REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE Dr. YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté Des Sciences et De La Technologie

Département de Génie de la Matière

Mémoire de Fin d'Etude pour l'obtention du Diplôme de Master Génie Climatique

Option : Energie et Froid Industriel

THEME

DETERMINATION PAR ε-NUT DU COMPORTEMENT DES ECHANGEURS ENTHALPIQUES.

Réalisé par :Bouteldja Atmane **Dirigé par : Pr Bouaziz Najib**

Promotion 2012-2013

Remerciement

Mon premier remerciement va à Allah soubhanou Wa taala.

Je tiens à remercier vivement mon encadreur, Mr Bouaziz Najib pour sa gentillesse, sa disponibilité et sa contribution générale à l'élaboration de ce travail.

Résumé

Les températures de sortie des échangeurs classiques peuvent être déterminées selon l'approche classique de la méthode ε-NUT, mais pour les échangeurs où a lieu simultanément un transfert de chaleur et de masse, la connaissance des enthalpies est primordiale. Ce thème se propose d'utiliser la même méthodologie afin d'estimer les paramètres de sortie des appareils tels les batteries froides fonctionnant en déshumidification….

Abstract

Outlet temperatures of conventional heat exchangers can be determined according to the classical approach to ε-NUT method, but exchangers where simultaneously heat transfer and mass takes place , knowledge of enthalpy is paramount. This theme aims to use the same methodology to estimate the parameters of output devices such as cooling coils operating in deshumidification ....

ملخص

يمكن تحديد درجات الحرارة لمخرج من المبادلات الحرارية التقليدية وفقا للنهج الكلاسيكي إلى طريقة ε-NUT ، و لكن المبادلات التي يتم فها نقل الحرارة و المادة في وقت واحد ،معرفة المحتوى الحراري فها ذو أهمية كبيرة ،و يهدف هذا الموضوع إلى استخدام نفس المنهجية لتقدير المعلمات من أجهزة الإخراج مثل لفائف التبريد التي تعمل على إزالة الرطوبة...

SOMMAIRE

INTRODUCTION
CHAPITRE 1 : ECHANGEURS DE CHALEUR ……. 1
1.1 Introduction ….…….. 2
1.1.1Définition …….. 2
1.1.2Déscription…… 3
1.1.3Principe général……... 3
1.2Classification des échangeurs de chaleur……..……. 4
1.3Echangeurs à fluides séparés……. 5
1.3.1Echangeurs à tubes et calandres…….. 5
1.3.2Echangeurs tubulaires coaxiaux…… 6
1.3.3Echangeurs à courant croisé……. 6
1.3.4Echangeurs à plaques..... 7
1.3.5 Echangeurs de chaleur spiralés……. 8
1.3.6 Echangeurs thermiques à surface raclée…….. 9
1.4Echangeurs à stockage d'énergie……... 9
1.5Echangeurs à contact direct……... 10
1.6Echangeurs thermique en matière plastique……... 11
1.7Principaux problèmes de fonctionnement…… 15
1.8Choix des échangeurs de chaleur…….. 20
1.9Conclusion…… 21
CHAPITRE 2 : ECHANGEURS ENTHALPIQUES……... 22
2.1Déscription technique…… 23
2.2 Exemple du deshumidificateur……... 24
2.3Refroidissement d'air…….. 25
2.3.1Principaux moyens mis en œuvre et types de batteries…….. 25
2.3.2 Principe du refroidissement de l'air……. 26
2.3.3Paramètres caractéristiques d'une batterie froide …….. 28
2.4Conclusion……. 31
CHAPITRE 3 :CALCULS DES ECHANGEURS……... 32
3.1Introduction…….. 33
3.2Coefficient global d'échange thermique U…….. 34
3.3Calcul des performances d'un échangeur…….. 35
3.3.1Méthode du Dtlm…… 35
3.3.2Méthode du NUT…….. 39
3.4Pertes de charge et performances thermiques…… 44
3.5 Conclusion…… 45
CHAPITRE 4 :Modélisation……. 48
A-Modélisation classique……. 49
A-1Déscription mathématique…… 49
A-2Algorithme et nomenclature……... 51
B-Modélisation complexe……..……..... 52
B-1Domaine d'application……... 52
B-1-1Déscription brève des BF……. 52
B-1-2Limites d'application du modèle …….. 52
B-1-3 Caractéristiques de la modélisation présentée……... 53
B-2 Restriction du modèle ……... 54
B-3Hypothèses simplificatrices …… 55

