



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE ABOU-BAKR BELKAID DE TLEMCEM
FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE
Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables



Thème du mémoire pour l'obtention de diplôme de Master en
Physique Énergétique et Matériaux

Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques.

Présenté par : Amine ALI NEHARI

Soutenue le: / /2011 devant le jury composé de :

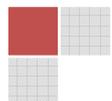
Président : A. ZERGA

Examinatrice : K. RAHMOUN

Examinatrice : N. GHELLAI

Encadreur : R. SAIM

Maître de conférences (A) U.A.B Tlemcen



Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU, notre créateur
pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs
qui nous ont aidés tout au long de notre cursus universitaire
en particulier notre encadreur Mr: R. SAIM pour ses conseils et l'aide
qu'il nous a apportés.*

*Nous voudrions aussi exprimer toute notre gratitude à :
Mr : A. ZERGA et Mme : K. RAHMOUN pour les orientations et
les conseils.*

*Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont contribué de
prés ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.*

Dédicace

Je dédie ce travail à :

*A celle qui a inséré le goût de la vie et le sens de la
responsabilité....merci MÈRE.*

*A celui qui a été toujours la source d'inscription
et de couragemerci PÈRE.*

A mes frères surtout Abdel Halim, Rachid, Habib.

*A ma grand-mère, mes tantes et mes tantons. A mes oncles surtout
Abdel Kader et Mustapha.*

*A mes cousins et cousines
Et à toute ma famille.*

A Monsieur : Abdel Ouhab pour son aide.

A toutes mes amis de près ou de loin.

A la promotion de Master II.

Sommaire

Résumé

Nomenclature

Introduction générale1

CHAPITRE I: Types et classifications des échangeurs de chaleur

Introduction.....5

I.1 Type des échangeurs de chaleur.....5

I.1.1 Les échangeurs tubulaires.....5

I.1.1.1 Échangeur monotube5

I.1.1.2 Échangeur coaxial.....6

I.1.2 Échangeur multitubulaire.....6

I.1.2.1 Échangeur à tubes séparés.....6

I.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés7

I.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes.....7

I.1.3 Echangeur à tube et calandre.....10

I.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante.....10

I.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes11

I.1.3.3 Echangeur à tubes en U11

I.1.4 Echangeur à plaque12

I.1.4.1 Échangeurs à surface primaire.....12

I.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints.....12

I.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasé.....13

I.1.4.3.1 Échangeur platulaire13

I.1.4.3.2 Échangeur Compabloc.....14

I.1.4.3.3 Échangeur Packinox.....15

I.1.4.3.4	Échangeur lamellaire.....	15
I.1.4.3.5	Échangeur à spirale.....	16
I.1.4.3.6	Échangeur brasé.....	17
I.1.5	Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	18
I.1.5.1	Évaporateurs tubulaires.....	18
I.1.5.1.1	Évaporateurs à l'intérieur de tubes.....	18
a)	Évaporations à tubes verticaux.....	18
b)	Évaporateurs à tubes horizontaux.....	20
I.1.5.1.2	Évaporation à l'extérieur de tubes.....	20
I.1.5.2	Condenseurs tubulaires.....	21
I.2	Classification des échangeurs.....	22
I.2.1	Classement technologique.....	22
I.2.2	Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	23
I.2.3	Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	23
I.2.4	Classement fonctionnel.....	23
I.2.5	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	24
	Conclusion.....	24
CHAPITRE II: Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints		
II.1	Introduction.....	26
II.2	Technologie des plaques.....	26
II.2.1	Plaque à canal large.....	26
II.2.2	Plaque à double paroi.....	27
II.2.3	Plaque semi-soudée.....	27
II.2.4	Profil d'écoulement.....	28
II.2.5	Auto centrage des plaques.....	29
II.2.6	Joint sans colle.....	29

II.3 Optimisation de l'échange de chaleur.....	30
II.4 Principe de fonctionnement.....	30
II.4.1 Circulation latérale à travers les plaques.....	31
II.4.2 Circulation diagonale à travers les plaques.....	31
II.4.3 Nettoyage de l'échangeur.....	32
II.4.3.1 Nettoyage mécanique.....	32
II.4.3.2 Nettoyage chimique.....	32
II.4.4 Remplacement d'un joint ou d'une plaque.....	32
II.4.4.1 Remplacement d'un joint.....	32
II.4.4.2 Remplacement d'une plaque.....	33
II.4.4.3 Installation de nouvelles plaques.....	33
II.4.4.4 Stockage des pièces de rechanges.....	33
a) Plaques.....	33
b) Joints.....	33
c) Colle.....	33
II.4.4.5 installation des plaques.....	34
II.4.4.6 Serrage manuel du paquet des plaques.....	34
II.4.4.7 Le test hydraulique.....	35
II.5 Conclusion.....	35
CHAPITRE III: Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints	
III.1 Introduction.....	37
III.2 Le modèle Thermo-hydraulique.....	37
III.3 Conception optimale des échangeurs de chaleur à plaque.....	40
III.3.1 Conception optimale avec spécification de la chute de pression...40	
III.3.2 La conception optimale sans spécification de la chute de pression.....43	

III.4 Conclusion.....	46
------------------------------	-----------

CHAPITRE IV: Résultats et interprétations

IV.1 Introduction.....	48
-------------------------------	-----------

IV.2 Méthode de dimensionnement.....	48
---	-----------

IV.2.1 Méthode avec fixation de la chute de pression.....	48
--	-----------

IV.2.1.1 Simulation 1 : influence de la température.....	50
---	-----------

IV.2.1.2 Interprétation de la simulation_1 (influence de la température).....	55
--	-----------

IV.2.1.3 Simulation 2 : influence du débit.....	56
--	-----------

IV.2.1.4 Interprétation de la simulation_2 (influence du débit du fluide froid).....	57
---	-----------

IV.2.2 Méthode avec sans fixation de la chute de pression.....	57
---	-----------

Interprétation de la deuxième méthode.....	59
---	-----------

IV.3 Calcul de l'efficacité thermique de cet échangeur.....	59
--	-----------

Conclusion générale et les perspectives.....	62
---	-----------

Références

ANNEXE 1: La géothermie

ANNEXE 2: Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

Nomenclature

a, b, c et d	Ce sont des constantes	/
A	La surface d'échange de la chaleur	(m ²)
C_{nl}	Rapport des longueurs de passage	/
C_p	La chaleur spécifique	(J/ (kg K))
D_e	Le diamètre équivalent	(m)
E	Le coût	SEK (1 SEK= 11.05 DA)
f	Facteur de friction	/
h	Coefficient de transfert de chaleur	(W/ (m ² K))
$k1; k2; k3$	Constantes dans l'équation (13)	/
l	Longueur de la plaque	(m)
m	Nombre de chemins	/
n	Nombre de passe par passe	/
DTLM	La différence de température logarithmique moyenne	/
M	Le débit massique	(kg/s)
NUT	Nombre de transfert des unités	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Q	Charge thermique	(W)
Re	Nombre de Reynolds	/
R_f	Facteur d'encrassement	(m ² K/W)
T	La température	(°C)
u	La vitesse d'écoulement	(m/s)
V	Le débit volumique	(m ³ /s)
w	La largeur de la plaque	(m)
ΔP	La chute de pression	(K Pa)

Symbole Grec

δ	L'épaisseur de la plaque	(m)
ε	L'efficacité thermique	/
λ	La conductivité thermique	(W/m K)
ν	La viscosité cinématique	(m ² /s)
μ	La viscosité dynamique	(kg/m s)
ρ	Densité du fluide	(Kg/m ³)
σ	Coefficient	/

Subscripts

1	Fluide froid
2	Fluide chaud

Introduction générale

La géothermie est la deuxième source de production d'électricité dans le monde, mais c'est aussi une source de production de chaleur utilisée pour le chauffage urbain, de serre et la pisciculture.

La désintégration des éléments radioactifs et la dissipation de l'énergie primitive sont les deux phénomènes principaux à l'origine de la chaleur rencontrée dans la croûte terrestre. Dans notre planète il existe différents types de gisements géothermaux classés suivant leur énergie et répartis dans le monde entier. Les utilisations sont nombreuses et variées.

La géothermie se caractérise par son développement relativement récent et par une technologie largement inspirée au départ de l'énergie pétrolière.

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc., mais aussi pour des opérations de transformations chimiques.

Parmi les appareils de transmission d'énergie, nous citons les échangeurs de chaleur à plaques qui font la base de notre travail. Ces appareils sont destinés à refroidir le fluide géothermique sortant avec une température élevée en utilisant de l'eau froide.

Notre mémoire est structuré comme suit : - dans une première partie nous procédons à une étude bibliographique : concernant les différents types des échangeurs de chaleur et leurs classifications. Un deuxième chapitre est réservé à la description détaillée d'un échangeur de chaleur à plaques et joints. Un troisième chapitre est dédié aux modélisations d'un échangeur à plaques et joints. Le quatrième chapitre englobe les résultats de simulation qui seront interprétés par la suite.

Nous avons achevé notre mémoire par une conclusion générale et les perspectives qui peuvent être dégagées logiquement de ce travail.

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

I.1 Type des échangeurs de chaleur

I.1.1 Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [1].

I.1.1.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au dessous.

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur



Figure I.1: Échangeur monotube en serpentin [1].

I.1.1.2 Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous [1].

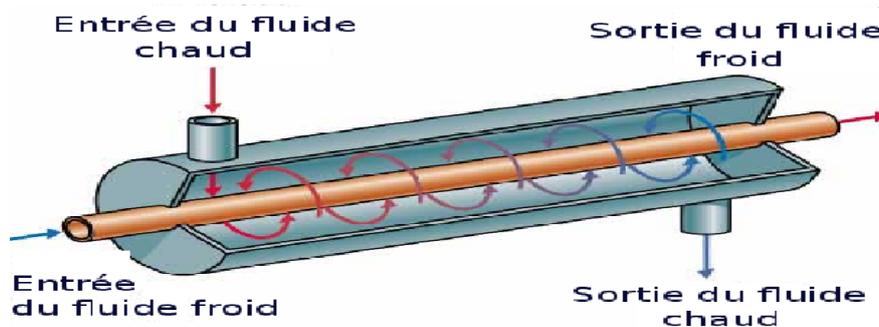


Figure I.2: Échangeur coaxial [2].

I.1.2 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

I.1.2.1 Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

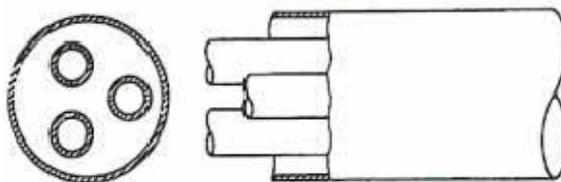


Figure I.3: Échangeur à tube séparé [1].

I.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans [1].

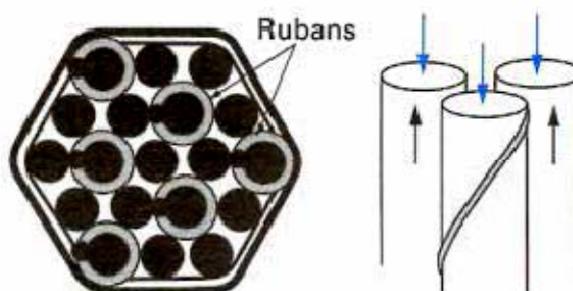


Figure I.4: Échangeur à tube rapproché [1].

I.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

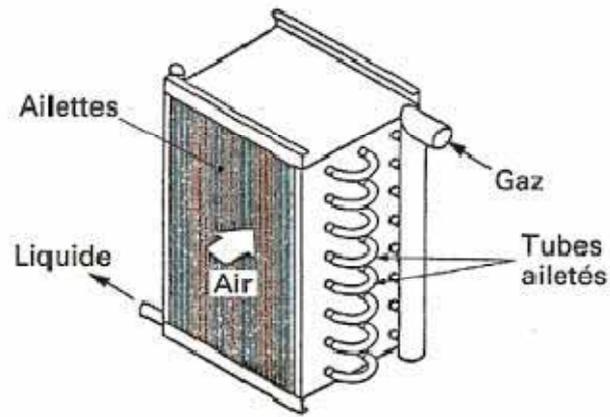
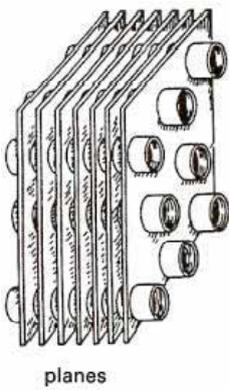
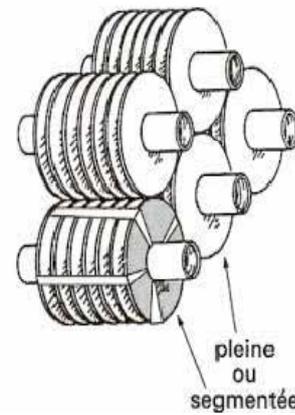
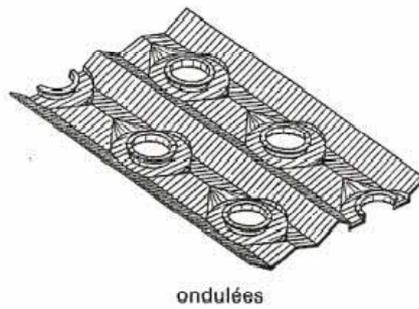


Figure I.5: Échangeur à tube ailette [1].

- Ailettes transversales :



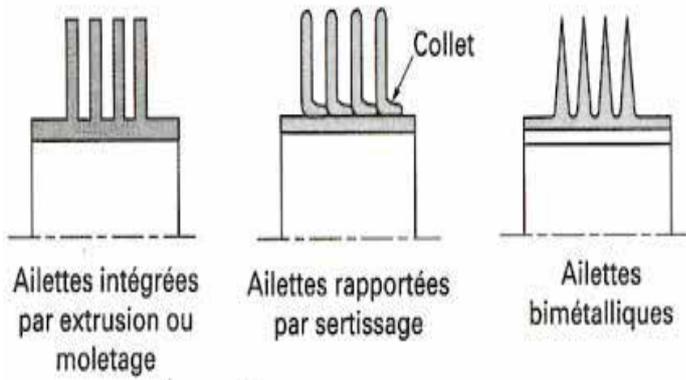
Ailettes continue [1].



Ailettes indépendant [1].

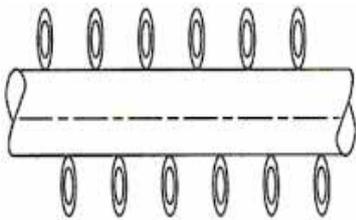
Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

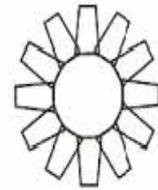
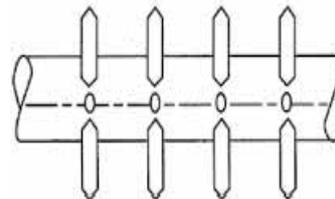


Ailettes annulaire [1].

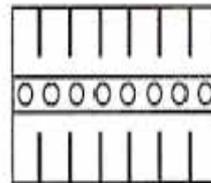
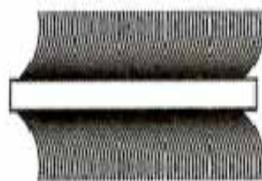
Ailettes spirale [1].



Ailettes à fils préformés [1].



Ailettes poinçonnées [1].

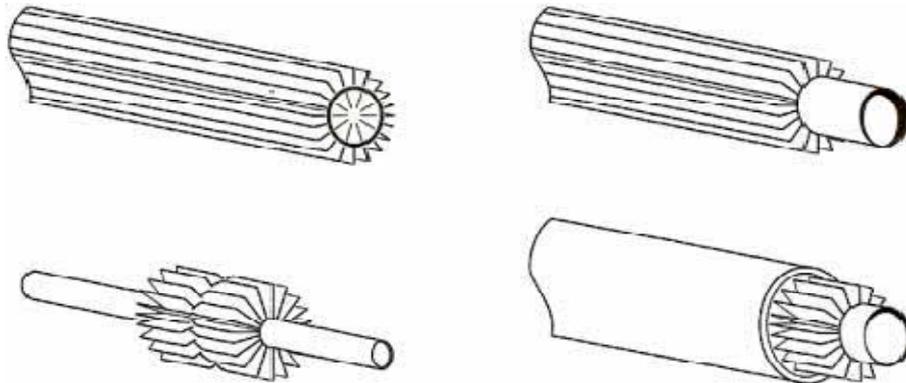


Ailettes en brosse [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

- Ailettes longitudinal :



Type d'ailettes longitudinal.

Figure I.6: Autre différent type d'ailettes [1].

I.1.3 Echangeur à tube et calandre

I.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [3].

