \text{ J/m s deg C}$$

$$(Re) = 815 \text{ V} = 25,100$$

$$(Pr) = 0.71$$

Les mesures de la vitesse de refroidissement sont consignées dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : les messages enregistrés de l'expérience 1

t sec	Thermocouple mV	(T_ Ta) deg C	Log10 (T- Ta)
0	2.0	48.8	1.688
9	1.7	41.5	1.618
20	1.4	34.2	1.534
34	1.1	26.8	1.428
52	0.8	19.5	1.290
69	0.6	14.6	1.167
91	0.4	9.8	0.989
130	0.2	4.9	0.690

La courbe de $\log_{10}(T - T_A)$ en fonction du temps t est représentée à la figure IV.5 à partir duquel la pente peut être mesurée :

$$m = -\frac{1}{130.6}$$

Substituer dans l'équation (IV.5) :

$$h = \frac{-2.3026 \times 0.1093 \times 380}{0.00404} \times -\frac{1}{130.6} = 181.3$$

D'où

$$(Nu) = \frac{181.3 \times 0.01242}{0.0259}$$

$$(Nu) = 86.9$$

Nous avons déjà calculé que

$$(Re) = 25,100$$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Au lieu de tracer ces points et d'estimer la droite la mieux ajustée, il peut être pratique de calculer la pente moyenne comme suit :

$$M = \frac{\sum \left(\log_{10}(T - T_A) \Big|_{t=0} - \log_{10}(T - T_A) \Big|_{t=t} \right)}{\sum t}$$

Donner en l'espèce :

$$\begin{aligned} M &= \frac{(1.688 - 1.618) + (1.688 - 1.534) + \dots}{9 + 20 + \dots} \\ &= \frac{3.100}{405} \\ &= \frac{1}{130.6} \\ &\text{comme avant} \end{aligned}$$

Il sera commode, lors d'essais avec tous les tubes en position, d'établir la relation entre la hauteur de vitesse H_1 en amont de la section de travail, et la sonde de pression statique H_3 à travers le banc de tubes.

Le résultat d'un tel essai est représenté à la figure IV.6. Cela montre que, dans ce cas :

$$H_1 = 0.22H_3$$

Il est alors plus précis, aux débits plus faibles, d'observer H_3 et de calculer H_1 à partir de cette relation. Cette expérience permet de calculer le coefficient de frottement, en représentant la perte de charge imposée à l'écoulement par chaque rangée successive de tubes exprimée en proportion de la hauteur de vitesse.

Puisque la vitesse moyenne au-delà des tubes est le double de la vitesse moyenne en amont, et puisqu'il y a quatre rangées de tubes, on peut écrire :

$$c_f = \frac{H_3}{4} / 4H_1 = 0.28$$

Une série complète d'essais peut être effectuée avec l'élément chauffant dans chacun des quatre rangs de tubes et avec dix ouvertures d'accélérateur différentes. Les résultats d'un tel essai sont présentés à la figure IV.7 sous la forme d'un graphique du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds, ainsi que des courbes tirées de référence (1). Les équations empiriques de ces courbes sont également présentées dans la figure. On observera que le coefficient de transfert de chaleur augmente, bien qu'à un

Chapitre IV : expérimentation et résultats

rythme décroissant, dans des rangées successives de tubes. Ceci est causé par le niveau croissant de turbulence lorsque l'air passe à travers l'échangeur de chaleur.

La figure IV.8 montre les résultats d'une expérience similaire réalisée dans ce cas avec l'élément chauffant isolé au centre du premier rang. La courbe montrant la relation acceptée (interpolation). Les résultats expérimentaux à partir desquels cette figure est tracée sont donnés ci-dessous :

$$T_a = 295^\circ \text{ C Abs}$$

$$P_A = 100,700 \text{ N/m}^2$$

$$V_1 = 12.84 \sqrt{H_1}$$

$$V = \frac{10}{9} V_1 = 14.27 \sqrt{H_1}$$

$$(\text{Re}) = 811 \sqrt{V}$$

Tableau IV.2 : Les mesures obtenues pour TE93

Overture de la valve %	H ₁ (cmH ₂ O)	V (m/s)	M × 10 ²	(Nu)
100	3.05	24.9	.829	94.1
90	2.45	22.3	.791	89.8
80	2.00	20.2	.747	84.9
70	1.50	17.5	.697	76.9
60	1.05	14.6	.615	69.9
50	0.70	11.9	.538	61.2
40	0.45	9.6	.469	53.3
30	0.25	7.1	.393	44.7
20	0.12	4.9	.317	36.0
10	0.035	2.67	.237	26.9

Enfin, la figure IV.9 montre la répartition de la vitesse en aval des quatre rangées de tubes, illustrant le niveau élevé de non-uniformité du débit qui existe dans un échangeur de chaleur de ce type.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

IV.5 PROCÉDURE D'ESSAI:

Essentiellement, la technique expérimentale a pour but de produire des courbes de refroidissement pour l'élément dans diverses conditions d'écoulement. L'appareil doit être installé avec l'élément chauffant dans la position souhaitée, le manomètre doit être relié au tube de direction total, qui doit être situé en position centrale en amont, le tube lui-même étant situé sur l'axe médian horizontal de la section de travail et orienté vers l'amont. L'autre jambe du manomètre doit être reliée au tapotement statique à l'extrémité amont de la section de travail. La soupape d'accélérateur doit être fermée et le ventilateur démarré. Ouvrez la manette des gaz pour obtenir le débit souhaité, allumez et standardisez le potentiomètre thermocouple conformément aux instructions fournies avec l'instrument.

On constatera que la hauteur de vitesse en amont de la section de travail est en fait égale à la perte de charge entre l'atmosphère et la prise de pression statique en amont. Une fois que cela a été établi, la dépression au niveau du tapotement statique peut être utilisée comme mesure de H_1 .

Les lectures de la température d'entrée d'air et de la lecture totale du tube de direction doivent être enregistrées, l'élément chauffant allumé et l'élément retiré de la section de travail et inséré dans le chauffage.

Lorsque la température de l'élément atteint de 60 - 70 °C, correspondant à une tension de thermocouple d'environ 2,4 mv, remplacez l'élément dans la section de travail. Maintenant, réglez le potentiomètre à une lecture plutôt inférieure à celle correspondant à la température de l'élément, observez l'aiguille du galvanomètre et démarrez un chronomètre lorsque l'aiguille passe en position zéro.

Réinitialisez le potentiomètre à une valeur inférieure et observez la lecture du chronomètre lorsque l'aiguille du galvanomètre dépasse à nouveau la marque zéro. Répétez cette opération pour une série de réglages de potentiomètre décroissants ; Les informations résultantes permettent de tracer une courbe de refroidissement.

Il sera instructif de tracer des courbes de refroidissement pour une gamme de vitesses d'air différentes et aussi avec l'élément dans chacun des quatre rangs de l'échangeur de chaleur et isolément.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

À titre d'expérience préliminaire, lors de l'utilisation du banc de tubes complet, il est utile de déterminer la relation entre la hauteur de vitesse en amont et la chute de pression à travers le banc de tubes, voir figure IV.6. Cette dernière perte de charge peut alors être utilisée comme mesure plus précise de la vitesse d'écoulement. À titre d'essai supplémentaire, la répartition de la vitesse en amont de la section de travail, ainsi qu'à différents endroits dans le sillage, peut être explorée au moyen du tube de direction total.

IV.6 INSTALLATION:

L'appareil doit de préférence être installé dans une position exempte de courants d'air, car ceux-ci peuvent affecter marginalement le schéma d'écoulement à travers la section de travail. Il devrait être accessible des deux côtés. Connectez-vous à une alimentation électrique de la tension et de la fréquence spécifiées et vérifiez que le ventilateur fonctionne dans la bonne direction (dans le sens des aiguilles d'une montre lorsqu'il est vu de l'extrémité du moteur).

Remplissez le manomètre avec le fluide fourni, réglez le zéro et connectez initialement le tube de direction total et son associée statique associé.

Placer le tube de direction total dans l'une des positions de mesure en amont, insérer le thermomètre au mercure dans le verre dans les clips prévus à l'entrée d'air, insérer les éléments factices en plexiglas à l'arrière de la section de travail et l'élément en acier à l'avant. Connectez le potentiomètre du thermocouple aux fils du thermocouple de l'élément en acier et de la thermocouple froide à l'entrée d'air. Connectez le chauffage électrique aux bornes de sortie du redresseur.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

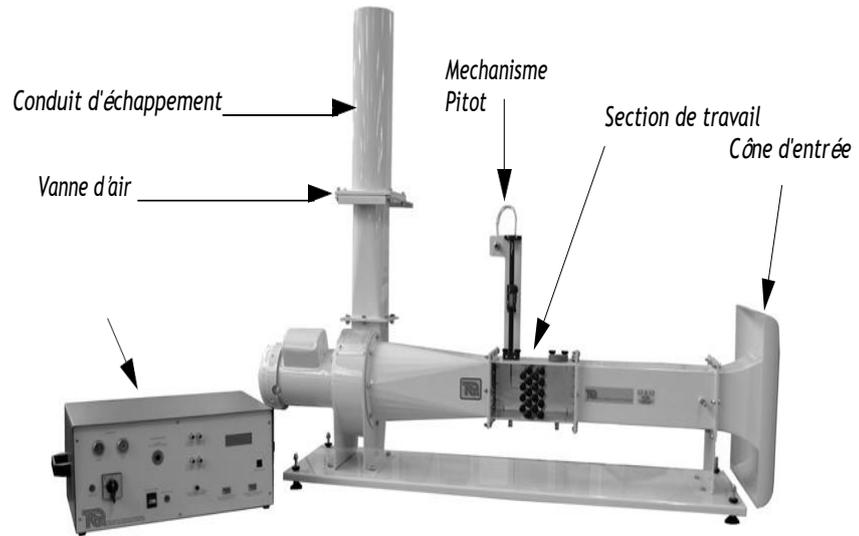


Figure IV.1: Échangeur de chaleur à flux croisé.