B-3-1Méthode de représentation locale des échanges de chaleur et de matière…….. 55
B-3-2 Méthode de représentation globale des échanges de chaleur et de matière….. 55
B-3-3Déterminations des coefficients de transfert…… 56
B-3-4Modélisation du régime de fonctionnement partiellement humide……. 56
B-4.Variables et modules……... 56
B-5 Nomenclature……... 57
B-6 Description mathématique…… 59
B-6-1 Fondamentaux des transferts de chaleur et de masse dans la batterie froide. 59
B-6-1-1Représentation de THRELKELD…… 60
B-6-1-2Echange global de chaleur et de masse dans la batterie froide à contre-courant 64
B-6-2Paramétrage :Module Preproc…….. 66
B-6-2-1Détermination du coefficient global enthalpique……..…… 67
B-6-2-2Détemination du coefficient d'échange côté air…….. 68
B-6-3Modélisation de la batterie :ModuleCcsimol…….. 70
B-6-3-1Détermination du coefficient d'échange intérieur en régime non nominal… 70
B-6-3-2 Détermination du coefficient d'échange extérieur en régime non nominal. 72
B-6-3-3Modélisation de l'échangeur de chaleur enthalpique…….. 74
B-7Algorithmes……. 75
B-8 Conclusion……... 76
CHAPITRE 5 : RESULTATS……. 79
A-Modèle HEATEX……. 80
B-Modèle PREPROC ET CCSIMOL……. 83
Conclusion
Références
Annexe

Introduction

Des principaux composants utilisés largement dans diverses industries, il est sans nul doute que l'échangeur de chaleur se place en premier, par l'importance des échanges thermiques nécessaires au processus. De plus, depuis deux ou trois décennies, le monde industrialisé s'est résolument orienté vers le principe de l'économie d'énergie. Ainsi, la chaleur étant la forme d'énergie la plus rencontrée, tout passage de celle-ci est exploité dans un échangeur afin de puiser l'énergie dégradée avant qu'elle soit rejetée.

Dans ce contexte, le calcul ou de façon plus générale sa modélisation sont devenus un élément d'intérêt en ingénierie eu égard au niveau de matière utilisée, aux types de fluides utilisés, parfois imposés par la nature du procédé, ainsi que par la conception en elle-même et qui revêt un caractère parfois déterminant dans l'échange. Il est évident que des aspects complémentaires viennent se greffer sur cette partie technique fondamentale, en citant la maintenance prévisible, les couts économiques et les facilités d'exploitation sur chantier.

Il est entendu que des restrictions sont alors rencontrées et qui limitent le ou les choix en raison principalement du type d'industrie. A ce sujet, les industries chimiques imposent des règles anticorrosives sévères alors que les industries énergétiques à travers les centrales électriques se dirigent vers des règles de résistances aux pressions élevées.

Dans ce mémoire, nous voudrions d'abord mettre en pratique les calculs classiques des échangeurs de chaleur en mettant en évidence les variations suivant les paramètres d'entrée et de sortie. Par la suite, il est tout à fait possible d'étendre ces procédures aux échangeurs enthalpiques. Cette dernière catégorie joue un rôle important principalement dans le confort des bâtiments, la climatisation … mais la difficulté d'existence d'un fluide sous forme de mélange gazeux et liquide pose des problèmes de dimensionnement, d'accès aux performances conséquent à la caractérisation imprécise et simple de ce mélange.

A cet effet, l'objectif de ce mémoire est de modéliser de manière plus efficace une batterie froide représentante de la classe des échangeurs enthalpiques, tout en effectuant une simulation paramétrique afin de comprendre les effets des variables intervenant dans la formulation des températures de sorties, de l'humidité de sortie et des niveaux de puissance thermique globaux.