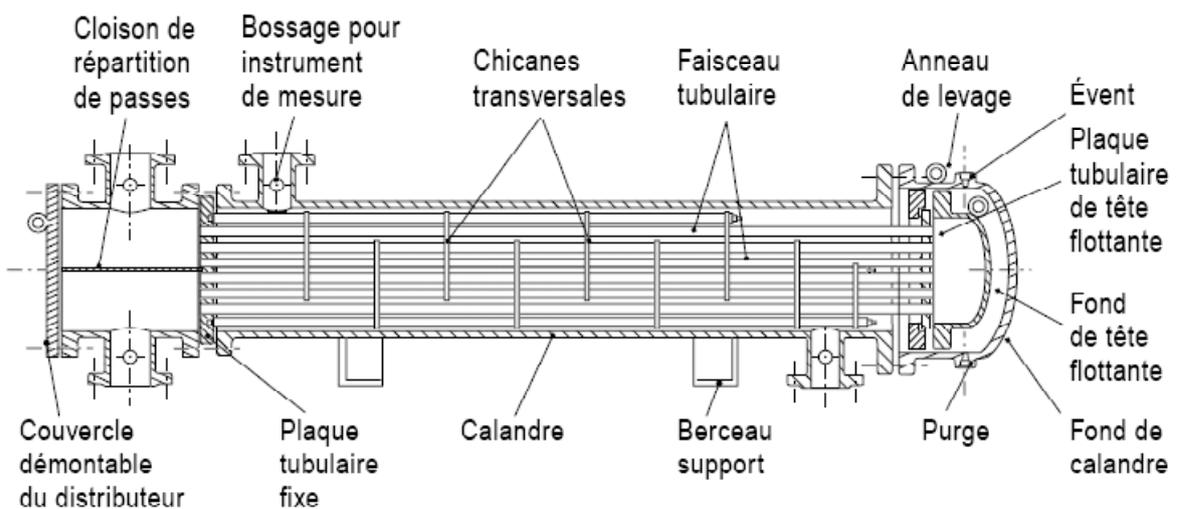


Figure I.7: Échangeur à tête flottante [3].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [3].

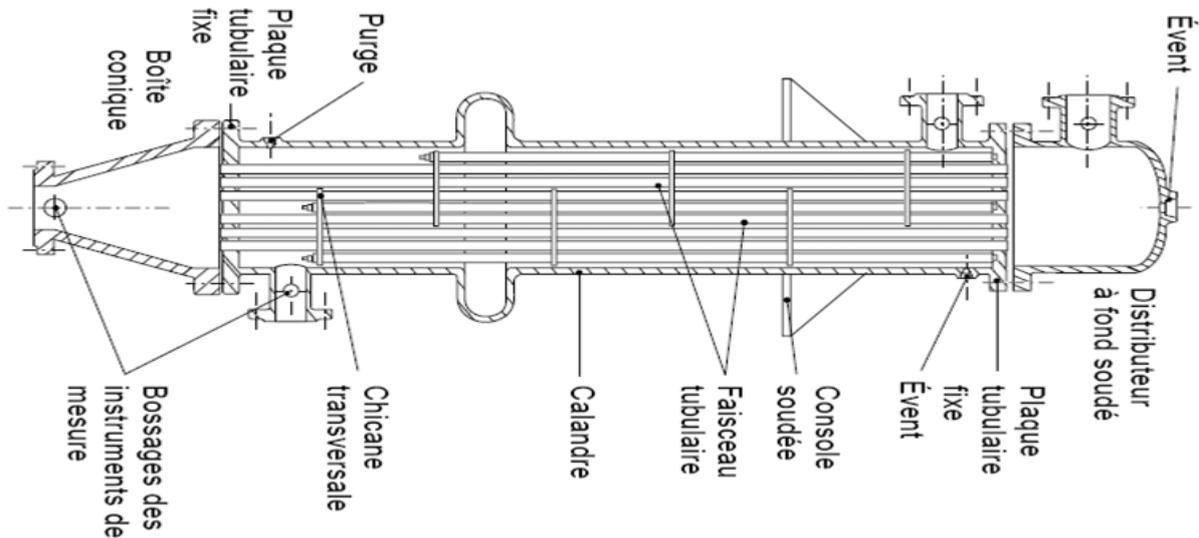


Figure I.8 Échangeur à plaque tubulaire fixe [3].

I.1.3.3 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [3].

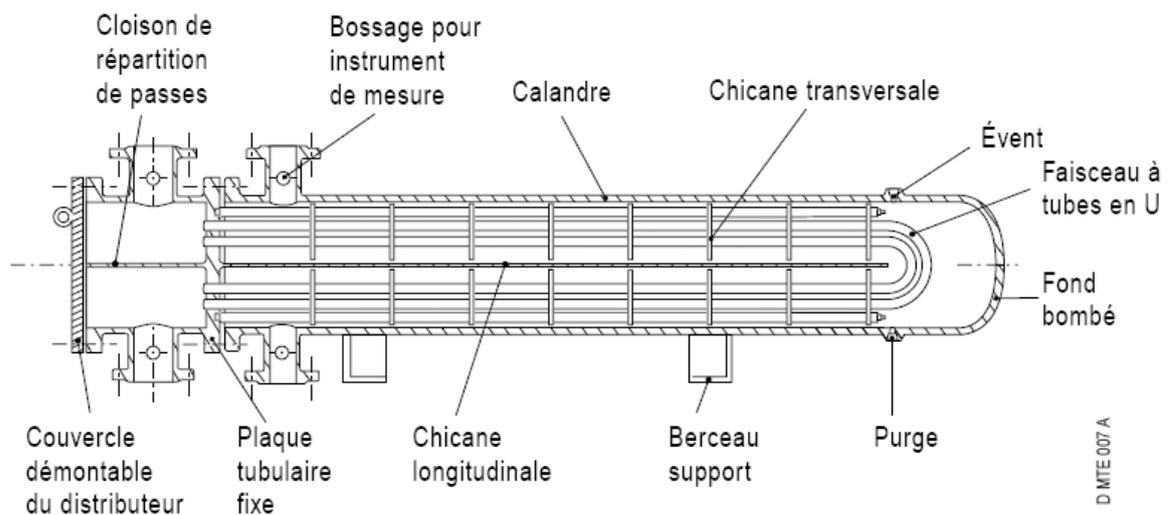


Figure I.9: Échangeur à tube en U [3].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.1.4 Echangeur à plaque

I.1.4.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [1].

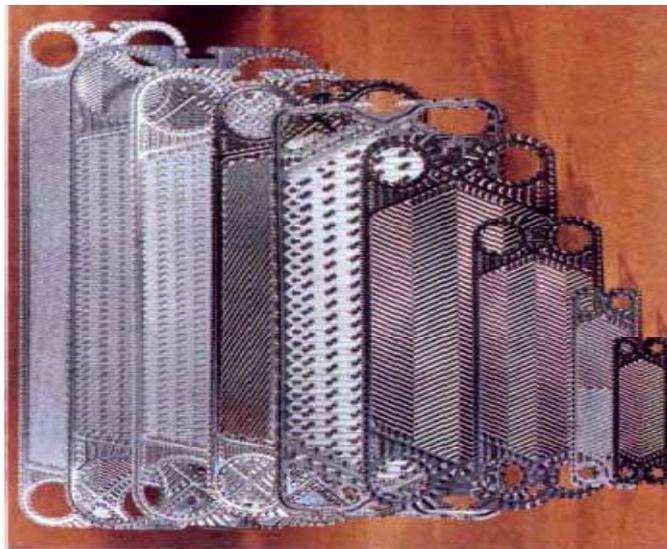


Figure I.10: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [1].

I.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur



Figure I.11: Échangeur à plaque et joint [1].

I.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [1].

I.1.4.3.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

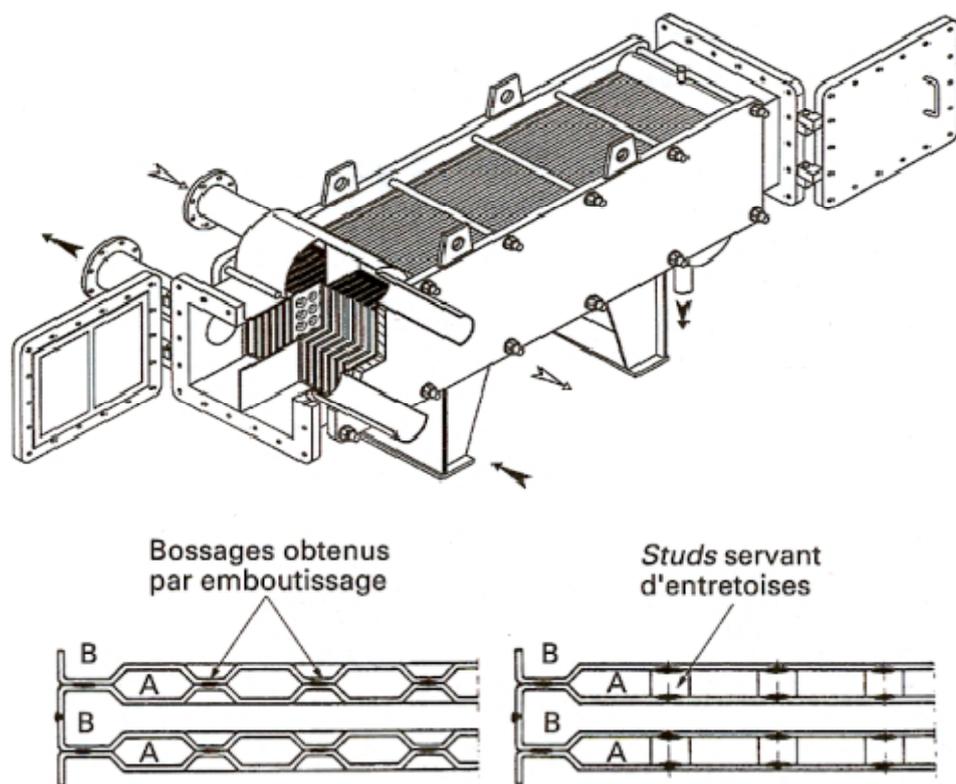


Figure I.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [1].

I.1.4.3.2 Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [1].

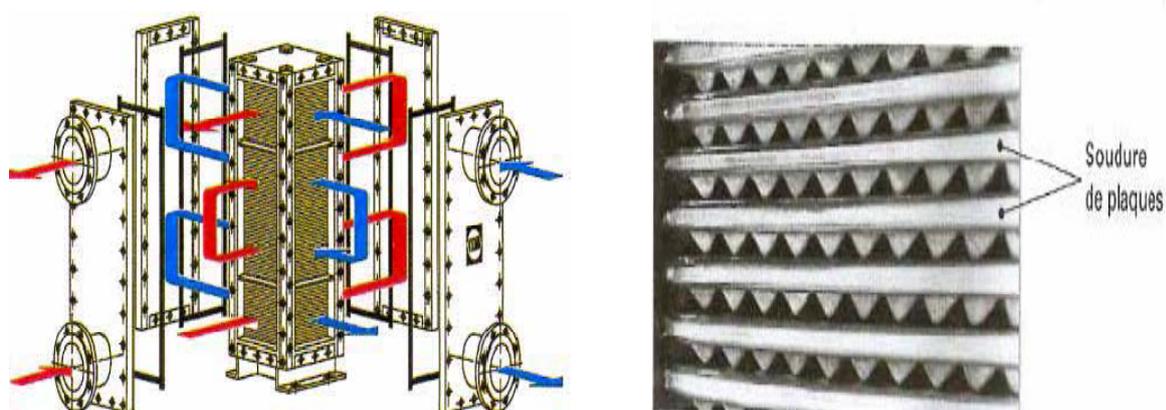


Figure I.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.1.4.3.3 Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [1].

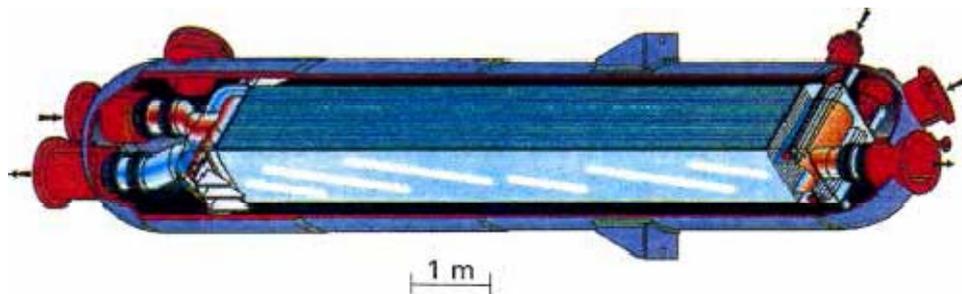


Figure I.14: Échangeur Packinox [1].

I.1.4.3.4 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur



Figure I.15: Échangeur lamellaire [1].

I.1.4.3.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [1].

La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

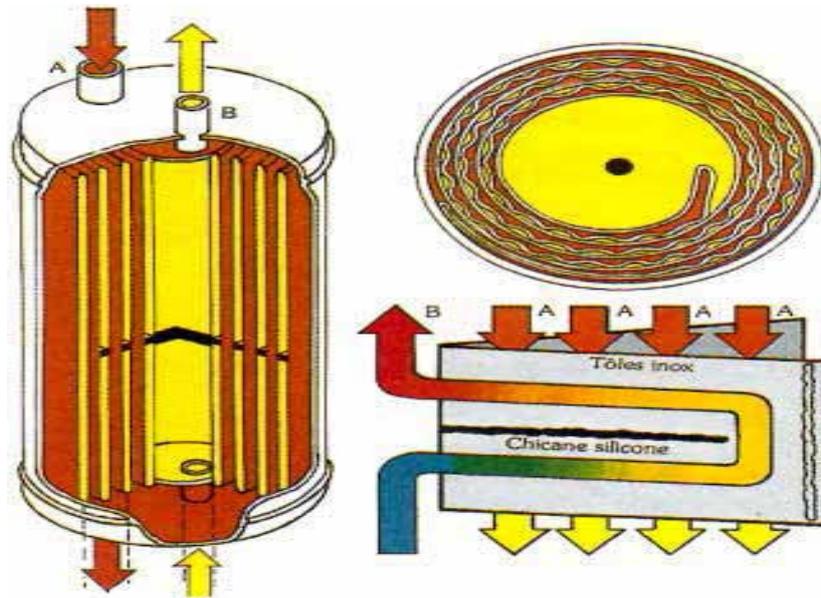


Figure I.16: Échangeur à spirale [1].

I.1.4.3.6 Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées [1].

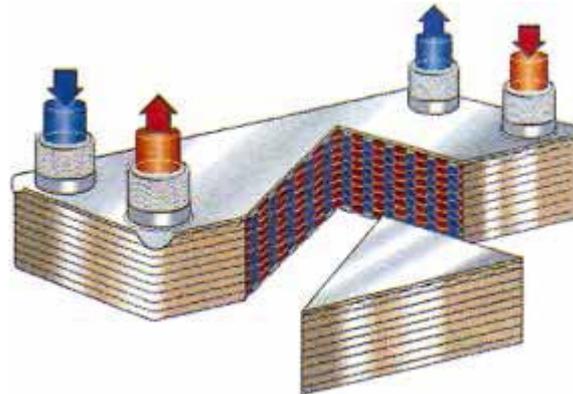


Figure I.17 Échangeur brasé [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.1.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des *évaporateurs* si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des *condenseurs* si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

I.1.5.1 Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

I.1.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

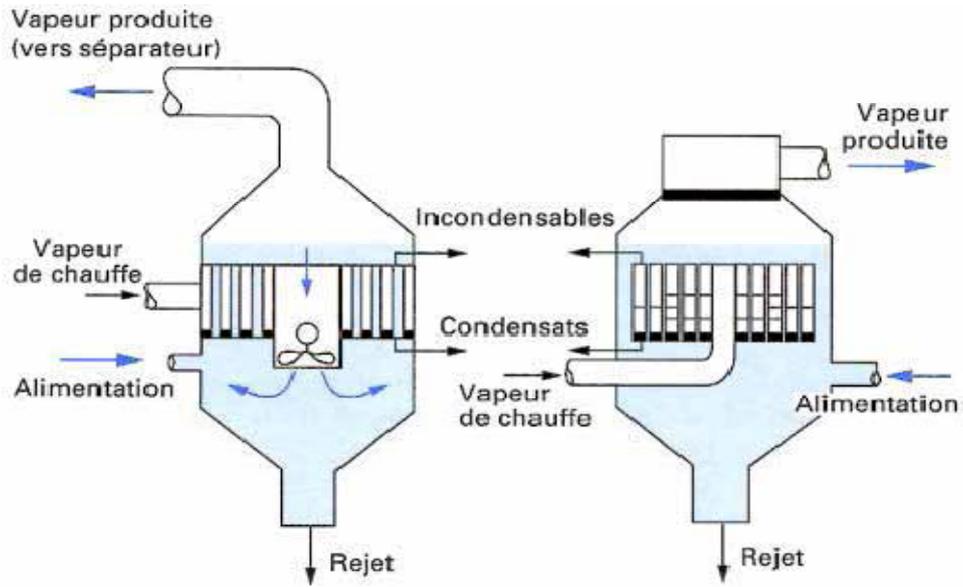


Figure I.18: Évaporateur à tubes courts et à panier [1].