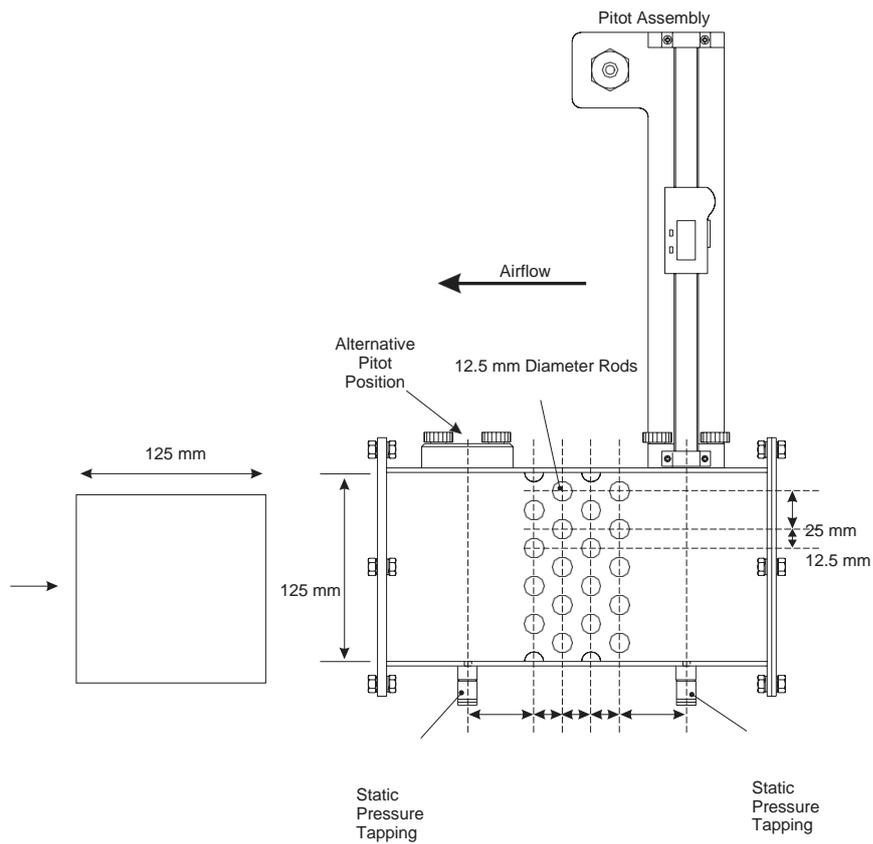


Figure IV.2: Dimensions de la section de travail.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Mesure de température :

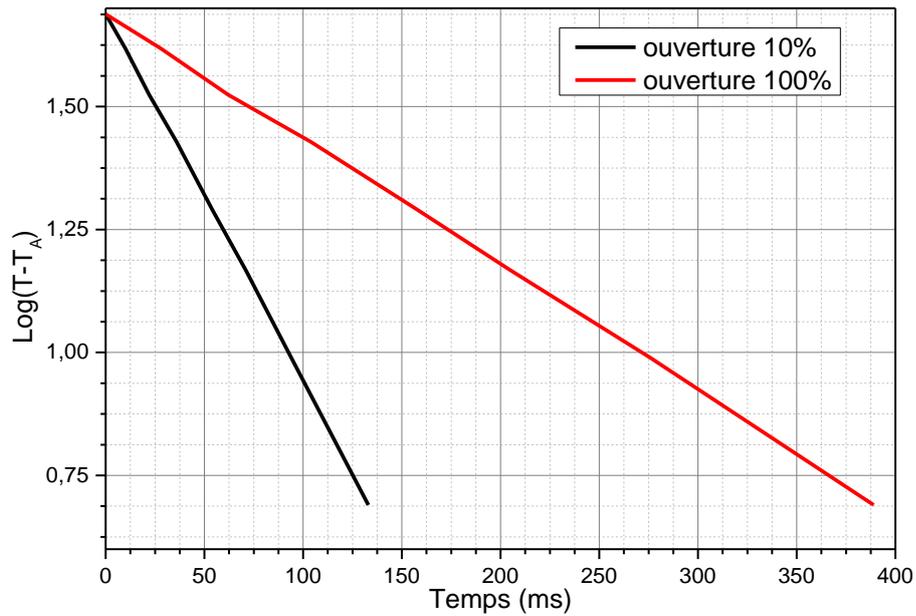
T/C Mv	LOG10 (T-T _A)	T secs	
		100%	10%
2.0	.1.688	0	0
1.7	1.618	10	28
1.4	1.524	22	62
1.1	1.428	36	104
0.8	1.290	54	158
0.6	1.167	71	205
0.4	0.989	94	276
0.2	0.690	133	389

Parametre	Etat de la vanne	valeur
Pression statique en amont	100% - 10%	1378 - 2.9 pas 1.4 - 0.03 Cm H ₂ O
Pression statique en aval	100% - 10%	709 - 21.4 pas 7.23 - 0.22 Cm H ₂ O
Pression statique H ₁ en amont	100% - 10%	1.35 - 0.02 Cm H ₂ O
Pression statique H ₄ en aval	100% - 10%	7.05 - 0.21 Cm H ₂ O

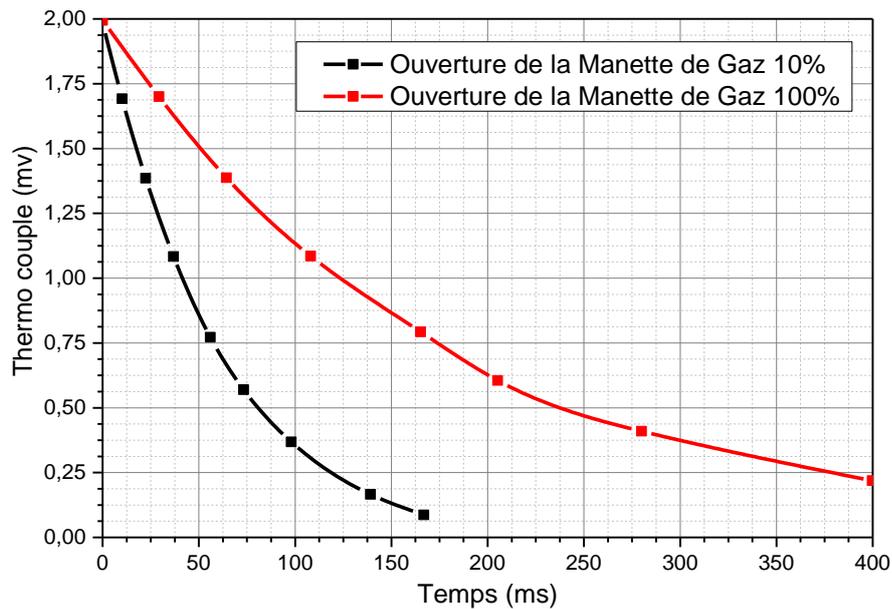
Calcule les paramètres de l'écoulement :

	Réglage de l'accélérateur		Unités
	100%	10%	
Pente M	7.52X10 ⁻³	2.53X10 ⁻³	-
I ₁ = 1 + 0.0084	0.10338	0.10338	m
A ₁ = π ^d I ₁	4.03X10 ⁻³	4.03X10 ⁻³	M ²
h = 874.988 Mm/A ₁	173.89	58.50	J/m ² s deg K
T _A	294.5	294.5	°K
P _A = 133.322 X mm Hg	100791	100791	N/m ²
$V_1 = 237.3 \sqrt{\frac{H_1 T_A}{P_A}}$	14.90	1.81	m/s
(R _c) = 815 V	24.287	2950	-
(Nu) = hd / 0.259	83.32	28.03	-

Chapitre IV : expérimentation et résultats



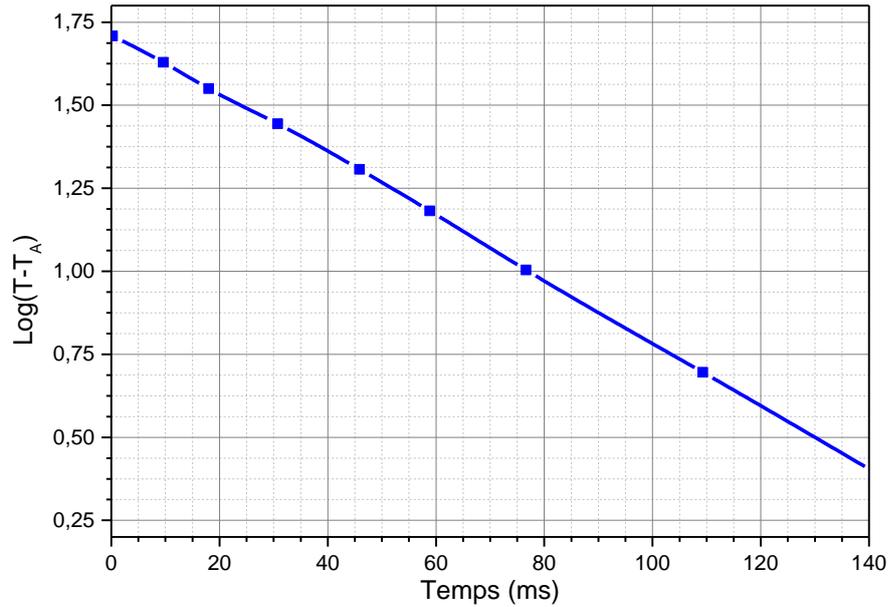
FigureIV. 3 : Variation de la différence logarithmique de la température en fonction du temps (régime transitoire)



FigureIV. 4 : Variation du potentiel électrique mesuré par le thermo couple en fonction du temps

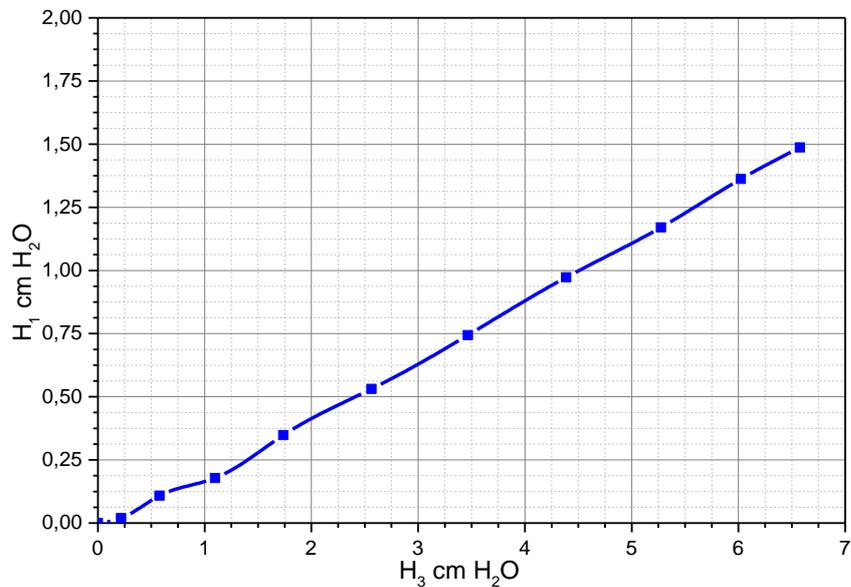
Commentaire : les deux graphes de FigureIV. 3 et FigureIV. 4 représente le thermocouple en (mv) lorsqu'il ouverture 10% et lorsqu'il ouverture 100% en fonction de temps en (ms). Nous voyons que le thermocouple lorsqu'il ouverture 10% est diminué de 2 à 0.08(mv) en 168(ms) et lorsqu'il ouverture 100% est diminué de 2 à 0,2(mv) en 400 (ms)