Notre mémoire sera donc composé comme suit :

Dans le premier chapitre, nous définirons l'échangeur de chaleur, son principe de fonctionnement ainsi que les différents types rencontrés dans l'industrie sans oublier les principaux problèmes qui peuvent nuire à son fonctionnement. Dans le deuxième chapitre, nous introduirons le concept « d'échangeur enthalpique » et nous donnerons les exemples les plus rencontrés dans l'industrie. Le troisième chapitre est le résumé de la méthode ε-NUT utilisée dans le calcul des différents paramètres de l'échangeur de chaleur. Nous présenterons dans un quatrième chapitre le modèle mathématique utilisé pour traiter le cas des échangeurs enthalpiques. Le cinquième et dernier chapitre est consacré à la discussion des résultats obtenus du modèle. En conclusion, nous résumerons le travail accompli et donnerons quelques recommandations concernant les échangeurs de chaleur enthalpiques.

Chapitre 01 : échangeurs de chaleur

1.1 INTRODUCTION

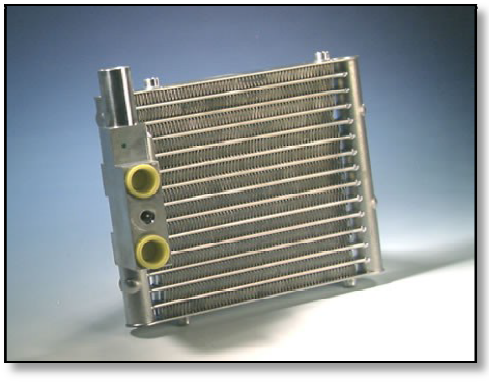
Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes 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.

1.1.1 Définition

Un échangeur de chaleur a, comme son nom l'indique, pour fonction de transférer de la chaleur d'un milieu fluide vers un autre.

Ce sont des éléments couramment rencontrés autour de nous dans le bâtiment « radiateur » mais aussi dans un grand nombre d'applications industrielles. Chaque fois que l'on veut évacuer de la chaleur pour diminuer le risque « radiateur, automobile, composants électroniques, centrales nucléaires » il est fait appel à un échangeur de chaleur.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs…) système utilisé couramment dans les machines thermiques.



1.1.2 Description

Un échangeur peut-être considéré comme une boite réalisant un transfert thermique et constitue de deux entrées et deux sorties : l'entrée et la sortie du fluide chaud et l'entrée et la sortie du fluide froid. On trouve dans le domaine des échangeurs thermiques diverses technologies permettant ce transfert thermique. Dans la plupart des cas, les échangeurs utilisent les 3 modes de transfert thermique, c'est-a-dire par conduction, par convection et par rayonnement électromagnétique.

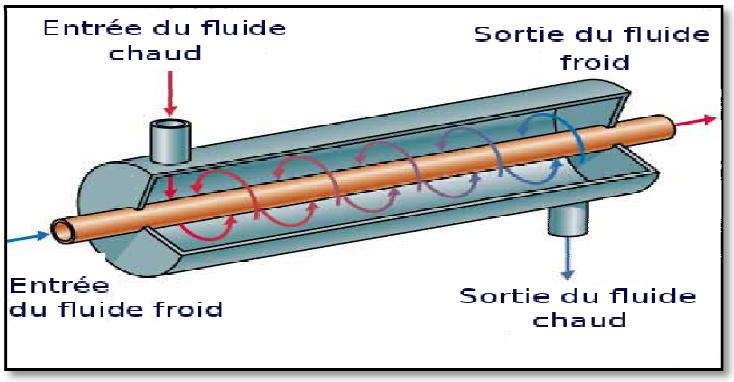
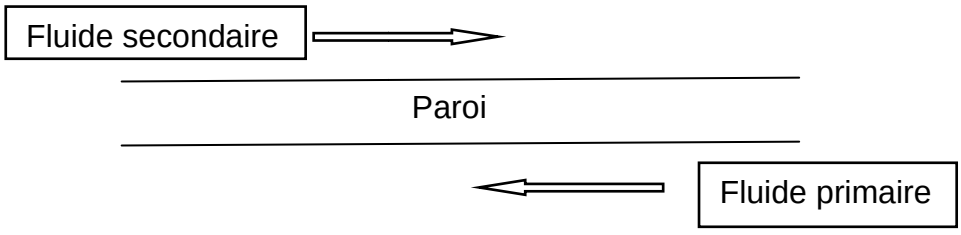


Fig1.1 : Echangeur de chaleur

1.1.3 Principe général

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur.