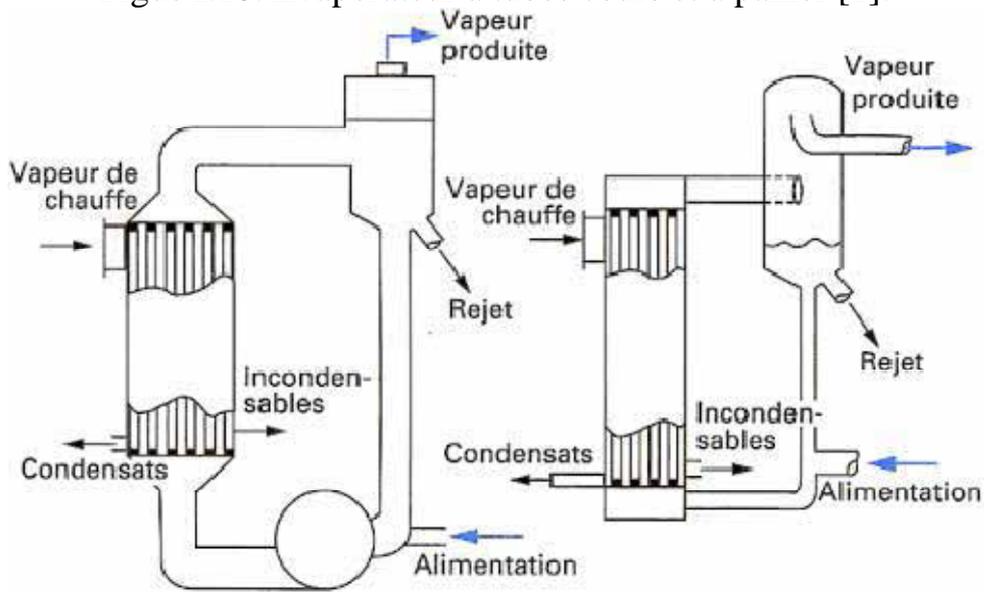


Figure I.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

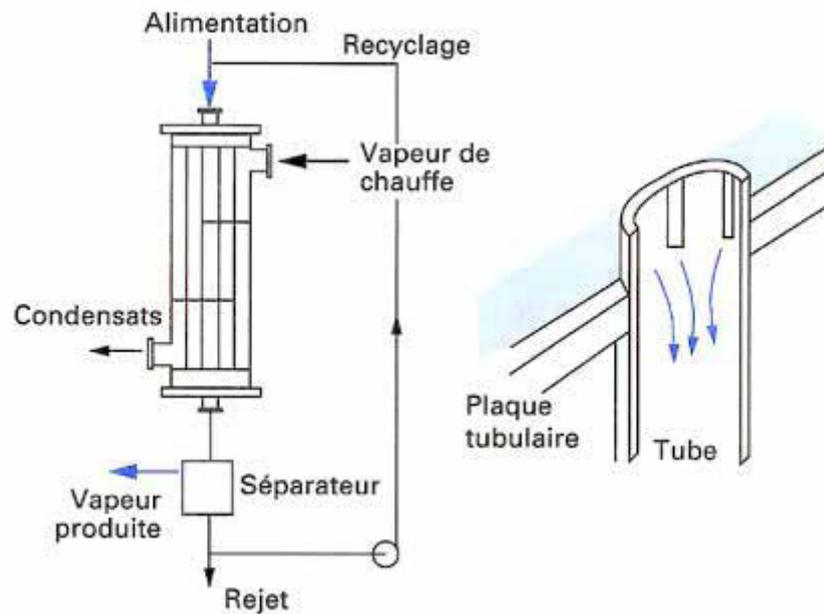


Figure I.20: Évaporateur à tube tombant [1].

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes [1].

I.1.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés) [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

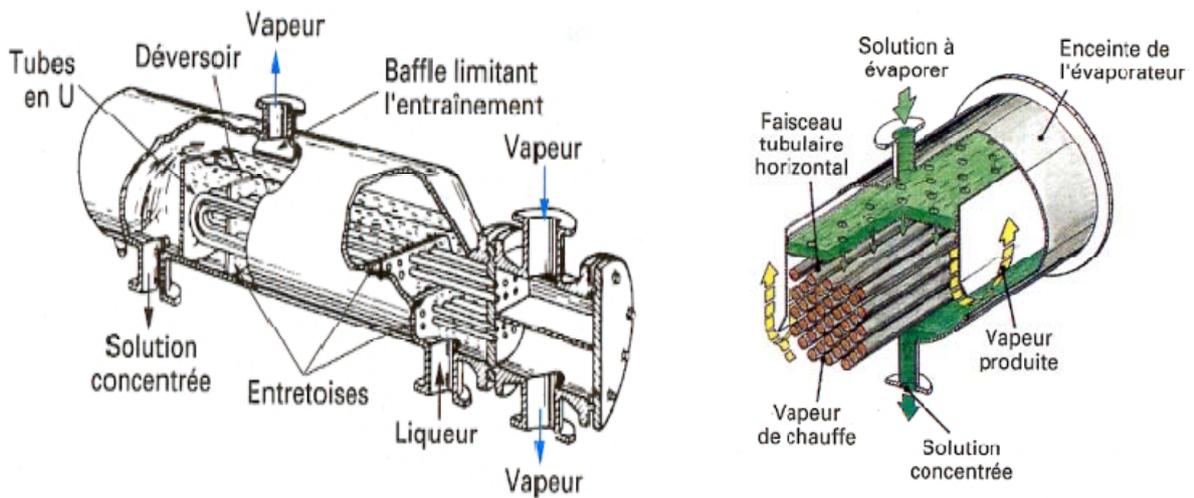


Figure I.21: Évaporateur noyés et arrosés [1].

I.1.5.2 Condenseurs tubulaires

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc [1].

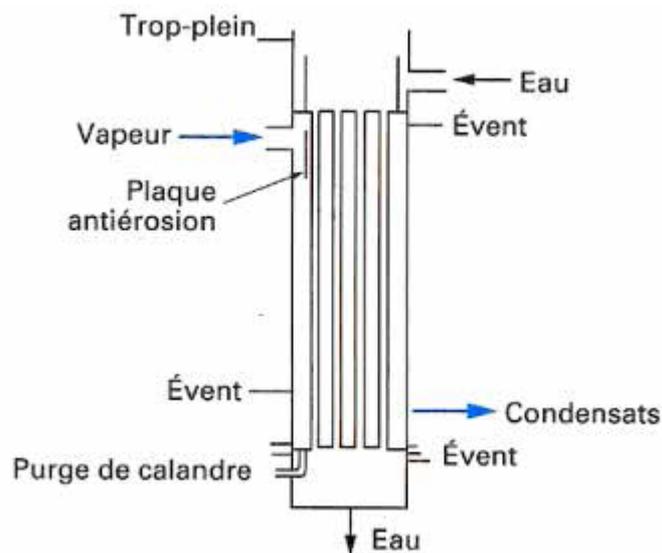


Figure I.22: Condensation extérieure aux tubes [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

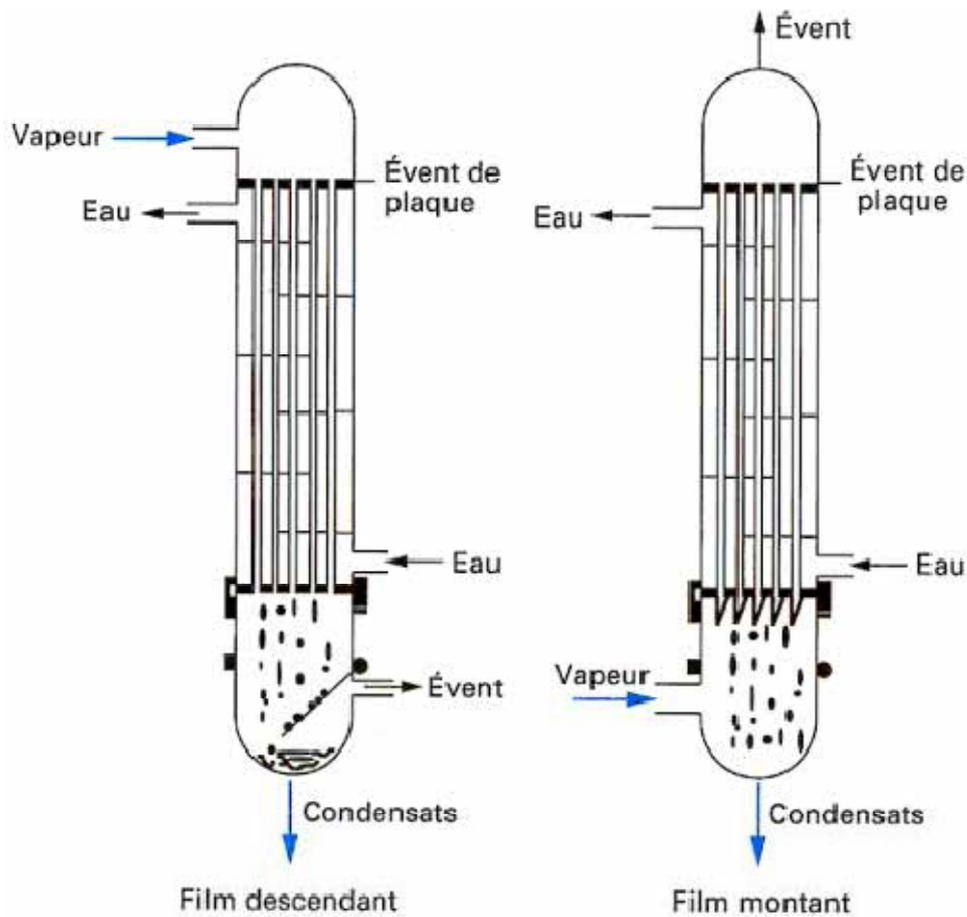


Figure I.23: Condensation intérieure aux tubes [1].

I.2 Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants.

I.2.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ✓ à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- ✓ à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- ✓ autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

I.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

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

- ✓ transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- ✓ transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [1].

I.2.4 Classement fonctionnel

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

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- ✓ les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs [1].

Chapitre I :

Types et classifications des échangeurs de chaleur

I.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- ✓ les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- ✓ les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [1]

Conclusion

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à plaques et joints qui sont très utilisés dans le domaine géothermique. Le chapitre suivant explique ces échangeurs en détails.

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.1 Introduction

Les échangeurs à plaques et joints sont très utilisés dans la géothermie car la performance de l'échangeur placé dans une installation de géothermie est caractérisée par la différence entre les températures à l'entrée de la boucle géothermale et la sortie du circuit géothermique. Les meilleures performances sont obtenues avec des échangeurs à plaques et joints [4].

Ils se distinguent par une compacité remarquable due en partie à leur coefficient de transfert de chaleur élevé, une grande facilité de nettoyage et la possibilité d'ajuster leur surface à la demande.

II.2 Technologie des plaques

Les plaques d'un échangeur de chaleur sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression.

Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). De plus, les joints en polymères assurent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointé:

- étanchéité,
- répartition des fluides dans l'échangeur.

Parmi les techniques de fabrication des plaques d'un échangeur de chaleur, nous citons les plus répandus dans le marché.

II.2.1 Plaque à canal large

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée.

La figure ci contre représente une plaque à canal large [6].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

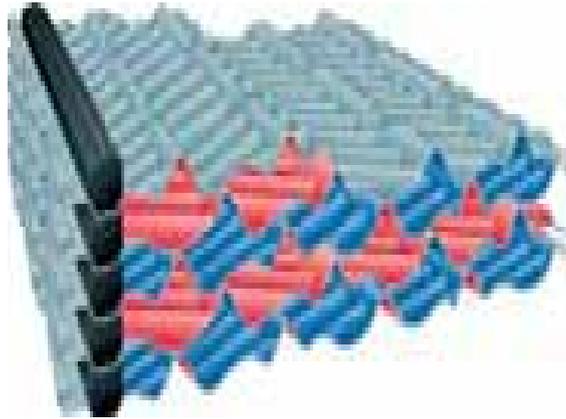


Figure II.1: Plaque à canal large [6].

II.2.2 Plaque à double paroi

Composée de plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales [6].



Figure II.2: Plaque à double paroi [6].

II.2.3 Plaque semi-soudée

La Figure suivante présente deux plaques semi-soudée, séparés avec des joints.

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

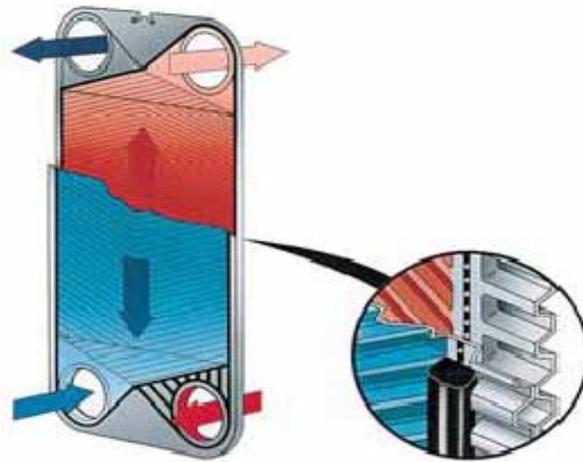


Figure II.3: Plaque semi-soudée [6].

II.2.4 Profil d'écoulement

Le profil optimisé assure une bonne répartition des fluides sur toute l'épaisseur de la plaque. Ceci conduit aux meilleurs taux de transfert de chaleur pour la plus faible perte de charge [7].



Figure II.4: Profil d'écoulement d'une plaque [7].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.2.5 Auto centrage des plaques

L'Auto centrage des plaques. Il en résulte un jeu de plaques stable et parfaitement aligné, les joints étant situés directement au-dessus l'un de l'autre ce qui permet une longévité accrue [7].

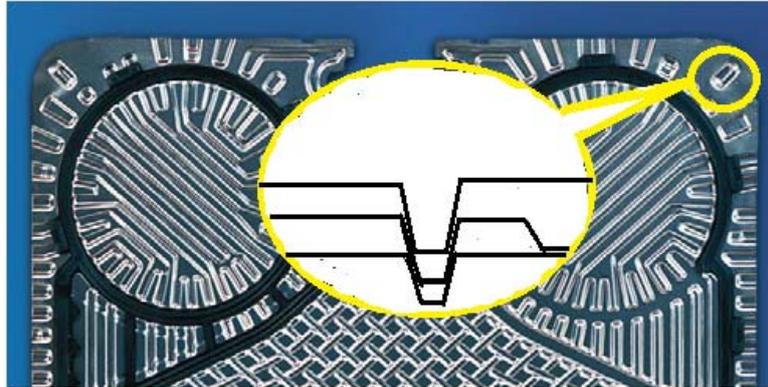


Figure II.5: Représente l'auto centrage dans une plaque [7].

II.2.6 Joint sans colle

Le nouveau joint sans colle permet un remplacement des joints rapide et simple.

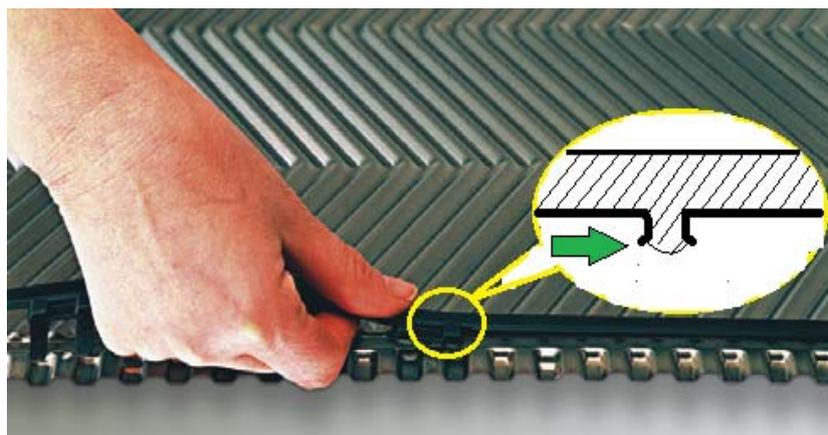


Figure II.6: Le joint sans colle [7].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.3 Optimisation de l'échange de chaleur

Les échangeurs de chaleur à plaques sont conçus pour optimiser le transfert de chaleur, car les plaques cannelées fournissent de loin la plus importante surface à travers laquelle la chaleur peut être transférée d'un gaz ou d'un liquide à un autre. Malgré l'importance de cette zone de transfert thermique, les échangeurs de chaleur à plaques sont généralement assez compacts.

La conception des canaux assure également une turbulence maximale lors de chaque passage de fluide, ce qui permet d'obtenir une efficacité maximale dans le transfert de chaleur d'un milieu à l'autre.

II.4 Principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur à plaques consiste pour l'essentiel en une série de fines plaques cannelées assemblées et/ou soudées, en fonction des liquides qui circuleront dans les plaques et de l'éventuelle possibilité de séparer les plaques pour une raison quelconque. Les plaques sont ensuite embouties ensemble dans un bâti rigide afin de créer une circulation de flux parallèles. L'un des fluides se déplace dans les canaux impairs, l'autre fluide dans les canaux pairs [6].