Chapitre IV : expérimentation et résultats



FigureIV. 5 : Courbe de refroidissement, élément de la première rangée

Commentaire : le graphe de FigureIV. 5 représente $\log(T-T_A)$ en fonction de temps en (ms) Nous voyons que le $\text{Log}(T-T_A)$ est diminué de 1,7 à 0.45 en 140(ms)



FigureIV. 6 : Relation entre la charge dynamique en amont

Et la chute de pression à travers le fuseau

Commentaire : le graphe de FigureIV. 6 représente $H_1\text{cmH}_2\text{O}$ en fonction de $H_3\text{cmH}_2\text{O}$ Nous voyons que le $H_1\text{cmH}_2\text{O}$ et le $H_3\text{cmH}_2\text{O}$ augmentent de 0 à 1.5 pour $H_1\text{cmH}_2\text{O}$ et de 0 à 6.5 pour $H_3\text{cmH}_2\text{O}$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

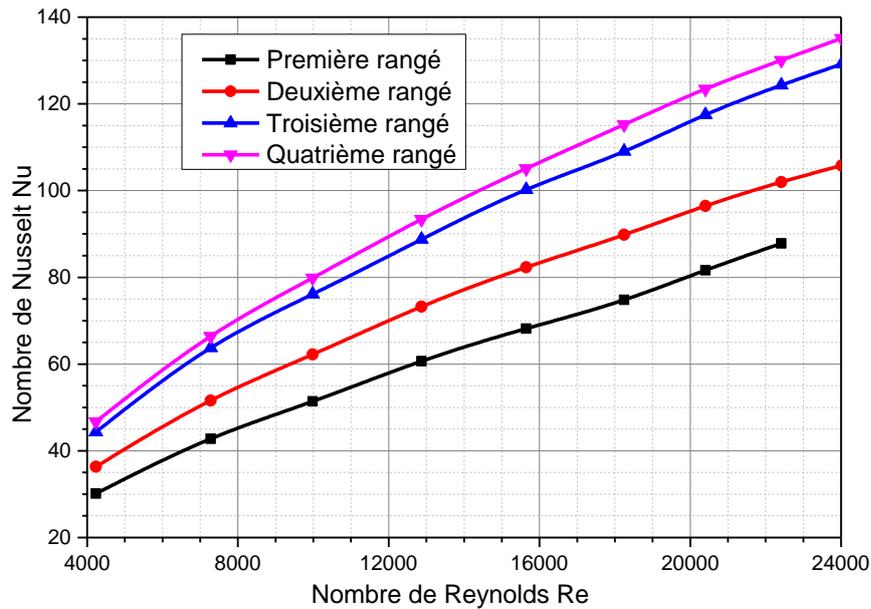


Figure IV.7 : Relation entre le nombre de Nusselt et de Reynolds pour l'écoulement devant le fuseau

Commentaire : le graphe de FigureIV. 7 représente le Nombre de Nusselt (Nu) a quatre rangés en fonction de Nombre de Reynolds (Re) Nous voyons que les quatre rangés est augmentent pour le Nombre de Nusselt et Nombre de Reynolds comme suit :

Première rangé Nu augmenté de 30 à 90 et Ru augmenté de 4000 à 22500

Deuxième rangé Nu augmenté de 35 à 105 et Ru augmenté de 4000 à 24000

Troisième rangé Nu augmenté de 45 à 130 et Ru augmenté de 4000 à 24000

Quatrième rangé Nu augmenté de 45 à 135 et Ru augmenté de 4000 à 24000

L'interpolation numériques des courbes pour chaque range est illustrée dans le tableau

Range	Corrélation de Nu par interpolation
1	$Nu = 0.450 (Re)^{0.6}$
2	$Nu = 0.300 (Re)^{0.6}$
3	$Nu = 0.246 (Re)^{0.6}$
4	$Nu = 0.180 (Re)^{0.6}$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

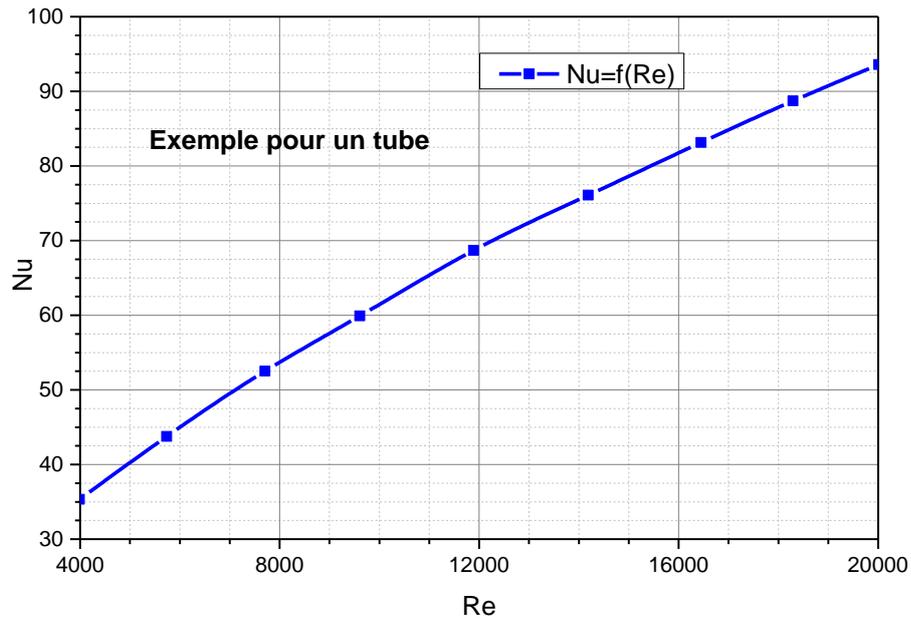


Figure IV.8: Relation entre le nombre de Nusselt et de Reynolds pour l'écoulement devant un cylindre isolé.

Commentaire : le graphe de Figure IV. 8 représente Nu en fonction de Re Nous voyons que le Nu et le Re augmentent de 35 à 95 pour Nu et de 4000 à 20000 pour Re

Corrélation du Nu par interpolation est : $Nu = 0.24 (Re)^{0.6}$

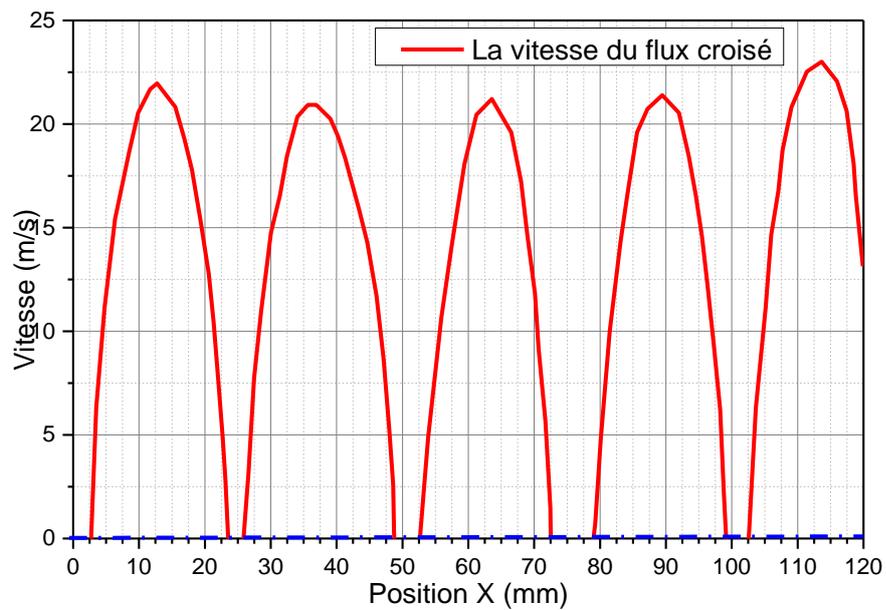


Figure IV.9 : Distribution de vitesse en aval du fuseau

Chapitre IV : expérimentation et résultats

IV.7 Proposition des travaux pratiques :

Dans le cadre de l'amélioration de la qualité de travaux pratique et enrichir le laboratoire du transfert de chaleur, on a proposé quelques travaux TP à objectifs académique et pédagogique. Les travaux sont présentés comme suit :

7.1 Expérience 1 - Pressions, Vitesse et étalonnage des soupapes d'air :

But :

- Déterminer les parts de charge créés par les barres et créer un tableau de perte de charge par rapport à la pression en amont.
- Calculer la Vitesse d'entrée et la Vitesse moyenne à travers les tiges.

7.1.1 Méthode 1 - Toutes les tiges montées:

1. Insérez toutes les tiges d'aluminium dans la section de travail (la tige chauffée n'est pas nécessaire).
2. Créez un tableau de résultats vierge semblable au tableau IV.3.
3. Ajuster les conduites d'air aux prises de pression statique en amont et en aval sous la section de travail (voir la figure IV.12).
4. Connectez la prise de pression statique en aval à la prise '-' de la 'DIFFERENTIAL PRESSURE INPUT 2' sur l'unité de contrôle et d'instrumentation.
5. Installez l'adaptateur de pièce en « T » sur le tuyau à partir de la prise de pression statique en amont.
6. Connectez un côté de la pièce « T » à la prise « + » de la « ENTRÉE DE PRESSION DIFFÉRENTIELLE 2 » et l'autre côté de la pièce « T » à la prise « - » de la « ENTRÉE DE PRESSION DIFFÉRENTIELLE 1 » de l'unité de commande et d'instrumentation.
7. Assurez-vous que l'assemblage de Pitot est en position amont et ajusté de sorte que sa sonde pointe en amont, au milieu de la section de travail.
8. Connectez un tuyau de l'ensemble Pitot à la prise '+' de la 'DIFFERENTIAL PRESSURE INPUT 1' sur l'unité de contrôle et d'instrumentation.
9. Allumez l'unité de contrôle et d'instrumentation. Assurez-vous que l'interrupteur « Puissance de chauffage » est éteint.
10. Appuyez et maintenez enfoncé le bouton marqué « Appuyez et maintenez les lectures de pression nulles ».
11. Ouvrez complètement la valve d'air (100%).