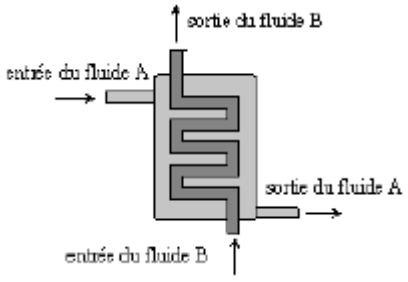


Fig1.2 : Principe de fonctionnement

On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe.

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- des températures d'entrée
- et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides
- des coefficients d'échange par convection.

1.2 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR

Il existe plusieurs manières de classer les échangeurs de chaleur. En effet, on peut créer un classement selon les moyens technologiques utilisés, ou encore suivant la nature du matériau. Parmi les principaux critères de classification, on compte :

- **classement technologique :**

◦à tubes : résistant aux fortes pressions et accepte un grand écart de températures entre les fluides, mais il y a beaucoup de contraintes sur les tubes comme le nettoyage.

◦à plaques : prix compétitif, compact, ils possèdent un très bon coefficient de transfert et il y a peu de pertes thermiques.

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

◦il dépend du mode de transfert voulu : généralement par conduction

- **Classement fonctionnel :**

◦les fluides sont monophasiques : on utilise dans ce cas des échangeurs tubulaires et à plaques

◦un des fluides est diphasique : on utilise alors des évaporateurs et condenseurs

◦les deux fluides sont diphasiques : on utilise des évapo condenseurs

• Classement suivant la nature du matériau de la surface d'échange

◦les échangeurs métalliques (acier, aluminium ou encore alliages) : applications restreintes à l'utilisation de certains fluides non corrosifs, mais on obtient les meilleurs coefficients de transfert thermique.

◦les échangeurs non métalliques (plastique, graphite, verre) : applications spécifiques : hautes températures dans le cas du graphite, du verre, ou de la céramique.

Dans tous les cas, le choix d'un échangeur thermique pour une certaine application dépend de nombreux paramètres : les propriétés des fluides utilisés et leur comportement face aux matériaux, mais aussi les températures et pressions de service. Par ailleurs, le bon industriel vérifiera les contraintes esthétiques et les coûts liés à la fabrication et maintenance du système.

1.3 ECHANGEURS A FLUIDES SEPARES

1.3.1 Echangeurs à tube et calandre

- Comme leur nom l'indique, les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange, ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe appelée calandre.



Fig1.3 : Echangeur à tube

- C'est de loin le type d'échangeur le plus répandu mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel seraplongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien

placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs aller-retours.

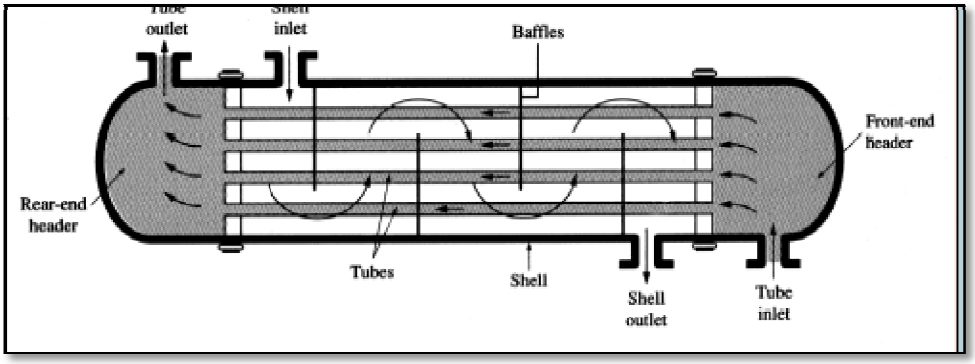


Fig1.4 : Echangeur multitubulaire

1.3.2 Echangeurs tubulaires coaxiaux

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.

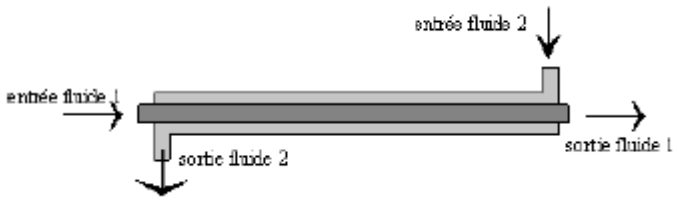


Fig1.5 : Echangeurs tubulaires coaxiaux

1.3.3 Echangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en

augmentant la surface d'échange. L'exemple type de ce modèle d'échangeur est le radiateur de refroidissement qu'on trouve à l'avant de la plupart des véhicules à moteur.