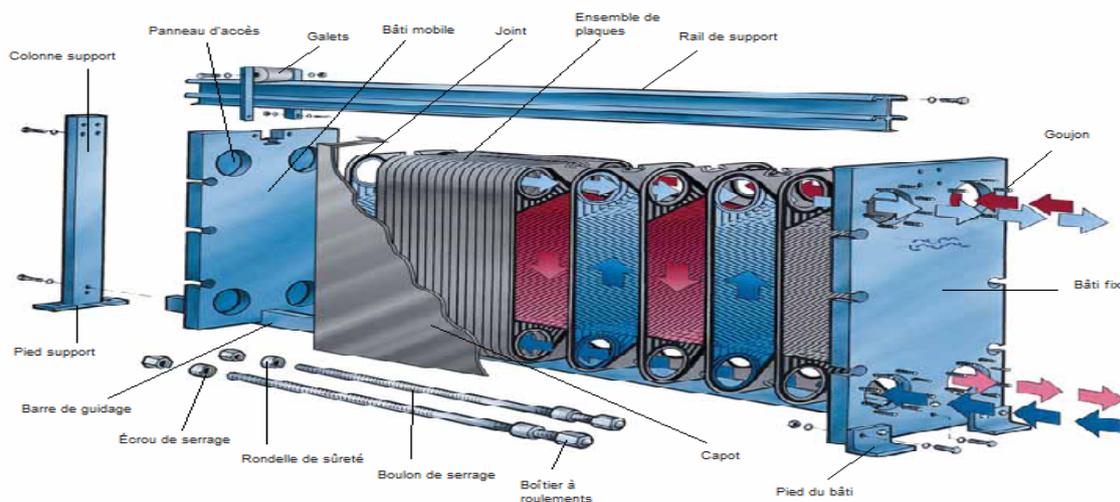


Figure II.7: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques jointé ALFA LAVAL [6].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.1 Circulation latérale à travers les plaques



Figure II.8: La circulation des fluides est latérale

II.4.2 Circulation diagonale à travers les plaques



Figure II.9: La circulation des fluides est diagonale

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.3 Nettoyage de l'échangeur

II.4.3.1 Nettoyage mécanique

Desserrer le paquet de plaques, ôter les tirants, déplacez le fond mobile contre le pied et faites glisser les plaques suivant des parts pour permettre de les nettoyer séparément avec une brosse ou de l'eau sous pression.

Quand vous utilisez de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de la abîmées [11].

- N'utilisez jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques.
- Soyez prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

II.4.3.2 Nettoyage chimique

Le nettoyage des plaques sans démonter les plaques de l'échangeur est possible. Monter un système de nettoyage en place sur les orifices de l'échangeur et faites circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. Assurez-vous de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit [11].

II.4.4 Remplacement d'un joint ou d'une plaque

II.4.4.1 Remplacement d'un joint

Retirer la plaque de l'échangeur thermique et ôter le joint. Si le joint pose des difficultés à s'enlever, utilisez un pistolet à air chaud au dos de la gorge pour ramollir la colle.

Nettoyer la plaque complètement. Toutes traces de vieille colle devraient être enlevées des gorges de joint. Une fois que la plaque est propre, installer un nouveau joint comme décrit au dessus. Installer alors la plaque à sa place d'origine [11].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.4.2 Remplacement d'une plaque

Vérifiez la dénomination de la plaque (paire ou impaire) et la position du joint. La plaque de remplacement devrait avoir la même épaisseur, le modèle, la désignation et le même matériau de joint et sa position d'origine [11].

II.4.4.3 Installation de nouvelles plaques

Le nombre de plaques ou leur position peut changer pour permettre d'augmenter la surface ou la configuration interne par le changement du nombre de passe [11].

II.4.4.4 Stockage des pièces de rechanges

a) Plaques

Les plaques de rechange devraient être stockées dans leur emballage d'origine et dans un local propre [11].

b) Joints

Les joints devraient être stockés dans un secteur abrité de la lumière à une température entre 0° (32°F) et 20°C (68°F). Si les joints sont stockés à une température inférieure à 0°C ils doivent être réchauffés à 0°C avant manipulation.

Les joints devraient être stockés de préférence à plat. Si l'endroit de stockage est exigu, les joints peuvent être stockés pliés en deux en veillant à ne pas créer de cassures. Dans tous les cas il est préférable de stocker les joints dans leur emballage d'origine [11].

c) Colle

La colle devrait être stockée selon les instructions du fabricant et de la durée de vie du produit (généralement 6 mois) ne devraient pas être supérieur. Généralement la colle est stockée dans un endroit frais et sec [11].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.4.5 installation des plaques

Les plaques doivent être correctement installées pour assurer un paquet de plaques uniforme et un placement correct des joints.



Figure II.10 Assemblage des plaques [11].

II.4.4.6 Serrage manuel du paquet des plaques

Le paquet de plaques est monté contre le fond fixe. Chaque plaque est déplacée le long du rail supérieur et appuyé sur la plaque précédente. Puis, Le fond mobile est alors poussé en contact avec le paquet de plaques. Le resserrement est fait sur quatre tirants. En fin, En serrant successivement les tirants, la cote de serrage sera atteinte.

Il faut que nous ne dépassions jamais la cote minimum, sinon nous endommagerons les plaques. On préconise de serrer l'échangeur à sa cote moyenne avec des joints neufs pour maintenir l'élasticité du joint. À la cote mini, les plaques sont en contact métal sur métal. Alors les tirants restant seront installés et serrés pour assurer la même pression autour du fond [11].

Chapitre II

Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.4.4.7 Le test hydraulique

Les tests hydrauliques sont effectués pour détecter les fuites éventuelles. Si une fuite apparaît au niveau du témoin de fuite, elle peut être éliminée en resserrant l'échangeur dans la limite des cotes de serrage indiquée sur la plaque de firme. Une fuite importante est le résultat d'un mauvais montage; dans ce cas on ne serre pas l'échangeur.

La fuite d'un joint se fait à l'extérieur ou par les témoins de fuite. Pour repérer facilement l'endroit de la fuite, on peut peindre avec de la peinture pour vérifier le joint à cet endroit, il ne peut pas y avoir des fuites entre deux circuits sauf si le joint du passage de tubulure est abîmé. Même une fissure sur une plaque entraînerait une fuite entre les circuits [11].

Conclusion

De nos jours, par suite de l'accroissement relatif du prix de revient de l'énergie, on recherche dans tous les cas à obtenir le rendement maximal d'une installation pour une dépense d'énergie minimale. C'est pour ça les échangeurs à plaques et joints sont très utilisés dans la géothermie. Le suivant chapitre présente les deux méthodes de dimensionnement pour ces échangeurs.

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, on dimensionnant un échangeur de chaleur à plaques et joints qui est utilisé pour refroidir les fluides géothermiques, et produire de l'énergie propre. Et à laide de ces deux méthodes qui sont présentés au suivant, en déterminant les chutes de pression qui sont important de point de vue économique.

III.2 Le modèle Thermo-hydraulique

Afin de concevoir un échangeur de chaleur à plaque, ce modèle qui relie la chute de pression et de transfert de chaleur a été initialement développé pour les échangeurs de chaleur à tubes et calendres par Jegede et Polley, et est étendue à notre échangeur à plaque ici. Il faut souligner que cette méthode ne comprend pas la chute de pression le long du goujon de l'échangeur. C'est parce que cette partie de la chute de pression ne génère aucun transfert de chaleur entre les deux courants de fluide.

Le fluide considéré dans l'échangeur à plaque est censé l'arrangement $m \times n$, ce qui signifie le flux a : n passes et m chemins par passe. Dans ce cas, le flux de chaque passage est d'abord divisé en m canaux d'écoulement parallèles puis recombinaées. Ce flux est répété pour n passe jusqu'à la sortie. Un exemple est montré dans la Figure III.1 pour l'arrangement de passage : $2 \times 3 / 3 \times 2$ pour un échangeur à plaque [12].

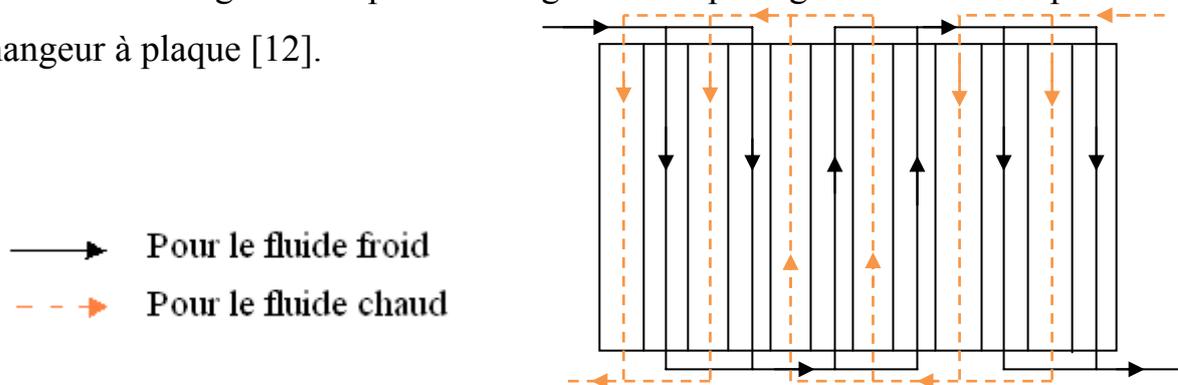


Figure III.1: Échangeur de chaleur à plaques
avec l'arrangement $2 \times 3 / 3 \times 2$ [12].

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Le nombre de Nusselt est souvent indiqué sous la forme suivante :

$$Nu = a Re^b Pr^{0.33} (\mu / \mu_w)^{0.17} \quad (1)$$

Ceci peut être réarrangé à

$$h = k_1 u^b \quad (2)$$

Là où

$$k_1 = a (\lambda/De)(De/\nu)^b Pr^{0.33} (\mu / \mu_w)^{0.17} \quad (3)$$

Le facteur de friction est souvent donné sous la forme suivante

$$f = c Re^b \quad (4)$$

Et la chute de pression est calculée

$$\Delta P = 2f (nl/De)\rho u^2 \quad (5)$$

De l'équation (4) et (5), on trouve

$$\Delta P = k_2 (nl)u^{2+d} \quad (6)$$

Là où

$$k_2 = 2c(De/\nu)^d (\rho/De) \quad (7)$$

Tel que les coefficients a, b, c et d sont : 0.1876, le 0.7179, 0.9108 et -0.0805, respectivement.

La vitesse de flux est :

$$u = V/(0.5 De mw) \quad (8)$$

La superficie de la surface de l'échangeur de chaleur est calculée par :

$$A = mw \times nl \quad (9)$$

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Par conséquent, l'équation suivante peut être dérivée :

$$nl = k_3 Au \quad (10)$$

Là où

$$k_3 = De/2V \quad (11)$$

Par substituant de l'équation (6) par l'équation (10), la chute de pression peut être calculée :

$$\Delta P = k_2 k_3 Au^{3+d} \quad (12)$$

Combinant l'équation (2) et (12), le modèle thermo-hydraulique peut finalement être obtenu :

$$\Delta P = \left(\frac{k_2 k_3}{k_1^{((3+d)/b)}} \right) Ah^{((3+d)/b)} = \sigma Ah^{((3+d)/b)} \quad (13)$$

Les valeurs de k_1 , k_2 et k_3 sont dépendants des propriétés physiques d'écoulement, débit volumiques, le diamètre équivalent et le modèle de plaque. Pour une situation de conception donnée, les propriétés physiques d'écoulement et le débit volumique sont fixes [12].

En outre, le diamètre équivalent a une valeur typique, et la variation est généralement est très petite. Par conséquent, le seul paramètre non fixée est le modèle de plaque, ce qui affecte avec les coefficients et les exposants de transfert de chaleur et les corrélations des facteurs de friction. L'objectif de la conception peut être réalisé en optimisant le schéma de plaque. Ce modèle thermo-hydraulique représente la relation entre les coefficients de transfert de chaleur du flux, la chute de pression et de la surface d'échange. Il offre la possibilité de prévoir le transfert de chaleur basé sur l'admissible de la chute de pression.

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Ce modèle thermo-hydraulique n'est pas seulement utile pour la conception des échangeurs à plaque individuel, il est également très utile pour l'optimisation des réseaux de l'échangeur de chaleur. Car l'optimisation des réseaux de l'échangeur de chaleur nécessite la prise en compte de la chute de pression à l'étape cible.

III.3 Conception optimale des échangeurs de chaleur à plaque

III.3.1 Première méthode : Conception optimale avec spécification de la chute de pression

Dans la conception qui permet de fixée la chute de pression, en préférence on utilise cette méthode, car en générale plus on utilise la chute de pression plus on obtient un taux de transfert de chaleur élevée, ce qui conduit à plus petite surface d'échange. Cependant, car la même longueur est rencontrée par les deux fluides, il est souvent impossible d'utiliser cette méthode sur les deux côtés simultanément.

En supposant que la méthode qui permet de fixée la chute de pression des deux chemins d'écoulements peut conduire à des paramètres de conception irréaliste pour l'échangeur à plaques. Afin de résoudre ce problème, on fixant la chute de pression dans un seul chemin d'écoulement, et ce dernier est pris comme étant un écoulement de référence, qui peut être déterminé par le calcul initial [12].

Pour le problème de conception dans la Figure III.2, nous supposons que l'écoulement 1 est l'écoulement de référence. Son coefficient de transfert thermique peut être calculé à partir du modèle thermo-hydraulique :

$$h_1 = \left(\frac{\Delta P_1}{\sigma_1 A} \right)^{(b/(3+d))} = f_1(A) \quad (14)$$

De l'équation (2), le coefficient de transfert thermique du deuxième écoulement est calculé comme suit :

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

$$h_2 = h_1 \left(\frac{u_2}{u_1} \right)^b \left(\frac{k_{1,2}}{k_{1,1}} \right) \quad (15)$$

Là où la valeur du rapport de vitesse de l'écoulement peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{2V_2/(m_2 w_2 D_e)}{2V_1/(m_1 w_1 D_e)} = \frac{V_2 m_1 w_1}{V_1 m_2 w_2} = \frac{V_2 n_2 l_2}{V_1 n_1 l_1} = \frac{V_2}{V_1} \frac{1}{C_{nl}} \quad (16)$$

Par conséquent, le coefficient de transfert thermique du deuxième écoulement peut finalement être obtenu:

$$h_2 = f_2(A) \quad (17)$$

La surface d'échange A peut être calculée à partir de l'équation de conception,

$$A = \frac{Q}{DTLM F_c} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{f1} + R_{f2} \right) \quad (18)$$

Puisque les coefficients de transfert thermique h_1 et h_2 sont en fonctions de la surface d'échange, l'équation (18) est une équation implicite pour cette dernière, qui peut être résolu par des méthodes itératives. En sachant la valeur de la surface d'échange A, tous les détails d'échangeur peut alors être obtenue. Cependant, la chute de pression de l'écoulement non-référencier devrait être vérifiée et elle devrait être dans la contrainte de la chute de pression [12].

Jusqu'ici, la conception optimale de l'échangeur de chaleur à plaque avec des spécifications de chute de pression a été accomplie. Tous les paramètres de l'échangeur sont établis, comme la taille de plaque, le nombre de chemin, l'arrangement de passage, etc.... et aussi les valeurs des vitesses de l'écoulement et les coefficients de transfert thermique.

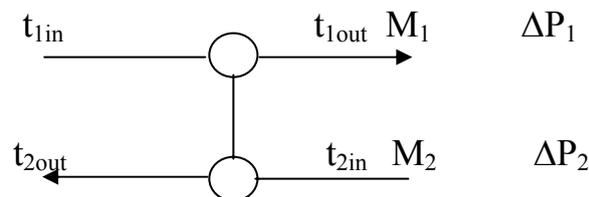


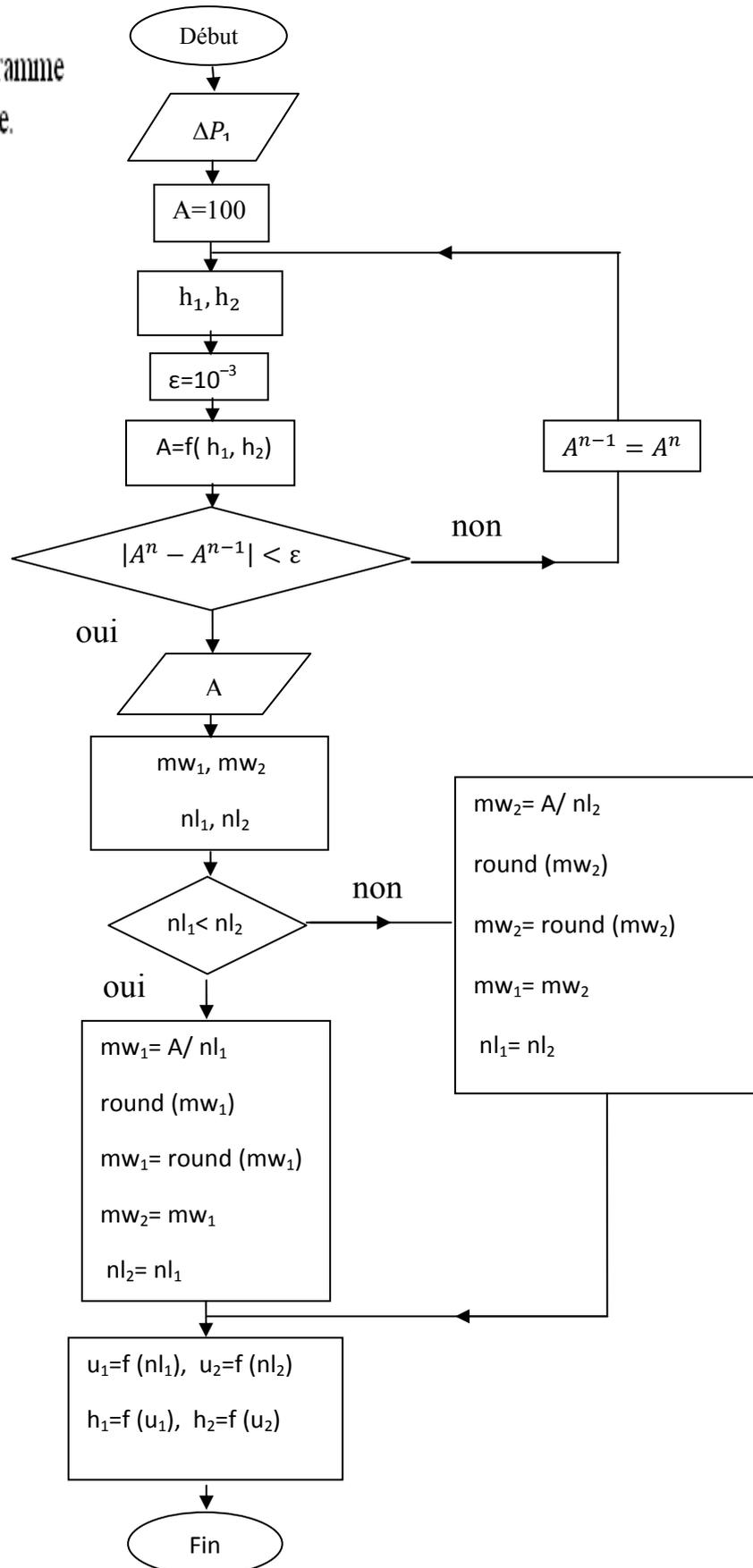
Figure III.2: Échangeur de chaleur avec fixation de la chute de pression [12].