Chapitre IV : expérimentation et résultats

12. Allumez le ventilateur.
13. Utilisez votre tableau pour enregistrer la pression en amont ($p_t - p_u$), représentée par ΔP_1 sur l'écran de l'unité de contrôle et d'instrumentation. Enregistrer la perte de charge sur les tiges (ΔP), représentée par ΔP_2 sur l'écran de l'unité de commande et d'instrumentation.
14. Répétez le test avec la valve d'air à 90%, 80%, 70%, 60%, 50%, 40% et 30%. Notez la pression à chaque intervalle..

❖ NOTE:

Lorsque la soupape d'air est à 20% et 10%, la pression d'entrée est très faible, ce qui donnera de mauvais résultats. Voir Actions - point 4 dans « Analyse des résultats » à la page 19 si vous devez calculer la pression en amont de la perte de charge à faible débit d'air.

Assurez-vous que les tiges sont en place avant chaque test.

15. Éteignez le ventilateur, puis éteignez l'unité de contrôle et d'instrumentation

7.1.2 Méthode 2 - Une tige montée:

1. Retirez toutes les tiges et placez les bouchons d'occultation à leur place.
2. Placer une tige d'aluminium en position centrale de la colonne 1 (voir figure IV.10).
3. Répétez la méthode 1 de l'étape 2.

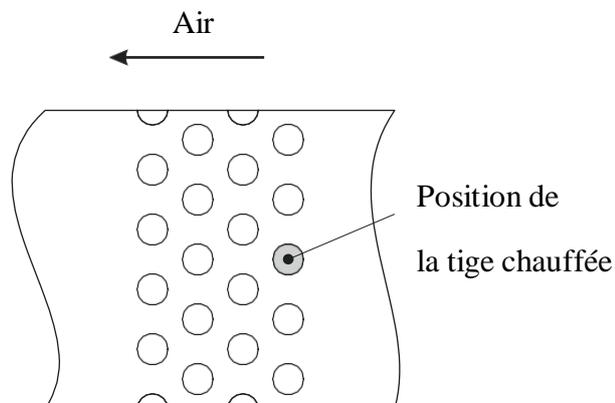


Figure IV.10: Méthode 2 - Placer une tige au centre de la colonne 1.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Toutes les tiges/Une tige Pression barométrique p_A _____ Pa Température de l'air ambiant $T_1 =$				
Ouverture de la vanne d'air (%)	$p_t - p_u$ (ΔP_1) (Pa)	Δp (ΔP_2) (Pa)	V_1 (m/s)	V (m/s)
100				
90				
80				
70				
60				
50				
40				
30				
20				
10				

Tableau IV.3: Tableau des résultats vierges

7.1.3 Analyse des résultats:

Calcul de la densité de l'air et de la vitesse de l'air en amont:

L'appareil TE93 utilise un tube de Pitot pour mesurer la hauteur totale (p_t) et les pressions statiques (p_u) et (p_d). L'équation qui relie la pression de Pitot et la pression statique à la vitesse est:

$$p_t - p_0 = \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{IV.10})$$

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Où p_0 est la pression statique et v est la vitesse d'écoulement .

Pour l'appareil TE93, cette équation devient :

$$p_t - p_u = \frac{\rho v_1^2}{2} \quad (\text{IV.11})$$

La densité de l'air (ρ) à la pression atmosphérique (p_A) et à la température ambiante (T_1) est obtenue à partir de:

$$\rho = \frac{p_A}{RT_1} \quad (\text{IV.12})$$

La constante de gaz (R) pour l'air = 287 J/kgK

Ainsi, lorsque les équations IV.11 et IV.12 sont combinées:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(p_t - p_u)287T_1}{p_A}} \quad (\text{pour la vitesse en amont}) \quad (\text{IV.13})$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(p_t - p_d)287T_1}{p_A}} \quad (\text{pour la vitesse en aval}) \quad (\text{IV.14})$$

7.1.4 Calcul de la vitesse moyenne à travers les tiges:

Pour calculer la vitesse à travers un ensemble de tiges, vous devez calculer la section transversale de l'obstruction créée par le premier ensemble de tiges, vue depuis l'extrémité d'entrée de la section de travail.

Chaque tige mesure 12,5 mm de diamètre et il y a cinq tiges bloquant l'entrée du flux, cela donne un total de 62,5 mm. La section de travail a une hauteur de 125 mm, de sorte que les tiges bloquent la moitié de la zone d'entrée de la section de travail.

Par conséquent, la vitesse moyenne (V) à travers toutes les tiges sera le double de la vitesse amont (V_1).

$$V = 2V_1 \quad (\text{pour un ensemble complet de tiges}) \quad (\text{IV.15})$$

Pour une seule tige, la surface de blocage est égale à 1/10 de la surface d'entrée de la section de travail.

Par conséquent, la vitesse moyenne au-delà d'une tige sera de 10/9 de la vitesse en amont.

$$V = 1.11V_1 \quad (\text{pour une tige}) \quad (\text{IV.16})$$

7.1.5 Actions:

1. Pour chaque position de soupape d'air, utilisez l'équation 4 pour calculer la vitesse

Chapitre IV : expérimentation et résultats

en amont (V_1).

2. Pour chaque position de soupape d'air, utilisez les équations IV.15 ou IV.16 pour calculer la vitesse moyenne (V) à travers les tiges (ou tiges).
3. Pour la méthode 1 et la méthode 2, tracer un graphique de $p_t - p_u$ (pression en amont, ou « tête de vitesse ») sur l'axe vertical par rapport à p (chute de pression) sur l'axe horizontal.
4. Pour chaque méthode, calculez le gradient de la courbe. Les gradients donneront la relation (x) entre le p_u et la perte de charge, pour une tige et pour toutes les tiges, de sorte que:

$$P_t - P_u = x \times \Delta P$$

Cette relation est utile car aux débits inférieurs (vanne d'air à 20% et 10%), les lectures de pression statique en amont peuvent être peu fiables. Calculez donc la pression en amont à partir de la perte de charge. Complétez les résultats de 20% et 10% de pression en amont.

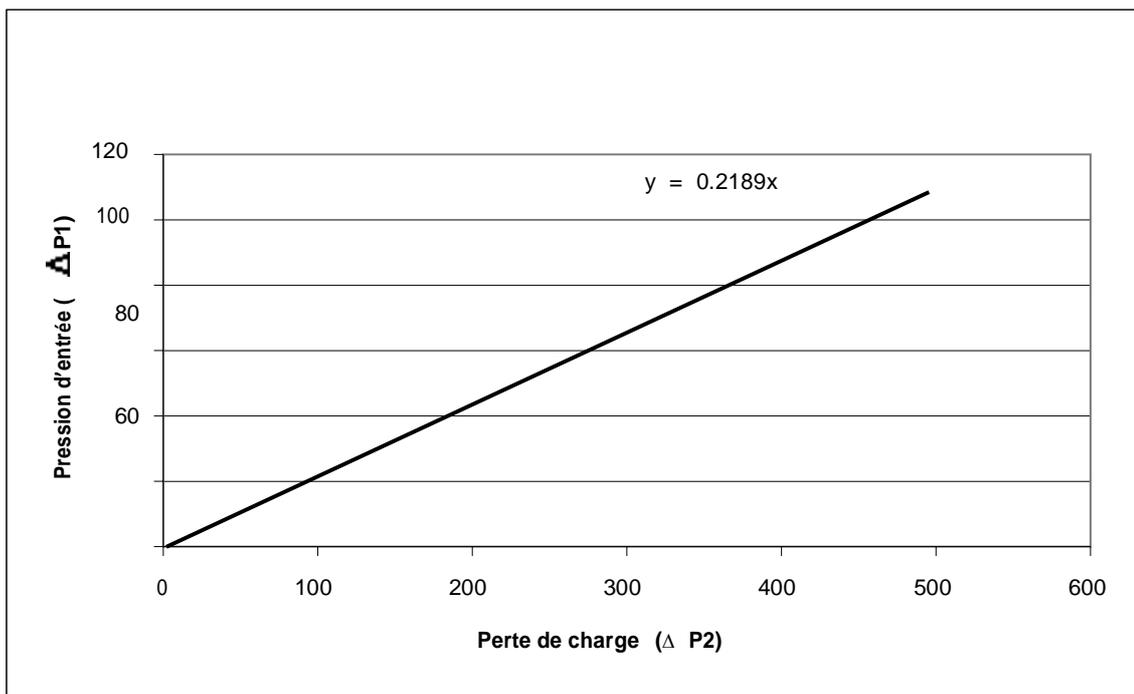
Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.1.6 Résultats attendus de l'Expérience 1 :

Deux exemples de graphiques de la pression en amont (entrée) et de la perte de charge sont présentés dans les graphiques IV.1 et IV.2. Comme le montrent les équations sur les graphiques, la relation entre la pression d'entrée et la perte de charge était d'environ 0,22 lorsque toutes les tiges sont montées et d'environ 4,59 lorsque une tige a été installée.

Là où toutes les tiges ont été installées, la vitesse moyenne à un débit de 100 % était d'environ 27,3 m/s. Lorsqu'une tige était installée, la vitesse moyenne à 100 % d'écoulement était d'environ 23,5 m/s.