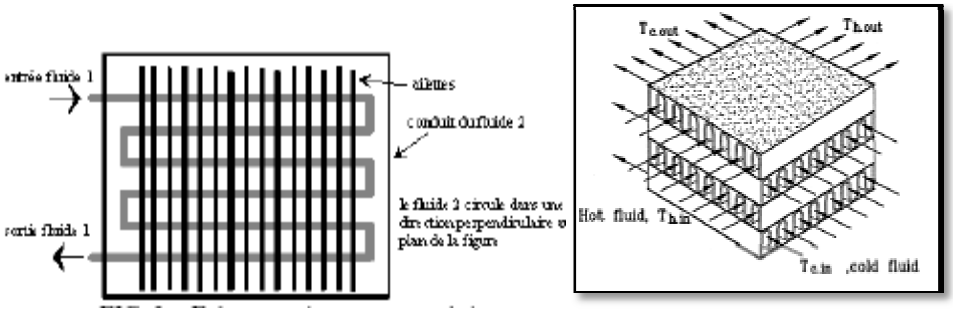


Fig1.6 : Echangeurs à courant croisé(principe)

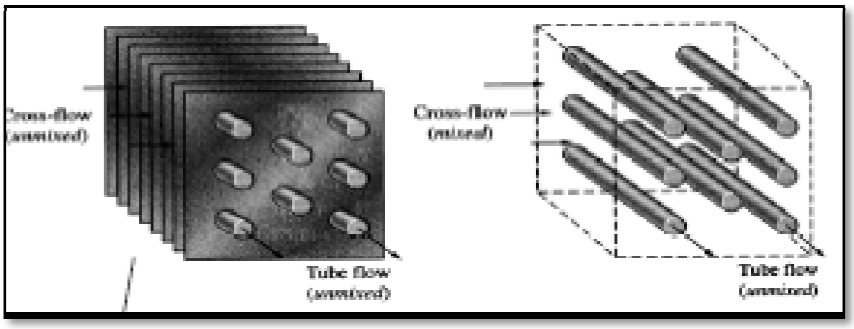


Fig1.7 : Echangeur à courant croisé

1.3.4 Echangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces interplaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La figure 4 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes.

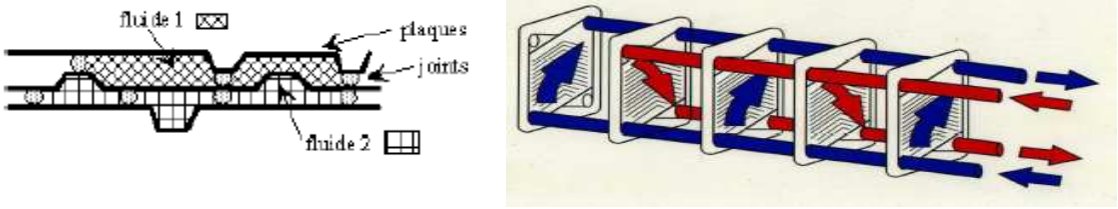


Fig1.8 : Echangeurs à plaques

Il y’a plusieurs types d'échangeurs à plaques et notamment des :

- plaques et joints
- plaques semi-soudées et soudées
- plaques brasées
- plaques assemblées par fusion

Les échangeurs à plaques sont fabriqués à partir d'un lot de plaques ondulées qui sont assemblées à l’aide de différents types procédés d’assemblage. Entre les plaques, se trouvent deux canaux transportant un fluide chaud et un fluide froid. Ces canaux passent de chaque côté des plaques, dans des directions opposées l'un par rapport à l'autre.

Les échangeurs à plaques et joints, utilisés dans un très grand nombre d'applications, sont rendus étanches à l'aide de joints en caoutchouc. Les échangeurs à plaques brasées ont été conçus pour supporter des pressions et des températures élevées. Les échangeurs à plaques soudées sont utilisés pour traiter des pressions et des températures encore plus fortes.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l’industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l’industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l’agroalimentaire pour des raisons évidentes d’hygiène et de santé publique. A noter que l’utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement.