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

L'organigramme de la première méthode est le suivant :

Figure III.3: L'organigramme de la première méthode.



Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

III.3.2 Deuxième méthode : La conception optimale sans spécification de la chute de pression

Pour une conception optimale complète d'un échangeur dans la figure. 37, les chutes de pression ne sont plus spécifiées avant la conception, ils sont déterminés par l'optimisation lors de la conception [12].

Considérons un problème d'un échangeur de chaleur unique sans spécifications de la chute de pression dans la Figure III.4. Supposons que nous connaissons les charges de chaleur, les températures, le modèle de la plaque et les fonctions de coût pour l'échangeur, pompe et puissance d'électricité.

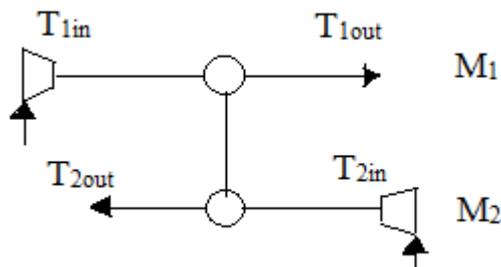


Figure III.4: Échangeur à plaque avec l'approvisionnement des pompes [12].

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Nous avons besoin de déterminer la conception optimale, ce qui correspond au coût minimal annuel total.

L'Organigramme de cette méthode est le suivant :

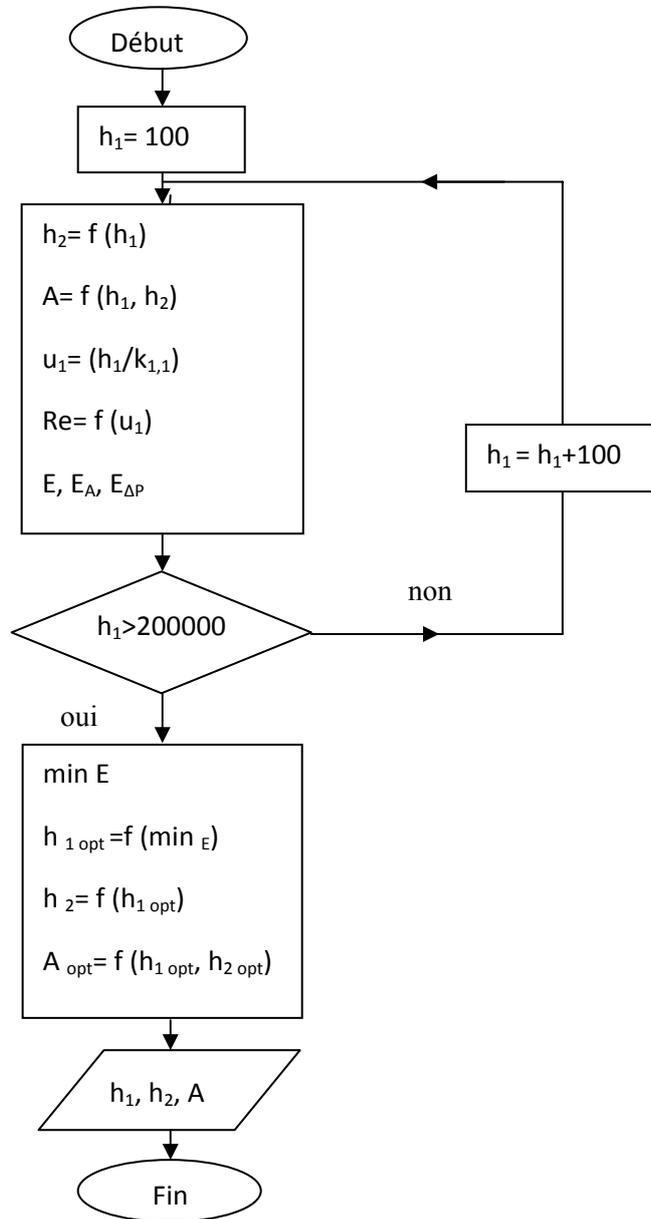


Figure III.5: L'Organigramme de la deuxième méthode

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Le coût annuel total d'un système de l'échangeur de chaleur est représenté par :

$$E_{Total} = E_A + E_{\Delta P1} + E_{\Delta P2} \quad (19)$$

Là où E_A est le coût annuel pour la surface d'échange d'un échangeur de chaleur et $E_{\Delta P1}$ et $E_{\Delta P2}$ sont les coûts annuels associés avec la chute de pression pour les écoulements 1 et 2, respectivement. Le coût annuel pour la région de l'échangeur à plaque peut être estimé par l'équation suivante, qui est fondée sur l'hypothèse de 10 ans de vie [12].

$$E_A = 2700 A^{0,85} \quad (20)$$

Les unités pour le coût E_A et la surface d'échange A sont SEK (1 SEK= 0.11 €= 11.5 DA) et m^2 , respectivement. Le coût annuel associé avec la chute de pression se compose de deux parts, le coût annuel de la pompe E_{pompe} et le coût annuel de la puissance de l'électricité E_{el} . Ceux-ci peuvent être estimés à travers,

$$E_{pompe} = 3750 + 0.75P = 3750 + 0.75V \Delta P \quad (21)$$

$$E_{el} = 0.694P = 0.694V \Delta P \quad (22)$$

Les unités pour les coûts E_{pompe} et E_{el} sont SEK (1 SEK= 0.11 €= 11.5 DA), l'unité de la puissance d'énergie P est W. Par conséquent, le coût total est en fonction de la surface d'échange A et des chutes de pression $E_{\Delta P1}$ et $E_{\Delta P2}$.

Cependant, dans le paragraphe suivant, il vous montrera qu'une fois que le coefficient de transfert thermique d'un côté est donné, tous les trois paramètres peuvent être calculés [12].

Supposer que le coefficient de transfert thermique h_1 de l'écoulement 1 est indiqué. Puis le coefficient de transfert thermique h_2 de l'écoulement 2 peut être calculé par l'équation (16). Puis la surface d'échange de l'échangeur de chaleur A peut être facilement obtenue par l'équation (18).

Chapitre III :

Modélisation d'un échangeur de chaleur à plaques et joints

Après ça, les chutes de pression ΔP_1 et ΔP_2 peuvent être obtenues en utilisant l'équation (13). Ceci signifie que le coût total E est en fonction du coefficient de transfert thermique h_1 ou h_2 . C'est dû au fait que les coefficients de transfert thermique des deux écoulements sont couplés ensemble dans de l'échangeur à plaque [12].

Le point optimal peut être trouvé par la méthodes mathématiques,

$$\frac{d(E_{Total})}{d(h_1)} = 0 \quad (23)$$

Ou à travers la figure (IV.11) du coût total en fonction du nombre de Reynolds dans la partie expérimental. En sachant la valeur du coefficient de transfert de chaleur, tous les paramètres de l'échangeur, dont les vitesses des fluides, la surface d'échange, largeur de la plaque et la longueur, nombre de plaques, peut être obtenue. Comme la conception précédente [12].

Conclusion

Ces deux méthodes sont utilisées pour dimensionner les échangeurs de chaleur à plaques et joints dans le but de déterminer les chutes de pression. Le suivant chapitre représente les résultats obtenue et qui seront interprétés par la suite.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Chapitre IV

Résultats et interprétations

IV.1 Introduction

Dans cette dernière partie, on calculant à l'aide du programme MATLAB les chutes de pression et les autres paramètres. Les résultats obtenues sont affichés et interprétés au suivant.

IV.2 Méthode de dimensionnement

IV.2.1 Première méthode : Conception avec spécification de la chute de pression

Il s'agit d'un échangeur à plaque de simple passe et à contre-courant, on va le dimensionner avec les données suivantes : les températures (d'entrée et de sortie) et le débit volumique des deux fluides sont fixes [12].

Avec :

T_{in} (°C) : Température d'entrée du fluide froid

T_{out} (°C) : Température de sortie du fluide chaud

M (Kg/s) : Débit massique

μ (kg/m s) : La viscosité dynamique

λ (W/m K) : La conductivité thermique

C_p (J/(kg K)) : La chaleur spécifique

ρ (Kg/m³) : Densité du fluide

R_f (m² °C/W) : Facteur d'encrassement

Fluide	T_{in}	T_{out}	M	μ	λ	C_p	ρ	R_f
1	10	50	30	8×10^{-4}	0.618	4175	980	5×10^{-5}
2	70	40	40	5×10^{-4}	0.654	4175	980	5×10^{-5}

Tableau IV.1 Les paramètres de calcul de l'échangeur [12].

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Premièrement nous fixons la chute de pression et nous donnons la valeur de la première surface c'est $A=100 \text{ m}^2$.

Les propriétés physiques des deux fluides sont les suivant:

On a une seul passe, ce qui signifie que le rapport des longueurs de passage C_{nl} et le facteur de correction F_c égal à 1.

Les valeurs pour les coefficients a, b, c et d sont : 0.1876, le 0.7179, 0.9108 et -0.0805 , respectivement. Et les d'autres paramètres sont les suivant :

Le diamètre équivalent: $D_e = 0.006 \text{ m}$

L'épaisseur de la plaque: $\delta = 0.0005 \text{ m}$

La conductivité thermique: $\lambda = 13.56 \text{ W/ (m }^\circ\text{C)}$

Dans cette section, en présente les résultats du programme élaboré avec le langage de programmation MATLAB

Le tableau suivant présente les donnés retenu par la première méthode

Fluide	$u(m/s)$	$nl(m)$	$mw(m)$	$h \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$	Re	$\Delta P(kPa)$
1	0.2915	1.7102	35	8302	2142	23.3
2	0.3887	1.7102	35	12.722	4571	39.0

Tableau IV.2 Les résultats obtenus par la simulation.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Avec :

$u(m/s)$: La vitesse d'écoulement

$nl(m)$: Nombre de passe \times la longueur de la plaque

$mw(m)$: Nombre de chemin \times la largeur de la plaque

$h W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$: Coefficient de transfert de chaleur

Re : Nombre de Reynolds

$\Delta P(kPa)$: Chute de pression

1 et 2 : Le fluide froid et fluide chaud

IV.2.1.1 Simulation 1 : influence de la température

Premièrement, nous varions les températures d'entrées du fluide froid et nous fixons le débit du fluide froid, les résultats du fluide froid sont affichés dans le tableau suivant :

$T_{1 in}$	$T_{1 out}$	u_1	nl_1	mw_1	h_1	Re_1	ΔP_1
12.30	33.57	0.3292	1.4385	31	9058.1	2343.7	24768
14.30	32.87	0.3189	1.4348	32	8854.0	2343.7	23243
16.30	32.30	0.3189	1.4843	32	8854.0	2343.7	24045
18.30	31.77	0.3189	1.5411	32	8854.0	2343.7	24965
20.37	31.20	0.3092	1.5589	33	8660.6	2272.7	23805
22.40	30.90	0.3001	1.5908	34	8476.9	2205.9	22938
24.30	31.00	0.3001	1.6860	34	8476.9	2205.9	24312
26.40	31.00	0.2915	1.7554	35	8302.3	2142.9	23943
28.00	30.63	0.2834	1.7987	36	8136.1	2083.3	23241
29.20	30.00	0.2834	1.8673	36	8136.1	2083.3	24128

Tableau IV.3 Les résultats obtenus par la simulation 1 du fluide froid.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Les résultats de cette simulation sont donnés par les suivants :

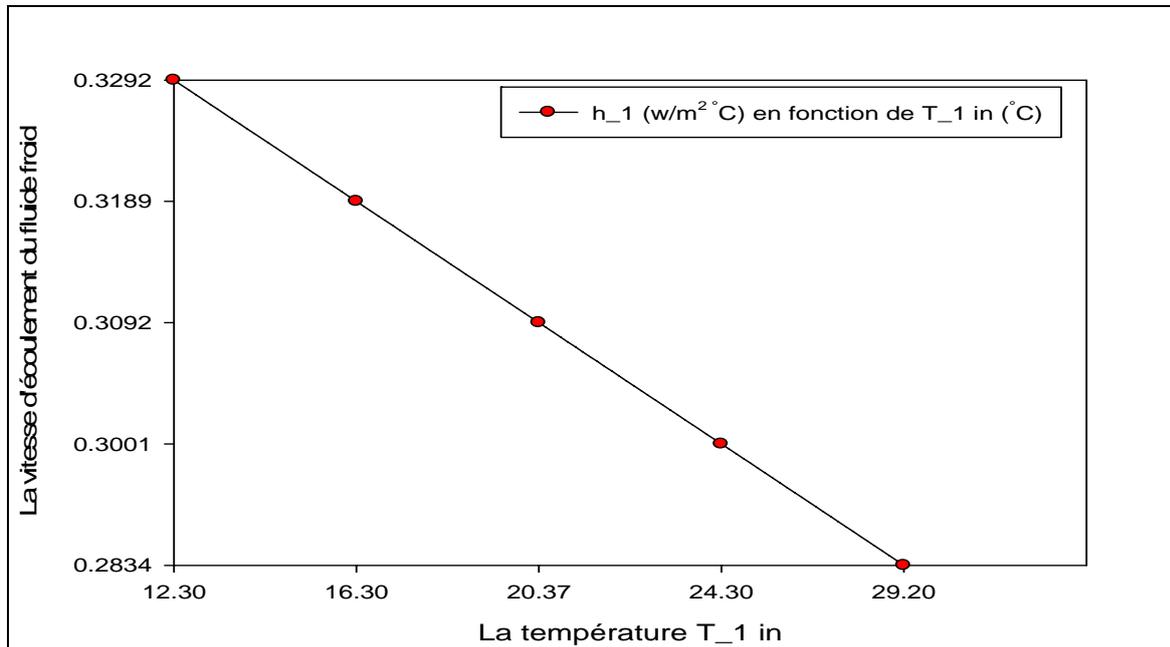


Figure IV.1 la vitesse d'écoulement du fluide froid en fonction de la température T_1 in

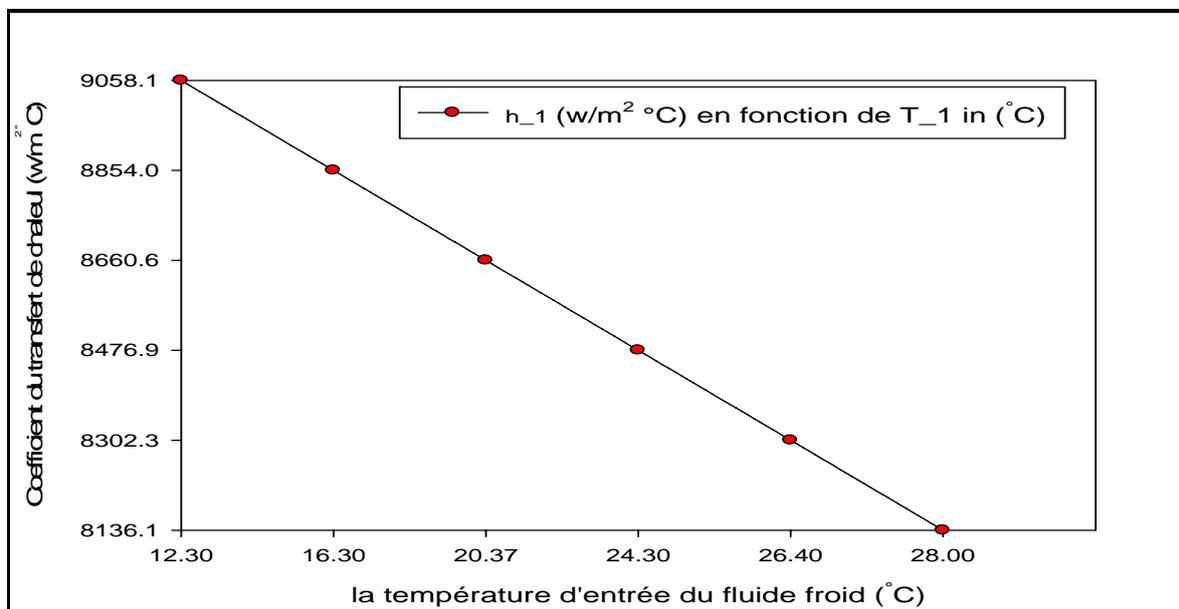


Figure IV.2 Le coefficient de transfert de chaleur du fluide froid en fonction de la température T_1 in