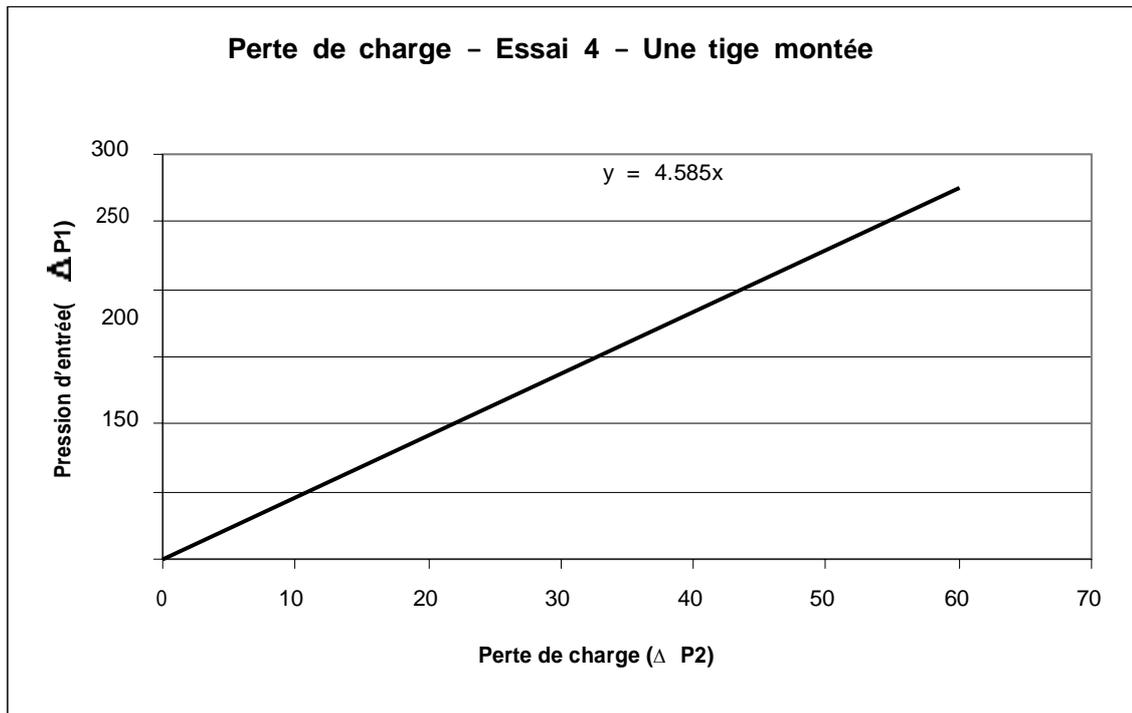
La précision et la répétabilité de cette expérience dépendent du positionnement précis de la valve d'air. Des résultats plus précis sont obtenus si tous les résultats sont pris à chaque position de soupape d'air. Cependant, les tiges seraient ajoutées et retirées entre chaque changement de position de la vanne. Le temps d'expérience augmenterait alors.



Graphique IV.1 : Pression d'entrée contre la perte de charge

sur toutes les tiges.

Chapitre IV : expérimentation et résultats



Graphique IV.2: Pression d'entrée contre la perte de charge à travers une tige.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.2 Expérience 2 - Étude de la vitesse de refroidissement :

But :

- Déterminer la vitesse à laquelle la tige chauffée refroidit, dans un groupe de tiges et seule.
- Tracer des « courbes de refroidissement » et les utiliser pour trouver le coefficient de transfert de chaleur (h) pour la tige chauffée à différentes positions dans l'échangeur de chaleur.

7.2.1 Méthode 1 - Toutes les tiges montées:

1. Insérer toutes les tiges dans la section de travail, à l'exception de la position centrale amont dans la colonne 1 (voir figure IV.11). Laissez cette position libre, prête pour la tige chauffée. Ne laissez aucune position vide.
2. Créez plusieurs tableaux de résultats vierges semblables au tableau IV.4.
3. Allumez l'unité de contrôle et d'instrumentation et insérez la tige chauffante dans son compartiment chauffant. Allumez l'interrupteur 'Puissance de chauffage'.

❖NOTE:

Assurez-vous que la tige chauffée reste à une température constante dans le compartiment chauffant pendant au moins deux minutes avant de la sortir pour l'expérience.

4. Ouvrez complètement la valve d'air (100%).
5. Allumez le ventilateur et enregistrez la température de l'air ambiant (T_1).
6. Retirez la tige chauffante de son compartiment chauffant et placez-la dans la section de travail. Enregistrez la température de la tige chauffée (T_2) à des intervalles de dix secondes, comme indiqué dans le tableau IV.4.
7. Répétez l'expérience avec la valve d'air ouverte à 90%, 80%, 70%, 60%, 50%, 40%, 30%, 20% et 10%.
8. Répétez l'expérience avec la tige chauffée dans chacune des trois autres colonnes (voir la figure IV.11). Ne laissez aucune position vide.
9. Éteignez le ventilateur et l'interrupteur d'alimentation du chauffage, puis éteignez l'unité de contrôle et d'instrumentation.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

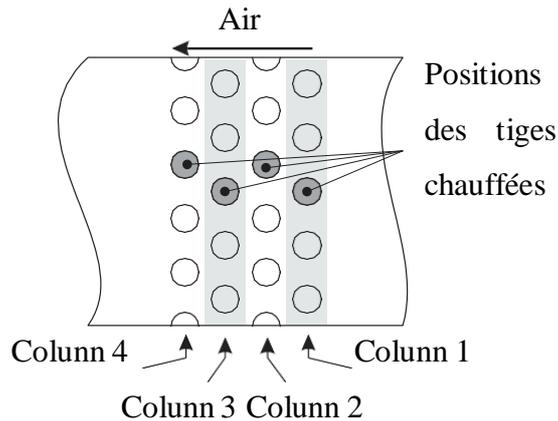


Figure IV.11: Ajuster toutes les tiges et ajuster la tige chauffée
à la position centrée en amont

7.2.2 Méthode 2 - Une tige montée:

1. Créez un tableau de résultats vierge semblable au tableau IV.4.
2. Allumez l'unité de commande et d'instrumentation et insérez la tige chauffante dans son compartiment chauffant. Allumez l'interrupteur 'Puissance de chauffage'.
3. Retirez toutes les tiges et placez les bouchons d'occultation à leur place. N'utiliser que la tige chauffée en position centrale de la colonne 1 (voir figure IV.11).
4. Ouvrez complètement la valve d'air (100%).
5. Allumez le ventilateur et enregistrez la température de l'air ambiant.
6. Retirez la tige chauffante de son compartiment chauffant et placez-la dans la section de travail. Enregistrer la température de la tige chauffée à des intervalles de dix secondes jusqu'à ce qu'elle refroidisse à environ 5 °C de la température ambiante.
7. Répétez l'expérience avec la valve d'air ouverte à 90%, 80%, 70%, 60%, 50%, 40%, 30%, 20% et 10%.
8. Éteignez le ventilateur et l'interrupteur d'alimentation du chauffage, puis éteignez l'unité de contrôle et d'instrumentation.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Toutes les tiges montées/une tige montée tige chauffée en colonne Température de l'air ambiant $T_1 =$ Position de la soupape d'air			
t (secondes)	Tige chauffée T_2 (°K)	$T_2 - T_1$ (ΔT) (°K)	$\log_{10} (T_2 - T_1)$
0			
10			
20			
30			
40			
50			
60 (1 minute)			
70 (1 minute 10)			
80 (1 minute 20)			
90 (1 minute 30)			
100 (1 minute 40)			
110 (1 minute 50)			
120 (2 minute)			
130 (2 minute 10)			
140 (2 minute 20)			
150 (2 minute 30)			
Gradient $M =$			
Coefficient de transfert de chaleur $\alpha =$			

Tableau IV.4: Tableau des résultats vierges

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.2.3 Analyse des résultats:

Un réarrangement de l'équation du coefficient de transfert de chaleur pour cette expérience donne:

$$\dot{q} = \alpha A_1 (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.17})$$

Sur une période de temps (dt), le changement de température (dT) est :

$$-\dot{q} dt = mcdT \quad (\text{IV.18})$$

Lorsque les équations IV.17 et IV.18 sont combinées, ils donnent :

$$\frac{-dT}{(T_2 - T_1)} = \frac{\alpha A_1 t}{mc} dt \quad (\text{IV.19})$$

et ceci est intégré pour donner:

$$\log_e(T_2 - T_1) - \log_e(T_0 - T_1) = \frac{-\alpha A_1 t}{mc} \quad (\text{IV.20})$$

Où T_0 est la température de l'élément à $t = 0$.

à partir de là, on peut voir qu'une carte de $\log_e (T_2 - T_1)$ contre t donnera une droite avec une pente (M) de:

$$\frac{-\alpha A_1}{mc} \quad (\text{IV.21})$$

La valeur de α peut être trouvée à partir de là, car les autres variables sont connues. Cependant, il est préférable de tracer un graphique de $\log_{10} (T_2 - T_1)$ contre t . Comme $\log_e N = 2,3026 \log_{10} N$, alors la valeur de α peut être trouvée à partir de:

$$\alpha = -2.3026 \times \frac{mc}{A_1} \times M \quad (\text{IV.22})$$

7.2.4 Actions:

1. Dans vos tableaux de résultats, remplissez les colonnes ' $T_2 - T_1$ ' et ' $\log_{10} (T_2 - T_1)$ '
2. Pour les deux méthodes, tracer les courbes de ' $\log_{10} (T_2 - T_1)$ ' sur l'axe vertical en fonction du temps (en secondes) sur l'axe horizontal. Pour la méthode 1, tracez les résultats en groupes de quatre courbes sur un graphique (un ensemble de résultats pour chaque position de colonne).
3. Calculez le gradient (M) de chaque courbe (les courbes sont les « courbes de refroidissement »).
4. Utilisez l'équation IV.22 pour calculer le coefficient de transfert de chaleur (α) pour chaque série de résultats.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