1.3.5 Échangeurs de chaleur spiralés

Les échangeurs de chaleur à spiralés présentent des caractéristiques d'échange thermique et de gestion des fluides idéales pour un large éventail d'applications industrielles dites « difficiles »**.** Ces échangeurs de chaleurs sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides **s**usceptibles de causer un encrassement ou une corrosion importants sur d'autres types d'échangeurs de chaleur.



Fig1.9 : Échangeurs de chaleur spiralés

1.3.6 Échangeurs thermiques à surface raclée

Les échangeurs thermiques à surface raclée, dans lesquels un rotor avec racleurs renouvelle les produits sur la surface d'échange, sont adaptés au chauffage et au refroidissement des produits alimentaires sensibles. C'est une solution d'échangeur de chaleur à surface raclée qui est destinée à la production de boissons et de produits alimentaires présentant une forte viscosité ou contenant des particules de types différents.



Fig1.10 : Échangeurs à surface raclée

1.4 ECHANGEURS A STOCKAGE D'ENERGIE

Il s'agit de tout échangeur de chaleur dans lequel le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid a lieu par l'intermédiaire d'un milieu du couplage sous la forme d'un milieu a matrice poreuse.

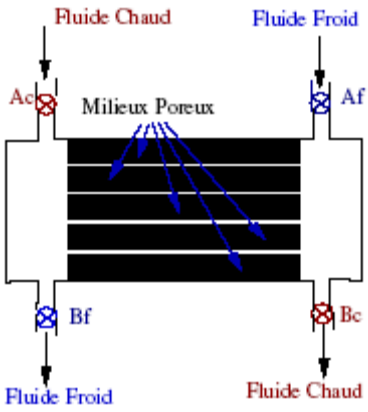
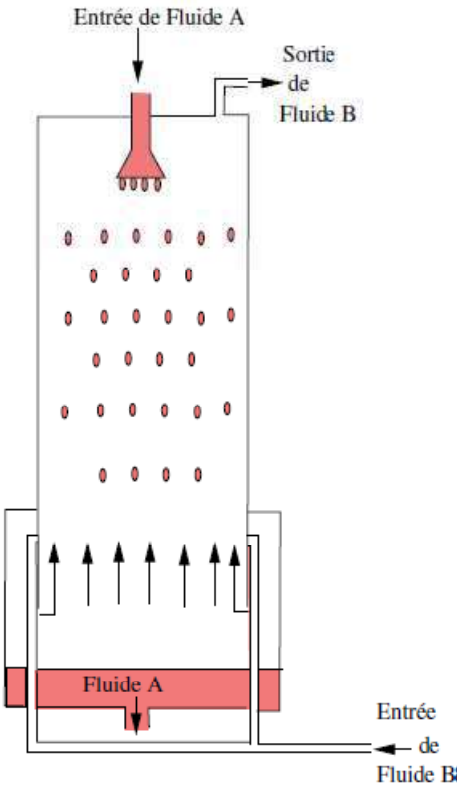


Fig1.11 : Echangeurs à stockage d'énergie

- ✓ Les fluides chaud et froid y circulent alternativement.
- ✓ Avec les soupapes Ac et Bc ouvertes, Af et Bf fermées, le fluide chaud sert à apporter l'énergie à stocker dans le milieu à matrice poreuse.
- ✓ Avec les soupapes Ac et Bc fermées, Af et Bf ouvertes, le fluide froid sert à évacuer l'énergie stockée (dans le milieu à matrice poreuse).

1.5 ECHANGEURS A CONTACT DIRECT



Les fluides n'étant pas séparés et le transfert peut avoir lieu en pulvérisant le liquide sous forme de gouttelettes dans le milieu gazeux ou en faisant passer les bulles de gaz dans le liquide.

Fig1.12 : Echangeurs à contact direct

1.6 ECHANGEURS THERMIQUES EN MATIERES PLASTIQUES

Tout système faisant intervenir des transferts thermiques tels que les réfrigérateurs, les pompes à chaleur, ou encore les radiateurs utilisent jusqu'à présent des échangeurs de chaleur métalliques. Ces dernières années, les recherches se sont concentrées sur la conception d'échangeurs thermiques en matières plastiques qui offrent des propriétés très intéressantes. Par exemple, les matières plastiques résistent très bien à la corrosion des liquides et de l'air contrairement aux métaux, ce qui faciliterait la maintenance et améliorerait la durée de vie de nombreux systèmes constamment en contact avec des fluides. De plus, la plupart de ces plastiques sont recyclables, ce qui présente un intérêt particulier à l'heure des politiques environnementales. Un argument également non négligeable est celui du coût de fabrication, beaucoup moins important en ce qui concerne les matières plastiques qui sont facilement modelables.