Chapitre IV

Résultats et interprétations

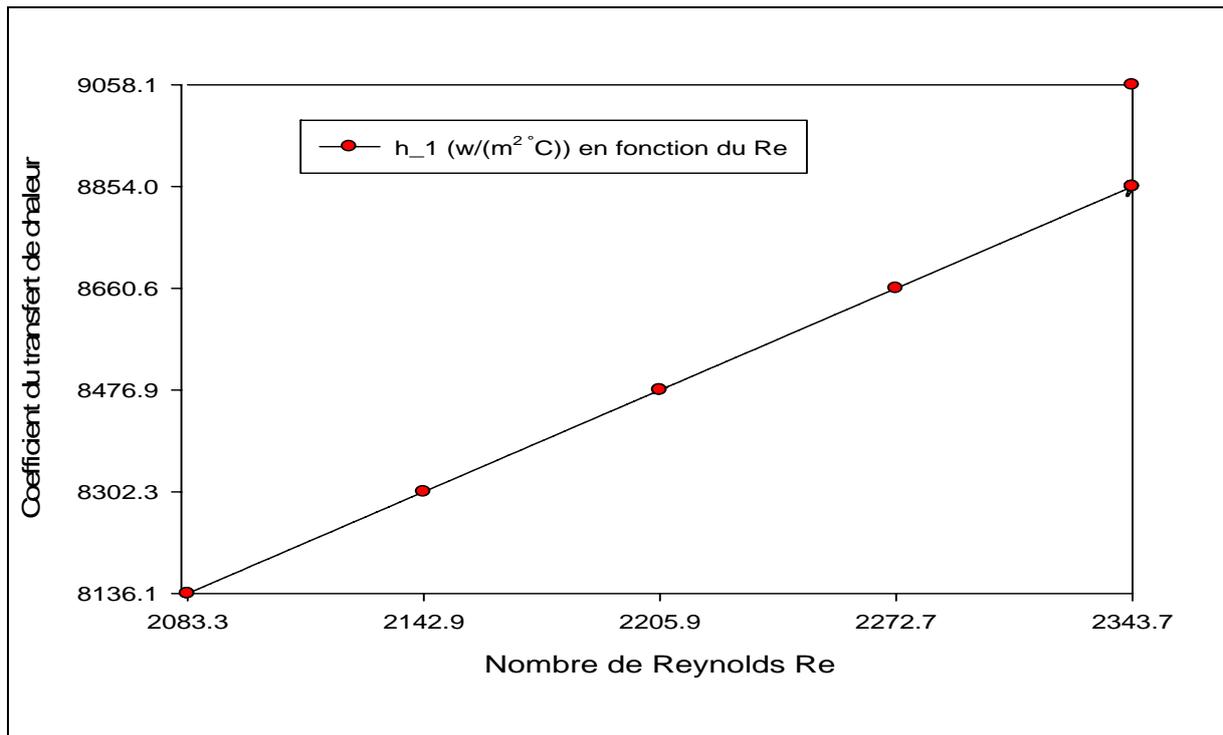


Figure IV.4 Le coefficient du transfert de chaleur du fluide froid en fonction du Reynolds

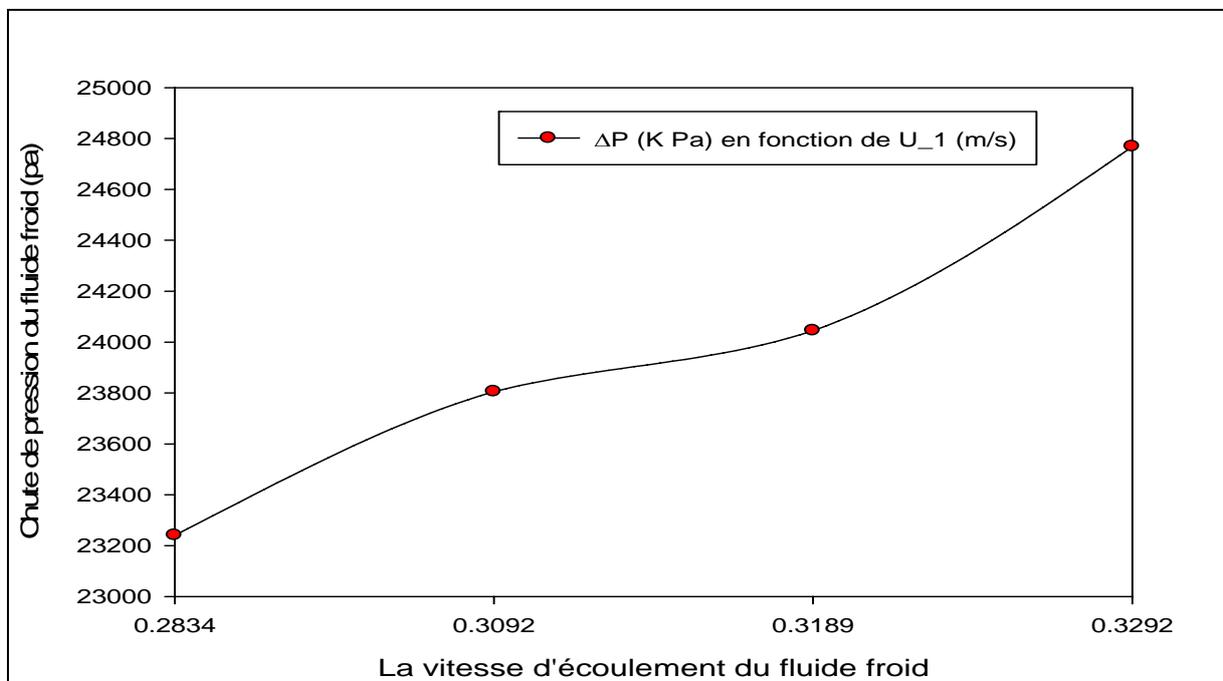


Figure IV.5 Chute de pression du fluide froid en fonction de la température d'entrée du même fluide

Chapitre IV

Résultats et interprétations

En suite, les résultats du fluide chaud obtenus par la simulation 1 sont représentés dans le tableau suivant :

$T_{1\ in}$	$T_{1\ out}$	u_2	nl_2	mw_2	h_2	Re_2	ΔP_2
12.30	33.57	0.4389	1.4385	31	13880	5161.3	41426
14.30	32.87	0.4252	1.4348	32	13567	5000.0	38877
16.30	32.30	0.4252	1.4843	32	13567	5000.0	40217
18.30	31.77	0.4252	1.5411	32	13567	5000.0	41756
20.37	31.20	0.4123	1.5589	33	13271	4848.5	39815
22.40	30.90	0.4002	1.5908	34	12989	4705.9	38367
24.30	31.00	0.4002	1.6860	34	12989	4705.9	40663
26.40	31.00	0.3887	1.7554	35	12722	4571.4	40047
28.00	30.63	0.3779	1.7987	36	12467	4444.4	38873
29.20	30.00	0.3779	1.8673	36	12467	4444.4	40356

Tableau IV.4 Les résultats obtenus par la simulation 1 du fluide chaud.

Les résultats de cette simulation sont donnés par les suivants :

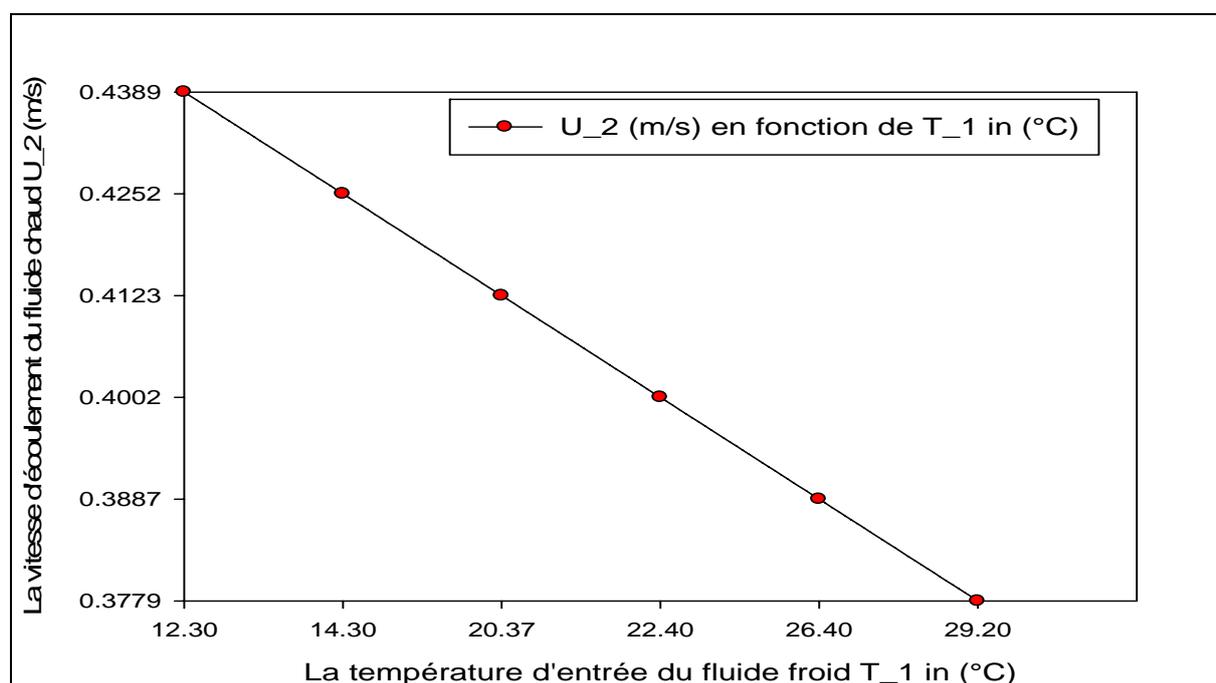


Figure IV.6 La vitesse d'écoulement du fluide chaud en fonction de la température d'entrée

Chapitre IV

Résultats et interprétations

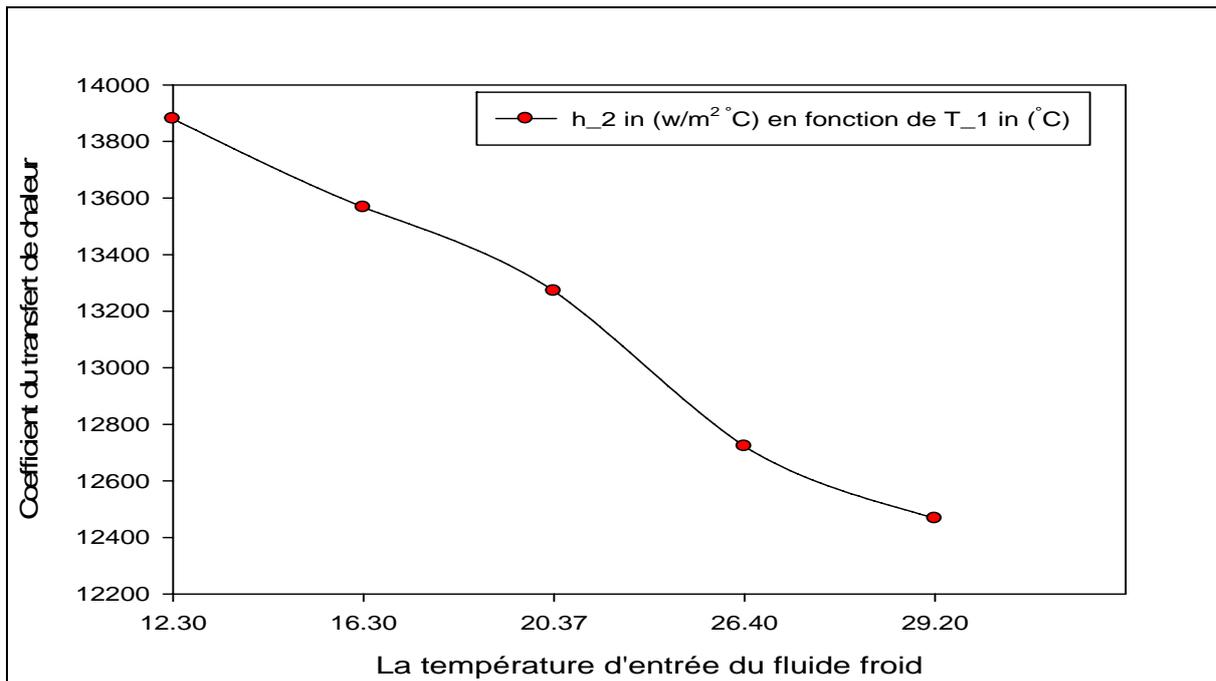


Figure IV.7 Nombre de passe x la longueur de la plaque du fluide chaud en fonction de la température d'entrée

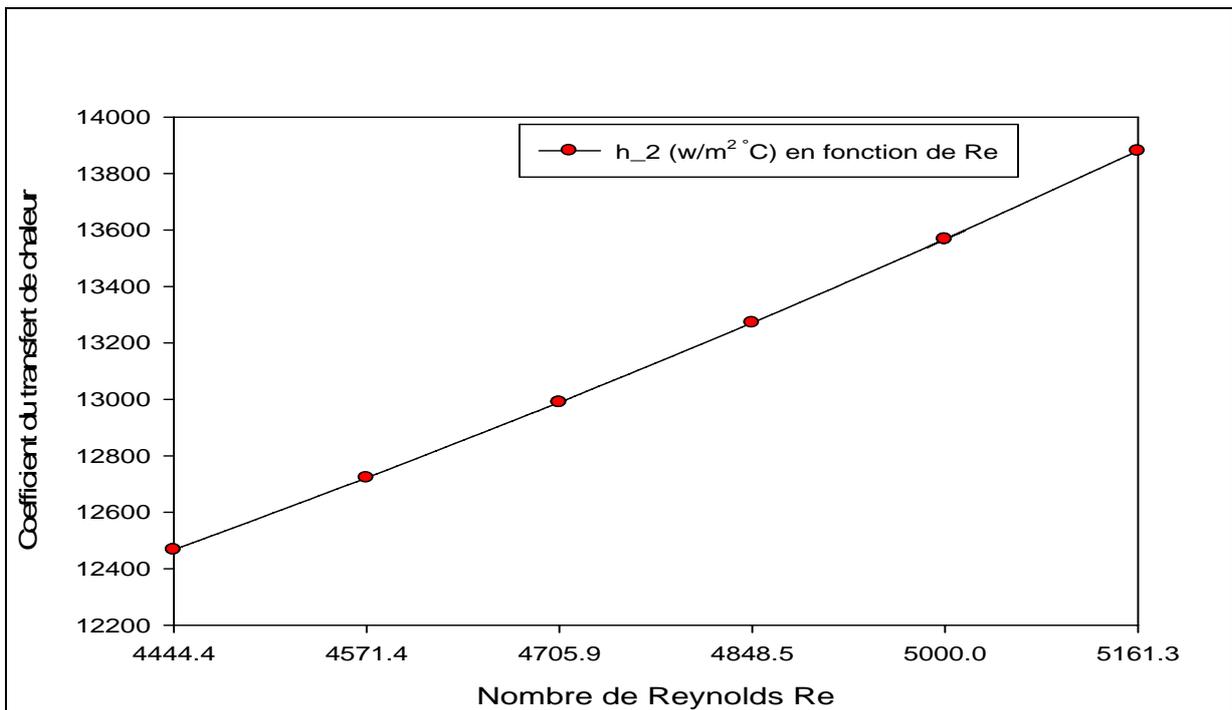


Figure IV.8 Le coefficient du transfert de chaleur du fluide chaud en fonction du Reynolds

Chapitre IV

Résultats et interprétations

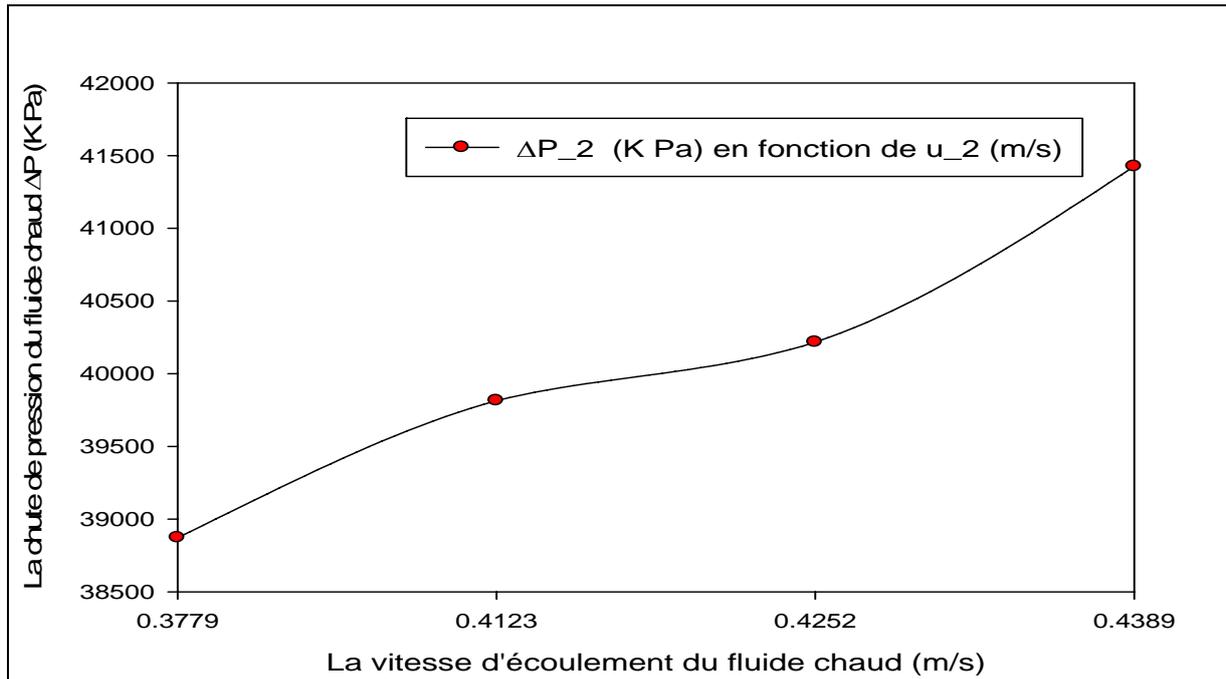


Figure IV.9 Chute de pression du fluide chaud en fonction de la température d'entrée du fluide froid

IV.2.1.2 Interprétation de la simulation_1 (influence de la température)

Dans la Figure (IV.1) et (IV.6), nous constatons que la vitesse d'écoulement diminue en fonction de la température car si la température d'entrée du fluide froid augmente donc l'échange de la chaleur entre les deux fluides diminue en terme de puissance thermique et ce explique par la relation (2) dans le chapitre III. C'est pour cette raison, nous pensons que la vitesse d'écoulement diminue en fonction de la température.