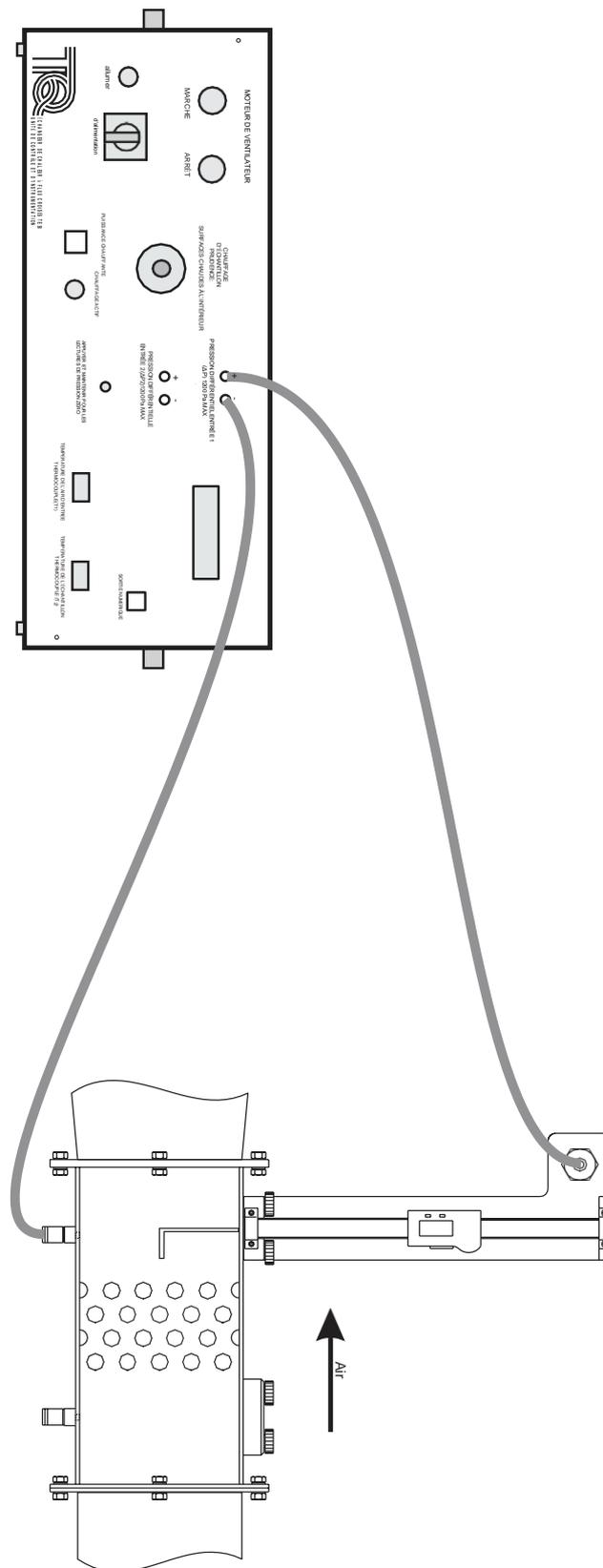


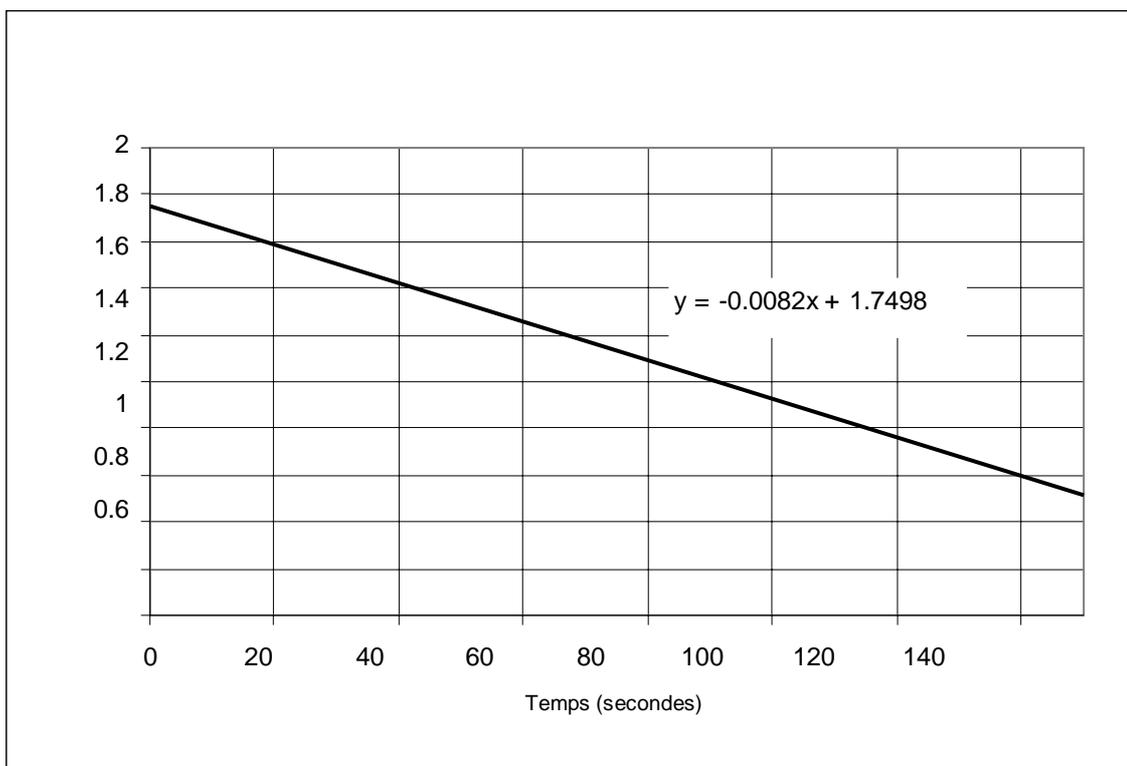
Figure IV.12: Raccords de tuyauterie pour l'expérience de profil de vitesse

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.2.5 Résultats attendus de l'Expérience 2 :

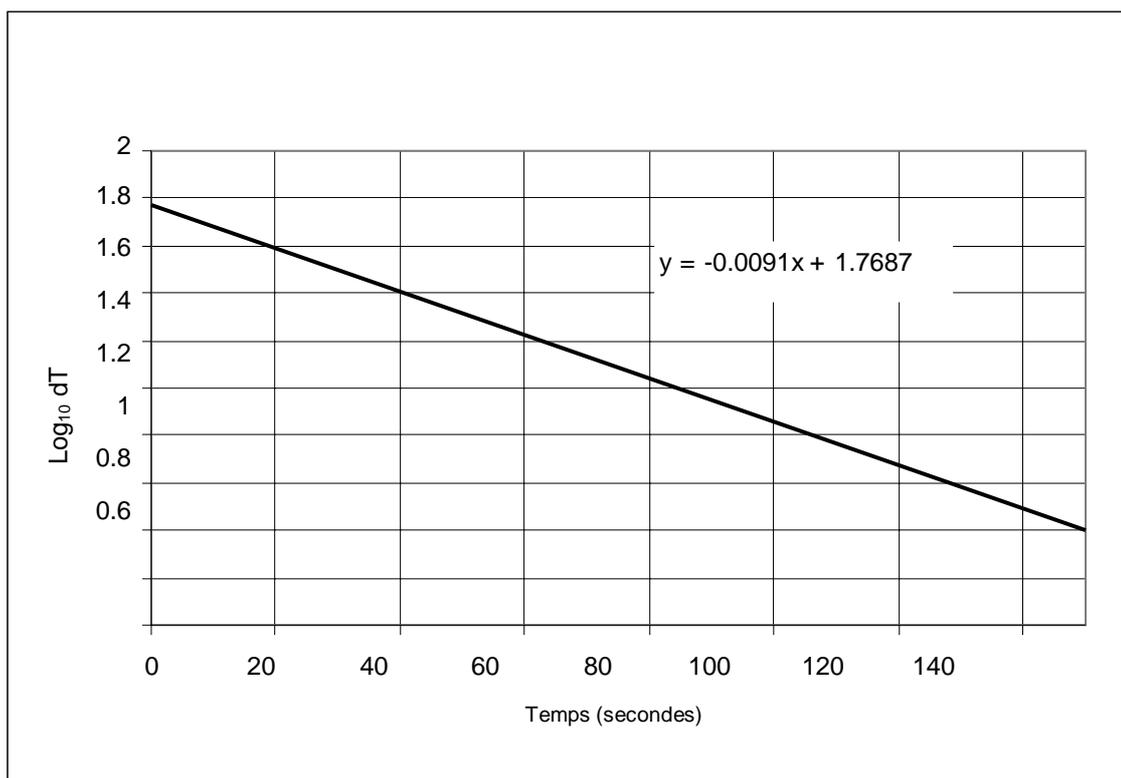
Deux exemples de courbes de refroidissement sont présentés dans les graphiques IV.3 et IV.4. Les gradients sont représentés dans les équations sur les graphiques.

Les courbes montrent que la tige chauffée refroidit à une vitesse similaire lorsqu'elle est seule, que lorsqu'elle est dans la première colonne et que toutes les tiges sont montées. Le graphique IV.5 montre que la tige chauffée refroidit plus rapidement lorsqu'elle est montée sur la colonne 4 que lorsqu'elle est seule.

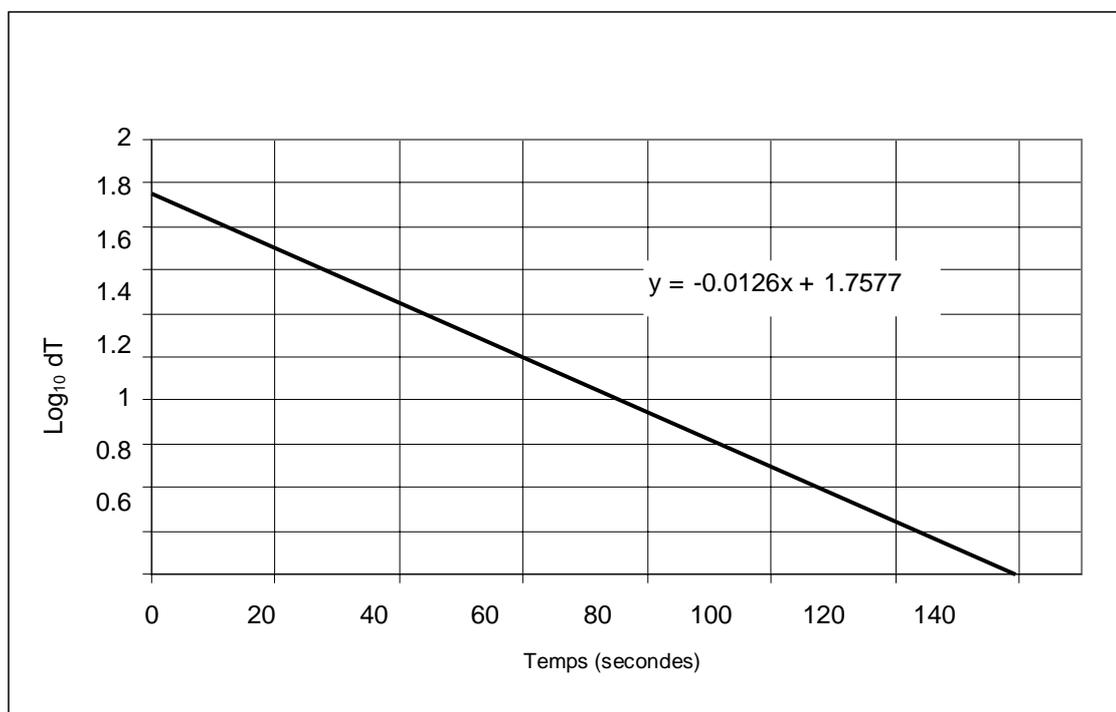


Graphique IV.3: Courbe de refroidissement pour une tige avec un débit d'air de 100%.