Les Figure (IV.2) et (IV.7), présentent l'effet de température du fluide froid pour les coefficients du transfert de chaleur des deux fluides. Nous constatons que ces coefficients diminuent en fonction de la température parce que si on augmente les températures du fluide froid, l'échange de la chaleur entre le deux fluides diminue. Car l'intensité thermique dépend fortement de ces coefficients de convection qui dépends aussi de plusieurs paramètres comme la vitesse d'écoulement, la température du milieu, ...etc.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Dans la Figure (IV.4) et (IV.8), nous remarquons que le coefficient du transfert de la chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cette croissance peut être justifiée par le milieu fluide qui sera très turbulent en fonction de Reynolds. Cette turbulence favorise l'échange thermique d'une manière très significative.

Dans la Figure (IV.5) et (IV.9), nous constatons que la chute de pression augmente en fonction de la vitesse d'écoulement, donc il existe une proportionnalité directe entre la vitesse d'écoulement et la perte de charge qu'il faut vaincre. Une dualité entre les performances thermiques et les performances hydrauliques restent à contrôler en hors problèmes d'un échangeur de chaleur quelque soit le type utilisé.

IV.2.1.3 Simulation 2 : influence du débit

Dans cette simulation nous fixons les températures (d'entrée et de sortie) et nous varions le débit du fluide froid et l'autre du fluide chaud est fixe. On obtient les résultats qui sont affichés dans le tableau suivant :

M (Kg/s)	A (m ²)
22	41.7811
24	46.1713
26	50.6482
28	55.2106
30	59.8570
32	64.5865
34	69.3980
36	74.2903
38	79.2628

Tableau IV.5 Les résultats obtenus de la deuxième simulation.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

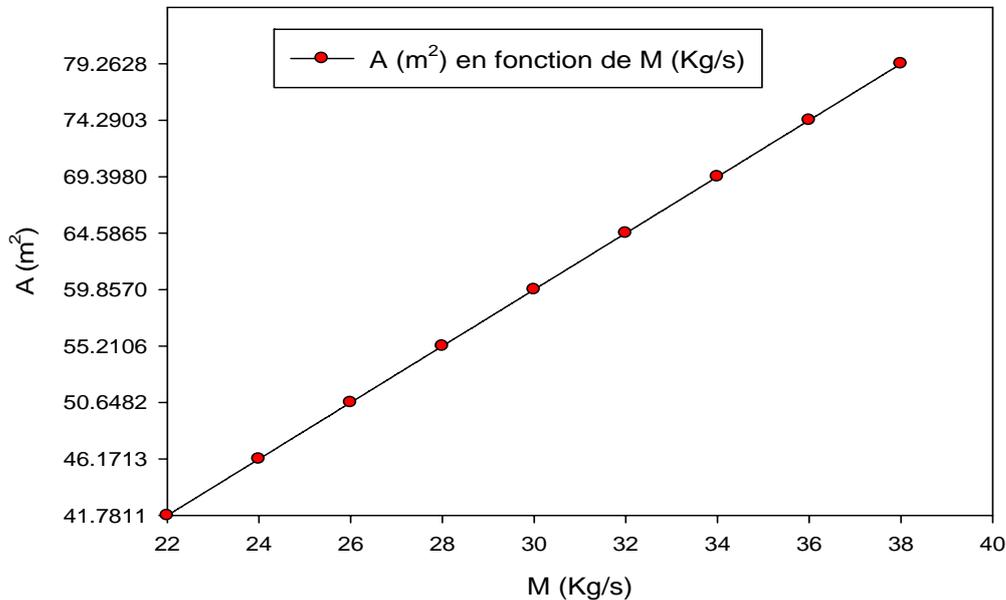


Figure IV.10 la surface d'échange en fonction du débit du fluide froid

IV.2.1.4 Interprétation de la simulation_2 (influence du débit du fluide froid)

Nous constatons dans la Figure (IV.10), que la surface d'échange augmente en fonction du débit du fluide froid, parce que l'échange de la chaleur entre les deux fluides diminue si en augment le débit donc la surface d'échange augmente aussi.

IV.2.2 Deuxième méthode : conception avec sans fixation de la chute de pression

La même méthode que la première, mais les chutes de pression ne sont pas fixés d'avance. Au lieu de cela, ils sont déterminés grâce à l'optimisation

Chapitre IV

Résultats et interprétations

économique complète. La fonction de la chaleur et le modèle de la plaque sont les mêmes que dans la première méthode. Les coûts estimés de l'échangeur de chaleur comme : la consommation de la pompe, l'électricité et la puissance d'énergie sont calculés par les équations (20) et (22).

On peut voir qu'il ya un nombre de Reynolds optimal (correspond au coefficient de transfert de chaleur optimale) [12].

Pour cette méthode nous fixons à l'avance $h_1=100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$ et nous faisons notre calcul.

Les résultats du programme élaboré par le langage de programmation MATLAB sont dans le tableau suivant:

Fluide	$u(m)$	$nl(m)$	$mw(m)$	h	Re	$\Delta P(kPa)$
1	0.4082	2.38	25	10.571	3000	61.9
2	0.5442	2.38	25	16.198	6400	143.5

Tableau IV.6 Les résultats de la deuxième méthode [12].

Les résultats obtenus du coût total, le coût de la surface et le coût de la puissance sont représentés à la figure suivante :

Chapitre IV

Résultats et interprétations

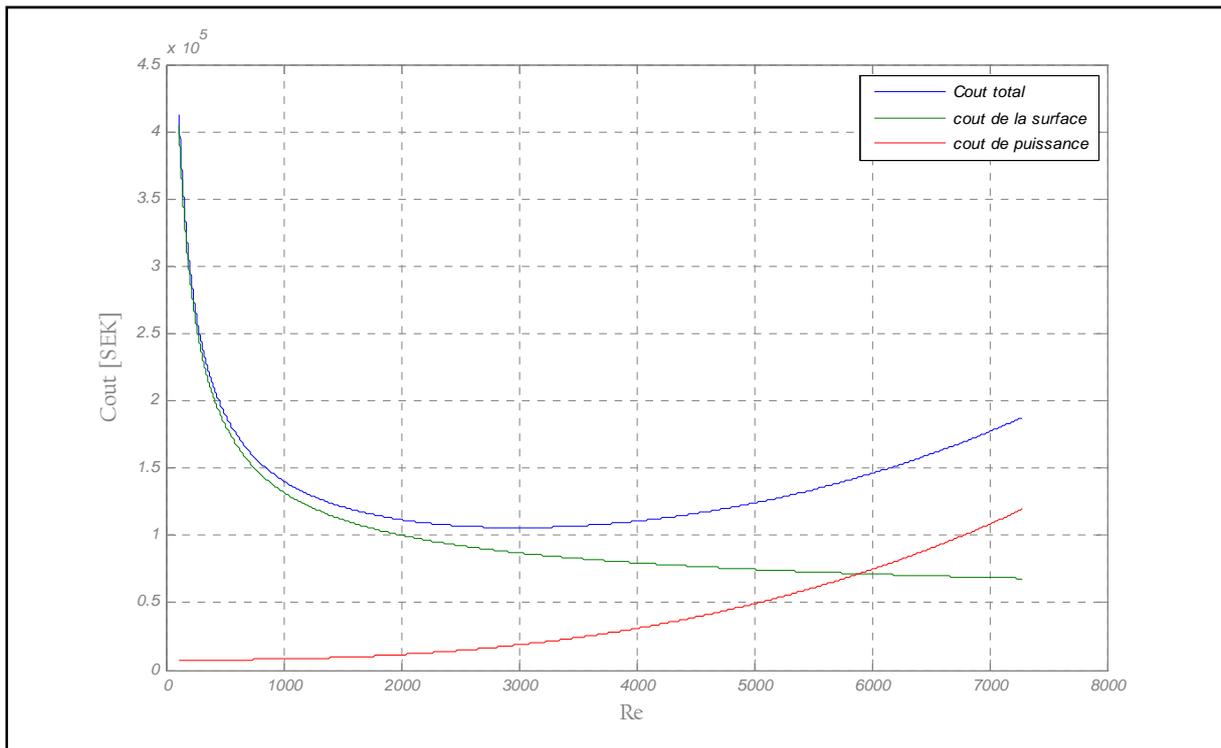


Figure IV.11 Le coût total en fonction du nombre de Reynolds.

Interprétation de la deuxième méthode

D'après la Figure (IV.11) on peut tirer une surface d'échange correspond à des moins chutes de pression pour économiser du coût total de la consommation de l'énergie.

Cette Figure de la deuxième méthode montre le coût total en fonction du nombre de Reynolds.

Le nombre de Reynolds à une relation avec le coefficient du transfert de la chaleur (h) et aussi avec les chutes de pression.

D'après cette figure aussi, nous constatons que le coût de la puissance augmente avec la diminution du coût de la surface en fonction du nombre de Reynolds.

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Mais le coût total diminue, en suite il augmente en fonction du nombre de Reynolds. la figure (IV.11) un point correspond au coût total minimum et on déduit le nombre de Reynolds correspond aussi à ce point et tout ça pour déduire le coefficient de transfert de chaleur ($h=10.571 \times 10^3$) Pour calculer à la fin les pertes de charge (ΔP) correspond au minimum de la consommation d'énergie (coût total).

IV.3 Calcul de l'efficacité thermique de cet échangeur

$$\eta_{th} = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}}$$

Avec:

η_{th} : L'efficacité thermique

$Q_{réel}$: La quantité de chaleur échangée réel (w)

Q_{max} : La quantité de chaleur échangée max (w)

m_c : Le débit massique du fluide chaud, (Kg/s)

C_{p_c} : Le débit massique du fluide froid, (J/ (Kg K))

T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud, (°C)

T_{cs} : Température de sortie du fluide chaud, (°C)

m_f : Le débit massique du fluide froid, (Kg/s)

C_{p_f} : La chaleur spécifique du fluide froid, (J/ (Kg K))

T_{fs} : Température de sortie du fluide froid, (°C)

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid, (°C)

C_{min} : Débit thermique unitaire minimale, (w/K)

Chapitre IV

Résultats et interprétations

Donc :

$$Q_{\text{réel}} = m_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

$$Q_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{ce} - T_{fe})$$

$$C_{\text{min}} = m_c C_{p_c} \text{ ou } m_f C_{p_f}$$

A.N:

$$Q_{\text{réel}} = 40 \times 4175 \times (70 - 40) = 30 \times 4175 \times (50 - 10) = 5010000 \text{ w} = 5010 \text{ Kw}$$

$$C_{\text{min}} = 40 \times 4175 = 167000 \text{ w/K}$$

$$Q_{\text{max}} = 167000 \times (70 - 10) = 10020000 \text{ w} = 10020 \text{ Kw}$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{5010000}{10020000} = 0.5$$

Donc l'efficacité thermique de cet échangeur est égale à 50%.

Conclusion générale

La prospection d'autres formes d'énergies propres et moins coûteuses est devenue une monnaie courante pour les pays industrialisés non producteurs d'hydrocarbures et elle doit être considérée comme une stratégie clé pour les pays producteurs pour la préservation de richesses.

Les applications de l'énergie géothermie et d'autres formes d'énergies propre revêtent de jour en jour une importance stratégique à l'échelle mondiale, vu les seuils délicats et dangereux atteints par des formes traditionnelles d'énergie, en l'occurrence les prix exorbitants des hydrocarbures et le réchauffement planétaire. Ces applications brassent tous les besoins énergétiques de l'homme et son activité journalière, allant de la production de travail, de la chaleur et du froid.

Dans ce travail, on a dimensionné un échangeur de chaleur à plaque et joint à partir de deux méthodes, la première consiste à fixer les chutes de pression d'avance avec la surface d'échange et la deuxième de calculer les chutes de pression à travers l'étude économique de l'échangeur.

En fin, nous souhaitons que ce travail qui a demandé beaucoup de temps et beaucoup d'effort apportera également un plus aux étudiants d'ingénierie et techniciens concernés.

Perspectives

D'après les résultats obtenus, on constate qu'il y a :

- Une proportionnalité directe entre la différence de température et la puissance entre les deux fluides,
- La quantité de la chaleur échangée entre ces deux derniers soit plus petite. Sera préférable donc de faire fonctionner l'échangeur à des différentes températures plus aux moins garantie.
- Nous pensons de travailler largement sur l'optimisation de cette surface afin d'assurer un coût minimal.

La géothermie

I.1 L'énergie géothermie

L'intérêt de la géothermie est multiple : elle est accessible partout et en tous temps, ses applications sont très nombreuses, et elle représente une ressource locale avec un coût d'exploitation faible, même si l'investissement initial reste élevé dans certains cas. Les ressources de la géothermie sont immenses, même si seule une très petite partie de cette énergie peut être exploitée actuellement.

Grâce à de faibles impacts sur la biosphère et à une gestion durable, la géothermie est une énergie très favorable à l'environnement. [4]

I.1.1 Origine de la chaleur

Contrairement à une idée largement répandue, l'essentiel de la chaleur dégagée par la Terre ne provient pas du refroidissement du noyau. Les zones intermédiaires entre le noyau et la croûte sont en effet de très mauvaises conductrices de chaleur. On considère qu'il existe deux phénomènes principaux expliquant l'origine de la chaleur rencontrée dans la croûte terrestre :

- la désintégration des éléments radioactifs contenus dans les roches constituant la croûte ;
- la dissipation de l'énergie dite « primitive ». [5]

I.1.2 Accès à la ressource géothermal

L'accès à la ressource nécessite la réalisation de forages. Plusieurs méthodes sont utilisées. Elles dépendent d'une part du type de terrain à traverser et d'autre part de la profondeur à forer.



Figure 1 : Réalisation d'un forage avant la pose d'un échangeur. [8]

I.1.2.1 Le forage rotary

La technique du forage rotary est celle la plus fréquemment utilisée en géothermie, notamment en forages profonds. C'est aussi la technique la plus utilisée pour les forages pétroliers.

Pour des forages moins profonds, d'autres techniques peuvent être mises en œuvre :

I.1.2.2 Le battage

Procédé très ancien qui consiste à briser la roche en laissant tomber un objet lourd (le trépan) sur celle-ci ;



Figure 2 : Trépan utilisé pour le forage géothermique. [8]

I.1.2.3 le forage à la tarière

Procédé qui peut être envisagé lorsque la profondeur à atteindre est assez faible et les terrains non bouillant (limons, argiles, marnes, craies...);

I.1.2.4 le forage hors et fond de trou

Procédé qui associe percussion et rotation, l'outil étant actionné grâce à l'air comprimé.