Chapitre IV : expérimentation et résultats



Graphique IV.4: Courbe de refroidissement pour toutes les tiges, tige chauffée dans la colonne 1, avec un débit d'air de 100 %.



Graphique IV.5: Courbe de refroidissement pour toutes les tiges, tige chauffée dans la colonne 4, avec débit d'air à 100 %.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.3 Expérience 3 - Profil de vitesse :

But :

Déterminer la distribution de vitesse (profil) en aval des tiges.

7.3.1 Method:

1. Insérez toutes les tiges d'aluminium dans la section de travail (la tige chauffée n'est pas nécessaire).
2. Créez un tableau de résultats vierge semblable au tableau IV.5.
3. Placez l'ensemble de Pitot en position aval et connectez son taraudage à la prise '+' de la 'DIFFERENTIAL PRESSURE INPUT 1' sur l'unité de contrôle et d'instrumentation..
4. Connectez un tuyau de la prise de pression statique en aval à la douille '-' de la 'DIFFERENTIAL PRESSURE INPUT 1' sur l'unité de commande et d'instrumentation (voir Figure IV.12).
5. Allumez l'indicateur numérique sur l'assemblage de Pitot. Faites glisser délicatement le pitot vers le bas de sorte que la sonde touche juste le bas de la section de travail (voir figure IV.13) et pointe vers les tiges. Le bas de la section de travail est le point de référence.
6. Reinitializes l'affichage numérique pour afficher 0 mm. Notez que la sonde de Pitot a un diamètre de 2 mm, de sorte que lorsqu'elle est contre le bas de la section de travail, elle mesure en fait une pression à 1 mm de la paroi
7. Allumez l'unité de contrôle et d'instrumentation. Assurez-vous que l'interrupteur 'Puissance de chauffage' Est éteint.
8. Appuyez et maintenez enfoncé le bouton marqué « Appuyez et maintenez les lectures de pression nulles ».
9. Ouvrez complètement la valve d'air (100%) et allumez le ventilateur.
10. Notez la température de l'air ambiant et la pression barométrique.
11. Déplacez la sonde jusqu'à la hauteur indiquée de 4 mm. Cela éloigne la sonde de Pitot de la zone très turbulente au sol de la section de travail. Notez les lectures depression.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

- Comme le montre le tableau IV.5, déplacer la sonde vers le haut par paliers de 2 mm jusqu'à ce qu'elle atteigne la hauteur indiquée de 118 mm. Cela éloigne la sonde de la zone très turbulente au plafond de la section de travail. Enregistrer les lectures de pression à chaque position de 2 mm.

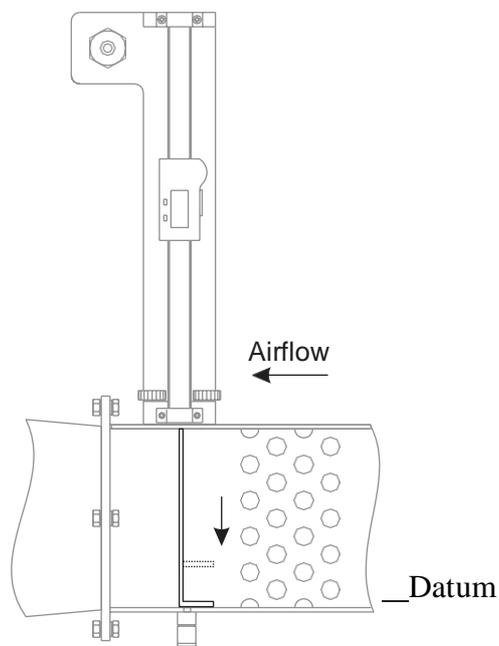


Figure IV.13: Faites glisser délicatement la sonde de Pitot vers le bas de la section de travail.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

Température de l'air ambiant $T_1 =$		Pression atmosphérique = ___	
Position indiquée de la sonde (mm)	Position effective dans la section de travail (mm)	Différence de pression $p_t - p_d$ (Pa)	Vitesse (m/s)
4	5		
6	7		
8	9		
10	11		
12	13		
14	15		
16	17		
18	19		
20	21		
22	23		
24	25		
26	27		
28	29		
30	31		
32	33		
34	35		
36	37		
38	39		
40	41		
42	43		
44	45		
46	47		
48	49		
50	51		

Chapitre IV : expérimentation et résultats

52	53		
54	55		
56	57		
58	59		
60	61		
62	63		
64	65		
66	67		
68	69		
70	71		
72	73		
74	75		
76	77		
78	79		
80	81		
82	83		
84	85		
86	87		
88	89		
90	91		
92	93		
94	95		
96	97		
98	99		
100	101		
102	103		
104	105		
106	107		
108	109		

Chapitre IV : expérimentation et résultats

110	111		
112	113		
114	115		
116	117		
118	119		

Tableau IV.5: Tableau des résultats vierges

7.3.2 Analyses des résultats:

Actions :

1. Utilisez l'équation IV.14 pour calculer la vitesse en aval (V_2) à chaque position de sonde.

❖ REMARQUE:

Vous devez utiliser la valeur absolue de la différence de pression (ignorer les valeurs négatives) dans le calcul de la vitesse. Toutefois, pour les différences de pression négatives, vous devez insérer un négatif devant la vitesse résultante, car une différence de pression négative indique une Vitesse négative.

2. Tracez un graphique de la position de la sonde sur l'axe vertical par rapport à la vitesse d'écoulement sur l'axe horizontal.
3. Si nécessaire, prenez des lectures supplémentaires à des positions de 1 mm ou 0,5 mm pour confirmer la forme de votre profil.
4. Sur le graphique, dessinez les positions relatives des bâtonnets.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.3.3 Résultats attendus de l'Expérience 3:

Le profil de vitesse (voir figure IV.14) montre que la vitesse d'écoulement la plus élevée se situe au point médian entre les tiges. Derrière chaque tige se trouve une zone de basse pression et de vitesse négative.

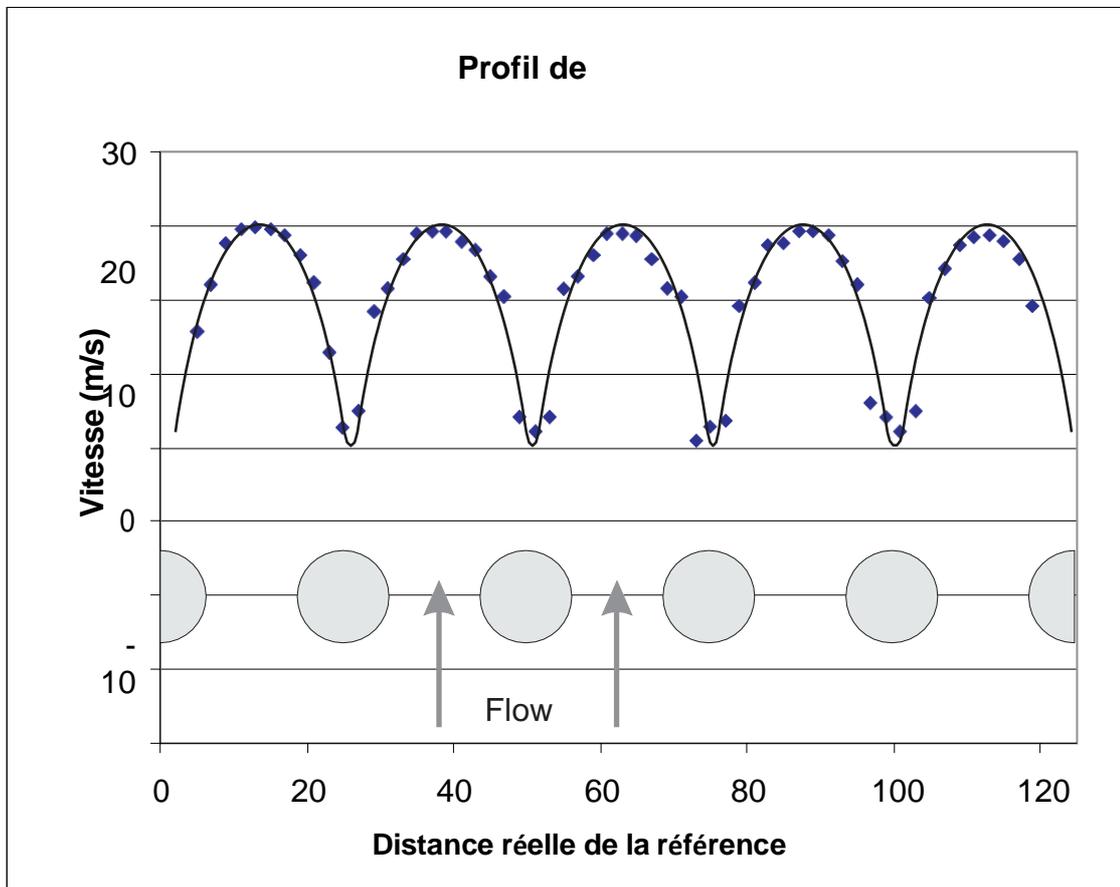


Figure IV.14: Profil de vitesse de l'échangeur de chaleur à flux croisé

7.4 Calculs sans dimension :

Pour comparer les résultats et produire des courbes de coefficient de transfert de chaleur, les résultats doivent être convertis en valeurs sans dimension. Les équations sans dimension normalement utilisées sont Nusselt, Prandtl et Reynolds.

Le nombre de Prandtl est constant à environ 0,71 pour la plupart des conditions avec cet appareil et ne convient donc pas. Les nombres de Nusselt et de Reynolds varient sur une bonne plage de résultats et sont très utiles pour créer une comparaison.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.4.1 Actions:

1. Créez plusieurs tables similaires au tableau IV.6.
2. Ajoutez vos résultats des expériences dans vos tableaux et calculez les nombres de Nusselt (Nu) et de Reynolds (Re). Voir « Groupes sans dimension » et « Données utiles » à la page 15.

Toutes les tiges/Une tige				
Tige chauffée en colonne —				
Position de la soupape d'air	V (m/s)	Coefficient de transfert de chaleur α	Nu	Re
100				
90				
80				
70				
60				
50				
40				
30				
20				
10				

Tableau IV.6: Résultats sans dimension.

3. Créez cinq graphiques du nombre de Nusselt sur l'axe vertical contre le nombre de Reynolds sur l'axe horizontal.
4. Sur un graphique, tracez les résultats avec seulement la tige chauffée. Sur les quatre autres tableaux, tracez les résultats avec la tige chauffée dans chaque colonne de la section de travail, avec toutes les tiges ajustées.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

5. Dans le manuel « Transmission de chaleur », décrit dans « Manuels utiles » à la page 41, il existe déjà des équations théoriques permettant de prédire la performance des tiges (voir tableau IV.7). Dessinez les courbes théoriques sur vos graphiques en pointillés.

Disposition des tiges	Equation
One Rod Only	$Nu = 0.24 Re^{0.6}$
A rod in Column 1	$Nu = 0.18 Re^{0.6}$
A rod in Column 2	$Nu = 0.246 Re^{0.6}$
A rod in Column 3	$Nu = 0.3 Re^{0.6}$
A rod in Column 4	$Nu = 0.315 Re^{0.6}$

Tableau IV.7: Courbes théoriques

7.5 Résultats :

Ces résultats sont fournis à titre indicatif seulement - les résultats réels peuvent être différents.

❖ NOTE:

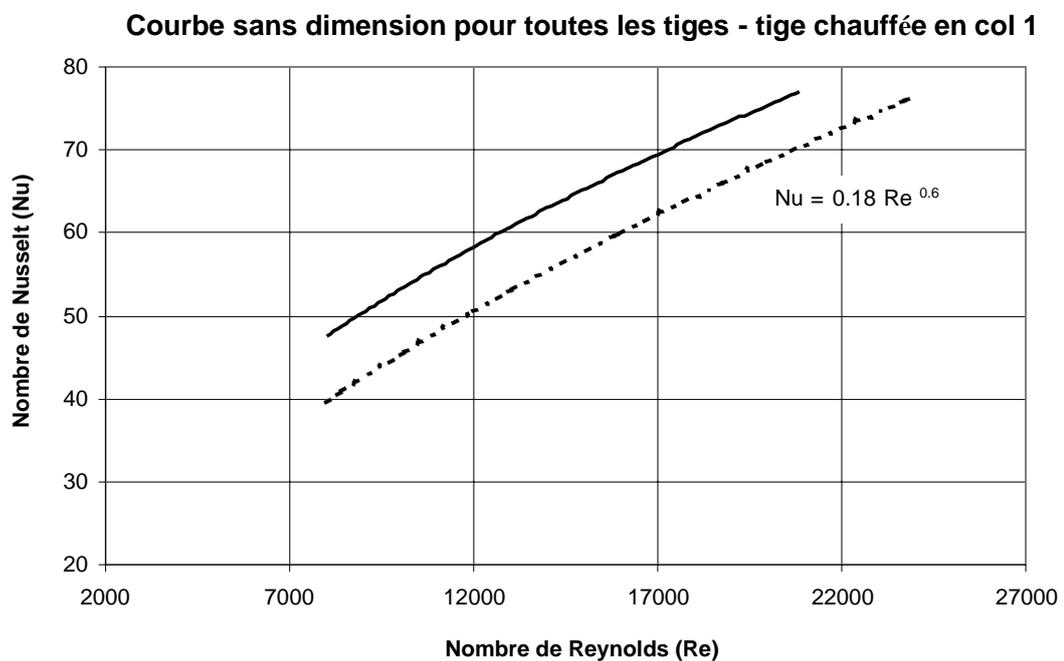
Ces résultats sont basés sur une unité de 50 Hz. Avec une unité de 60 Hz, vous pouvez vous attendre à des vitesses d'air légèrement inférieures et à des pressions résultantes. Les tendances générales et la forme des courbes d'une unité de 60 Hz doivent être identiques à celles de l'unité de 50 Hz indiquée dans ces résultats.

Chapitre IV : expérimentation et résultats

7.5.1 Résultats attendus de la Calculs sans dimension:

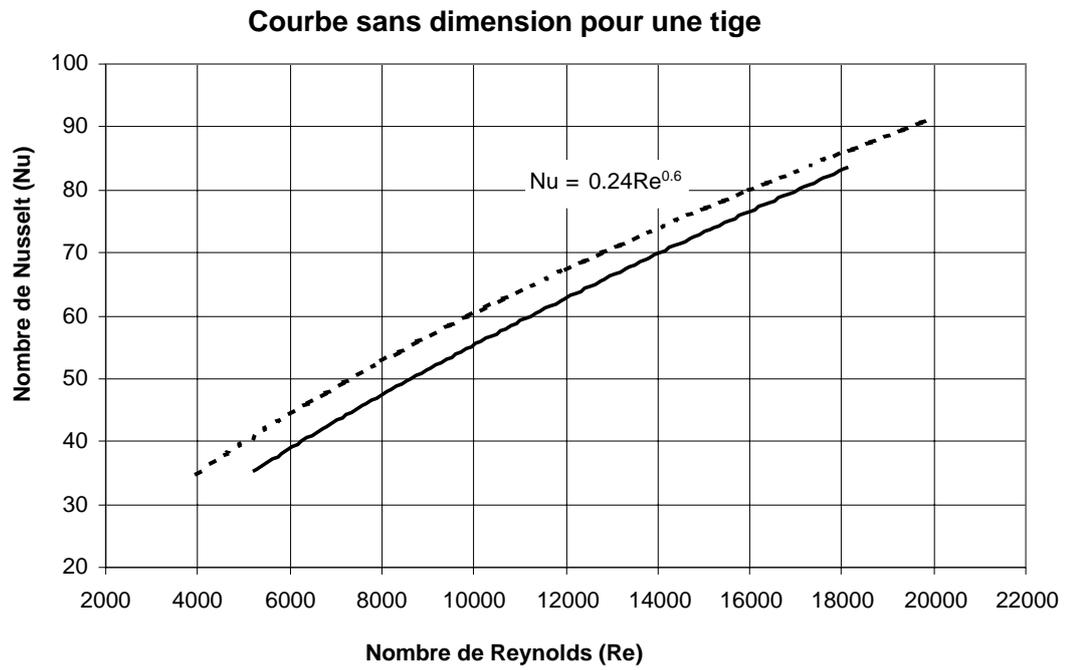
Les graphiques IV.6 et IV.7 montrent les résultats sans dimension pour une tige et toutes les tiges avec la tige chauffée dans la colonne 1. Les résultats de l'expérience sont similaires aux résultats théoriques.

Comme mentionné précédemment, la précision de l'expérience peut être améliorée si toutes les mesures peuvent être prises à chaque position de soupape d'air. La position de la soupape d'air n'est pas une référence précise à utiliser lors de la comparaison des résultats, mais elle contribue à réduire le temps passé à changer les tiges de l'expérience.



Graphique IV.6: Courbe sans dimension pour toutes les tiges,
tige chauffée dans la colonne 1

Chapitre IV : expérimentation et résultats



Graphique IV.7: Courbe sans dimension pour une tige

Conclusion

Dans ce mémoire, on a présente une description détaillée sur la maintenance d'un échangeur de chaleur pédagogique, de la phase de diagnostic de panne à la phase de mise en service (marche), et nous avons conclu notre travail par quelques travaux appliqués dans le but d'une bonne utilisation de l'appareil, Parce que la raison principale de la panne de l'appareil est une utilisation incorrecte et irrationnelle.

Les échangeurs de chaleur sont robustes, mais comme tous les équipements, ils ont besoin d'une maintenance appropriée. Le test périodique identifie même les plus petits défauts, de façon à ce que vous puissiez anticiper la maintenance des pièces et joints endommagées avant que des pannes se produisent.

La maintenance et l'entretien des échangeurs de chaleur ce n'est pas un travail facile, car il nécessite une parfaite connaissance des bases de l'entretien, la maintenance, le transfert thermique, les instrumentations de mesure l'électricité et surtout la sécurité.

- Dans la première phase de notre travail, nous avons eu la chance de faire le démontage, le déjointage, le nettoyage ce qui était très difficile en raison de son utilisation dans la combustion d'une substance qui a gelé sur les parois intérieures, ce qui a entraîné des dommages à l'appareil et son rejet dans l'atelier du moteurs. Ensuite, changement des joints d'étanchéité, usinage, re-fabrication et remplacement des pièces, serrage et assemblage, et finalement, la mise en marche.

A partir des testes, nous options les points suivants :

- Plus la vanne d'air ouverte, on a le meilleur contrôle sur les résultats en raison de l'intervalle de temps relativement large.
- Le nombre de Nusselt change selon la colonne des tube, il augmente selon les ranges dans le fuseau des tubes.
- Possibilité de se déplacer à un régime turbulent en toute simplicité, il faut juste ouvrir la vanne d'air.
- Le profil de la vitesse est toujours alternatif, sachant la vitesse maximale localisée au milieu des tubes.

- Le tube de Pitot joue un rôle essentiel dans notre étude, la détermination de pression dans différentes stations donne une aide sur les vitesses maximales et moyenne, les pertes de charges et la vitesse de refroidissement optimale.
- Le calcul adimensionnel nous rapproche du transfert de chaleur classique, et nous pouvons comprendre le mécanisme du transfert de chaleur par convection.
- On peut facilement utiliser l'échangeur comme une soufflerie subsonique, pour étudier les phénomènes aérodynamique.
- Enfin, nous recommandons fortement de changer les instruments de mesure analogiques par des autres numériques. Le plus simple est d'utiliser le micro-contrôleur arduino, avec les capteurs de la température, de la vitesse, de la pression, et de force. à ce point, on va gagner un banc d'essai numérique pour le transfert de chaleur et aussi une soufflerie subsonique au même temps.

Références bibliographiques

- [1] - Mémoire de Master en Génie Energétique- Taourit Farida- étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur- 2013
- [2] -ALPEMA-The standards of the brazed aluminum plate-fin heat exchanger manufacturer's association- Third Edition 2010
- [3] -Dr. BOUSSAID-Cours des échangeurs de chaleur-Ecole IAP de Boumerdès Département Maintenance industrielle.
- [4] -Mémoire-Amine ALI NEHARI- Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques. Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen -département de physique-2011
- [5] - [http://www.azprocede.fr/Cours_GC/Cours d'échangeur thermique : chicanes côté calandre](http://www.azprocede.fr/Cours_GC/Cours_d'echangeur_thermique_chicanes_cote_calandre)
- [6] -Dr. A. ZIOUCHI - Echangeurs de chaleur- Département maintenance Industrielle 2007
- [7] J.A. Duffie and W.A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes. Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.
- [8] W. M. Kays and H. C. Perkins. In Handbook of Heat Transfer, ed. W. M. Rohsenow and J. P. Hartnett. New York: McGraw-Hill, 1972, Chap. 7.
- [9] Jean FAUCHER: Pratique de l'AMDEC