I.1.3 Exploitation de la ressource géothermal :

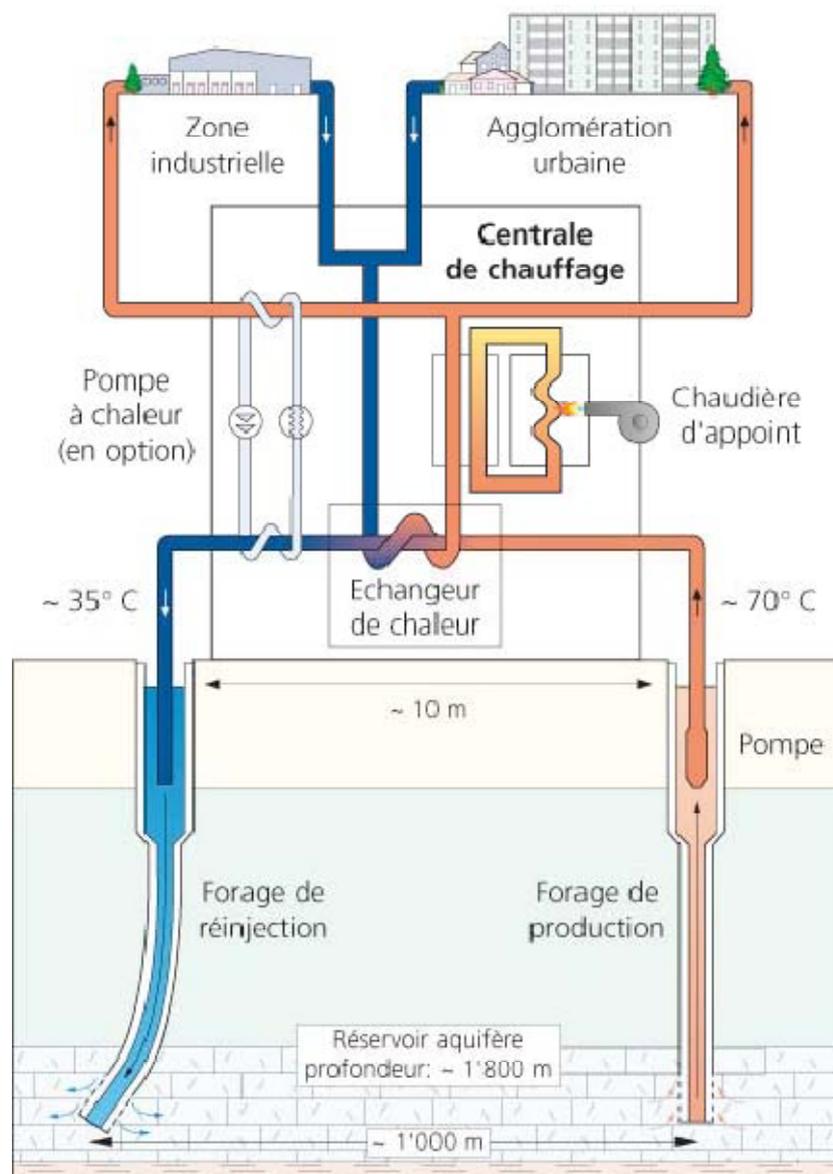


Figure 3: Schéma d'un doublet géothermique dans un aquifère profond. [4]

I.1.3.1 Le débit

Il est nécessaire de disposer en surface d'un débit de fluide géothermal suffisant pour satisfaire les besoins thermiques d'utilisateurs potentiels et de pouvoir transférer l'énergie que contient le fluide. Le débit par pompage est fonction des caractéristiques du réservoir et du diamètre du dernier tubage. Il est limité par la puissance électrique à mettre en œuvre et par le rabattement de la nappe. [5]

I.1.3.2 Les pompes à chaleur sur nappe

Une pompe à chaleur permet de transférer de l'énergie d'un niveau à basse température vers un niveau à température plus élevée. Ce transfert consomme de l'énergie, mais l'énergie totale restituée par la PAC est bien supérieure à celle qui est fournie pour la faire fonctionner. [8]

I.1.3.3 Boucle géothermale

Si l'eau de l'aquifère exploité est chargée en sel minéraux et que son rejet en surface n'est pas compatible avec les normes environnementales, il y a nécessité de réinjecter le fluide dans sa nappe d'origine après lui avoir pris son énergie calorifique.

Si l'eau de l'aquifère exploité est chargée en sel minéraux et que son rejet en surface n'est pas compatible avec les normes environnementales, il y a nécessité de réinjecter le fluide dans sa nappe d'origine après lui avoir pris son énergie calorifique. [5]

I.1.3.4 Échange et transformation de l'énergie

Pour des raisons économiques, l'énergie géothermale ne peut être transportée sur de longues distances. Son utilisation directe doit donc être réalisée sur place.

Pour ce faire, le fluide géothermal extrait du sous-sol est acheminé dans un échangeur de chaleur où il cède son contenu énergétique à de l'eau qui assure la distribution de la chaleur aux utilisateurs par le biais d'un réseau. Cette séparation des circuits (boucle géothermale d'un côté et circuit géothermique de l'autre) s'impose car le fluide géothermal est souvent corrosif.

La performance de l'échangeur placé dans une installation de géothermie est caractérisée par l'écart entre les températures à l'entrée de la boucle géothermale et à la sortie du circuit géothermique. Les meilleures performances sont obtenues avec des échangeurs à plaques. [5]

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

II.1 Principe de calcul thermique d'un échangeur

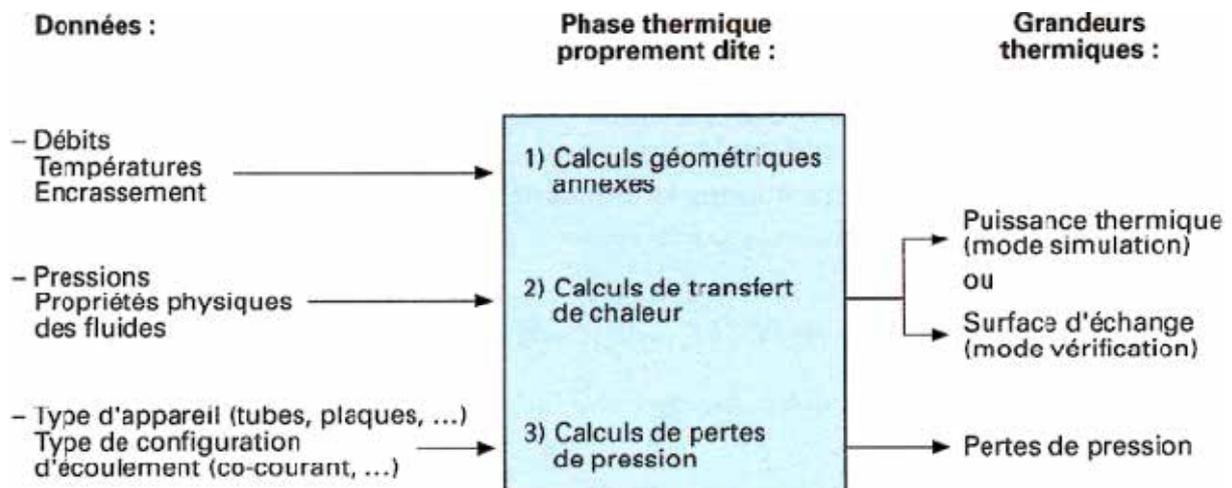


Figure 34 : Principe de calcul thermique d'un échangeur. [9]

D'après la figure le principe de calcul thermique d'un échangeur de chaleur est comme suit :

II.1.1 Les données nécessaires

Données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides;

II.1.2 La phase thermique proprement dite

Comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates;

II.1.3 Les résultats

Sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur peut être abordé de deux façons algorithmiques très différentes:

a) Par un mode simulation

Connaissant la géométrie complète de l'appareil, ainsi que les deux fluides et leurs conditions d'entrée, on désire connaître les conditions de sortie des fluides (température, titre de vapeur), d'où la puissance thermique échangée;

b) Par un mode vérification

Connaissant les deux fluides et la puissance thermique à transférer entre eux, et ayant par expérience une idée approximative de la géométrie de l'appareil, on cherche à savoir si cet appareil est bien adapté ou non au service demandé. Pour cela, l'algorithme fournit un critère de surdimensionnement (ou de sous-dimensionnement) sous la forme d'un rapport représentant le trop (ou le manque) de surface d'échange pour le service demandé.

II.2 Méthodes de calcul analytique

Principes de calcul

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- ✚ les pertes de pression ;
- ✚ l'encombrement ;
- ✚ la masse ;
- ✚ l'encrassement ;
- ✚ une température de paroi à ne pas dépasser ;
- ✚ les matériaux utilisés ;
- ✚ etc.

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- a. La détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides;
- b. La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. [9]

II.3 Calcul d'un échangeur de chaleur à plaque

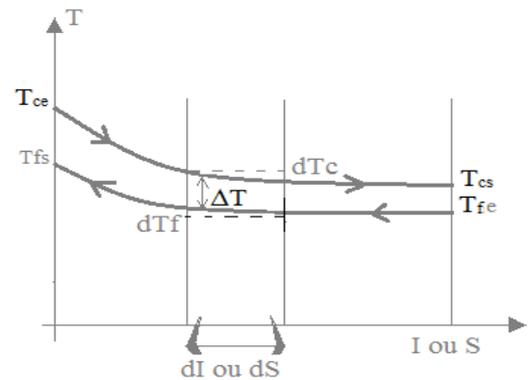
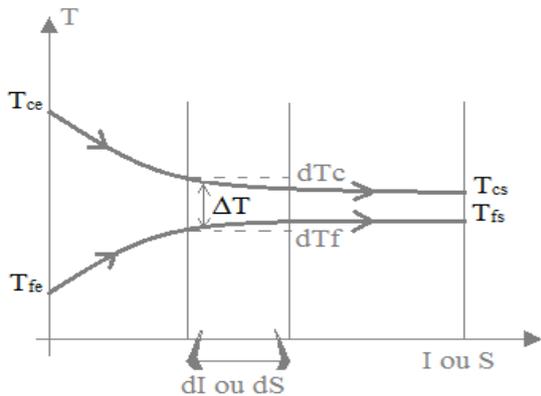
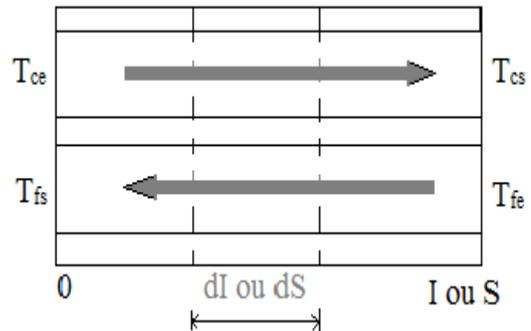
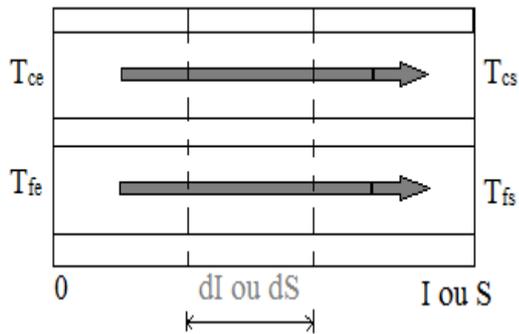
Que ce soit un échangeur à plaque ou à tubes coaxiaux, les équations mise en jeu sont similaires. Seules les résistances thermiques changent.

C'est la situation où deux fluides circulent l'un par rapport à l'autre afin d'assurer des transferts d'énergie.

Les deux fluides froid (indice f) et chaud (indice c) peuvent circuler parallèlement dans le même sens ou en sens contraire (contre courants). La variation de température dans le fluide est alors très différente.

Avec $\left\{ \begin{array}{l} T_{fe} : \text{température d'entrée du fluide froid} \\ T_{fs} : \text{température de sortie du fluide froid} \\ T_{ce} : \text{température d'entrée du fluide chaud} \\ T_{cs} : \text{température de sortie du fluide chaud} \end{array} \right.$

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur



Echangeur à courant parallèle

Echangeur à contre courant

II.3.1 Les équations d'échange

Pour ces échangeurs (plaque ou tube) à contre courant ou à même sens le flux échangé pour un élément s'écrit :

$$d\phi = KdS(T_c - T_f) \text{ Pour un échangeur plan}$$

$$\text{Ou } Kdx(T_c - T_f) \text{ Pour un échangeur tube}$$

K et k étant respectivement les conductances surfaciques ou linéiques de l'échangeur. [10]

II.3.2 Méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

Bilan d'un élément de la surface dS

- quantité de chaleur perdue par le fluide chaud

$$d\emptyset = -qm_c C_{mc} dT_c$$

- quantité de chaleur gagnée par le fluide froid

$$d\emptyset = \pm qm_f C_{mf} dT_f$$

(- pour un écoulement à contre courant et + pour un écoulement à courant de même sens)

- flux transmis par la plaque du fluide froid

$$d\emptyset = K dS (T_c - T_f)$$

Le bilan s'écrit :

$$d\emptyset = K dS (T_c - T_f) = -qm_c C_c dT_c = \pm qm_f C_f dT_f$$

En exprimant, à partir des 2 deuxièmes termes, l'écart de température on obtient :

$$d\emptyset = \frac{dT_c}{\frac{-1}{qm_c C_c}} = \frac{dT_f}{\pm \frac{1}{qm_f C_f}} = -\frac{d(T_c - T_f)}{\frac{1}{qm_c C_c} \pm \frac{1}{qm_f C_f}}$$

$$K dS (T_c - T_f) = -\frac{d(T_c - T_f)}{A} \text{ Avec } A = \frac{1}{qm_c C_c} \pm \frac{1}{qm_f C_f}$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -A K dS$$

$$[\ln \Delta T]_a^b = -A K [S]_0^{ST} \quad \text{a correspond à } S = 0$$

b correspond à $S = ST$

$$\Rightarrow A = \frac{1}{KS_T} \ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}$$

Le flux échangé pour l'élément dS s'écrivait

$$d\emptyset = \frac{d(T_c - T_f)}{A}$$

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

$$[\emptyset]_a^b = \frac{1}{A} (\Delta T_a - \Delta T_b)$$

En remplaçant A par sa valeur on obtient le flux total échangé :

$$\emptyset = K S_T \frac{(\Delta T_a - \Delta T_b)}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = K S_T \Delta T_{LM}$$

ΔT_{LM} est la moyenne logarithmique des températures.

Pour les échangeurs réels

La méthode du DTLM si elle est simple à mettre en œuvre demande la connaissance des quatre températures... or seules les deux températures d'entrée des fluides sont généralement connues. [10]

II.3.3 Méthode du NUT (Nombre d'Unité de Transfert)

Principe

Cette méthode s'appuie sur la notion d'efficacité. En effet si l'on peut calculer ou mesurer l'efficacité d'un échangeur, connaissant le flux maximal échangeable \emptyset_{max} , on peut obtenir le flux réel échangé $\emptyset_{réel}$.

Le flux maximum échangeable s'écrit :

$$\emptyset_{max} = qm c (T_{ce} - T_{fe})$$

Si les deux fluides ont des débits et chaleur massique différentes ce flux est alors

$$\emptyset_{max} = (qm c)_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Le flux réel s'obtient alors simplement par

$$\emptyset_{réel} = E \emptyset_{max}$$

Généralement, les débits et natures des deux fluides sont connus. Les températures d'entée des deux fluides sont connus. Reste à estimer l'efficacité de l'échangeur.

Son calcul est simple pour échangeurs simples (tube, plan, etc....) ; par contre pour des formes complexes son calcul devient impossible. Seule l'expérimentation est susceptible de donner des résultats fiables.

Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

$$E = f \left(\frac{KS_T}{(qm\ c)_{min}}, \frac{(qm\ c)_{min}}{(qm\ c)_{max}}, \text{type d'écoulement} \right)$$

Le terme $\frac{KS_T}{(qm\ c)_{min}}$ est appelé Nombre d'Unité de Transfert (NUT) et est sans dimensions.

Des abaques issus de calculs théoriques ou d'expérimentations permettent d'obtenir l'efficacité de l'échangeur et donc le flux réel échangé. [10]

Référence :

[1] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].

[2] : Adil Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen (2009/2010).

[3] : A.MENIDJEL, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).

[4] : François-D. Vuataz, « Centre de recherche en géothermie », Neuchâtel, Martigny (2008).

[5] : Philippe LAPLAIGE, Jean LEMALE, « Énergie géothermique », technique de l'ingénieur [BE 8 590].

[6] : www.alfalaval.com.

[7] : www.gea-phe.com.

[8] : Jacques Varet, Philippe Beutin, Bernard Lajouanie, Philippe Laplaige, Jean Lemale, Alain Desplan, Yves Horel, Laurent Le Bel, Martine Castello, « la géothermie », Les enjeux des géosciences, décembre 2004.

[9] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur [B 2 342].

[10] : J. Brau, « Transfert de Masse et Echangeur de Chaleur », INSA de LYON (2006).

[11] : VITHERM sas, « Échangeur de chaleur à plaques jointées », VT-MAN 1003 France (2005).

[12]: L. Wang, B. Sundén, « Applied Thermal Engineering », Division of Heat Transfer, Lund Institute of Technology, Sweden 23 (2003) 295–311

Résumé

La cherté et la demande d'énergie ne cessent de constituer un souci majeur pour l'homme en plus des problèmes écologiques qui menacent la vie sur la planète. Dans ce mémoire, nous avons étudié les performances thermo-énergétiques d'un échangeur de chaleur à plaques et joints qui est très utilisé pour le refroidissement des fluides géothermiques afin de produire de l'électricité.

L'objectif de cette étude consiste à dimensionner l'échangeur de chaleur à plaques et joints par deux méthodes de calcul, la première avec spécification de la chute de pression et la deuxième sans spécification de la chute de pression pour vérifier les conditions opératoires (la puissance, la surface d'échange et les pertes de charge).

Summary

The high cost and energy demand continue to be a major concern for humans in addition to the environmental problems that threaten life on the planet. In this brief, we studied the thermal energy performance of a heat exchanger plates and gaskets, which is widely used for cooling the geothermal fluids in order to produce the electricity.

The objective of this study is to size the heat exchanger plate and joined by two methods of calculation, with the first specification of the pressure drop and the second without specification of the pressure drop to check the operating conditions (power, the exchange surface and losses).

ملخص

الكلفة العالية والطلب المتزايد على الطاقة لا تزال تشكل مصدر قلق كبير بالنسبة للبشر، بالإضافة إلى المشاكل البيئية التي تهدد الحياة على هذا الكوكب. في هذا الموجز، درسنا أداء الطاقة الحرارية للوحات مبادل حراري، والذي يستخدم على نطاق واسع لتبريد السوائل الحرارية الأرضية وإنتاج الكهرباء.

الهدف من هذه الدراسة هو تحجيم لوحة مبادل حراري، من قبل اثنين من الأساليب التحليلية في الحساب، الأولى تسمح بتحديد انخفاض الضغط، والثانية من دون تحديد هبوط الضغط للتأكد من ظروف التشغيل (الطاقة، ومساحة التبادل الحراري وانخفاض في الضغط).