Cependant, plusieurs problèmes se posent quant à l'utilisation de matières plastiques pour la fabrication des échangeurs de chaleur. En effet, les matières plastiques ont la propriété d'être bon isolant thermique, c'est pourquoi la volonté de concevoir un échangeur de chaleur en plastique paraît utopique. De plus, plusieurs propriétés mécaniques et thermiques ne correspondent pas aux propriétés nécessaires à la réalisation d'échangeurs thermiques.

- **Différents types d'échangeurs en plastique**

Les échangeurs plastiques trouvent alors une utilisation particulière dans la manipulation de fluides et présentent également une utilisation fiable dans les systèmes de fluides diphasiques tels que les évaporateurs et condenseurs. Ainsi on peut travailler aussi bien sur des systèmes liquide-liquide, que liquide-gaz ou gaz-gaz présentés ci dessous.

Échangeur liquide-liquide

- En 1995, Morcos et Shafey ont présenté un échangeur thermique constitué d'une carcasse et de tubes en PVC.

Dans les échangeurs liquides-liquides, les parois de la matière plastique doivent être minces pour pouvoir avoir des performances thermiques compétitives avec les métaux.

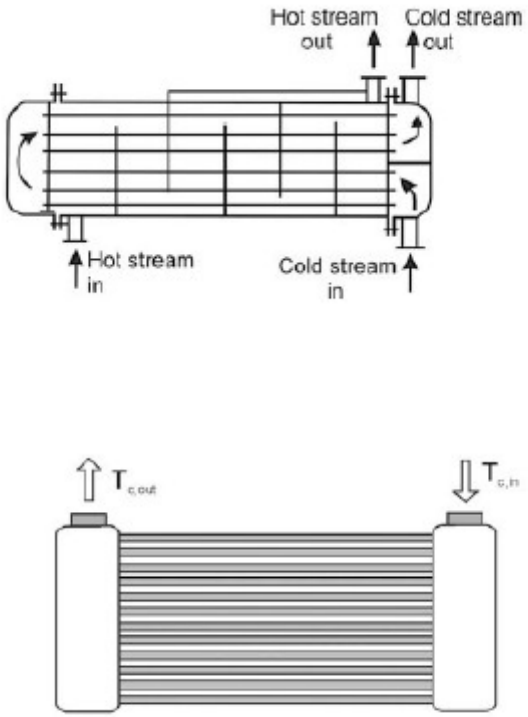


Fig1.13 : Échangeur liquide-liquide

- En 2004, Li s'est intéressé aux chutes de pressions assez importantes avec l'extérieur de l'échangeur. Il a ainsi pensé à plusieurs formes des tubes pour réduire cette différence de pression : lenticulaire (a), en forme de larme (b), et ovale (c). Cependant les tests ont révélé que l'ajout de matière plastique nécessaire pour créer ces formes diminue le taux de transfert thermique, à cause des faibles conductivités thermiques des matériaux.

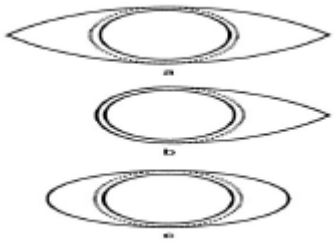


Fig1.14 : tubes de Li

- En 2005, Zakardas a présenté un nouveau système appelé échangeur de chaleur à fibres creuses. Ce type d'échangeur ressemble beaucoup à un échangeur tubulaire classique mis à part quelques particularités. Le fluide à traiter peut circuler parallèlement et perpendiculairement à la circulation de l'autre fluide. L'échangeur est ainsi plus compact et réagit bien aux fortes différences de pression. Les tests ont donné un coefficient de transfert thermique total de plus de 1360 W.m-2.K-1. En outre, l'échangeur à fibres creuses proposé par Zakardas est une bonne alternative aux échangeurs thermiques métalliques.

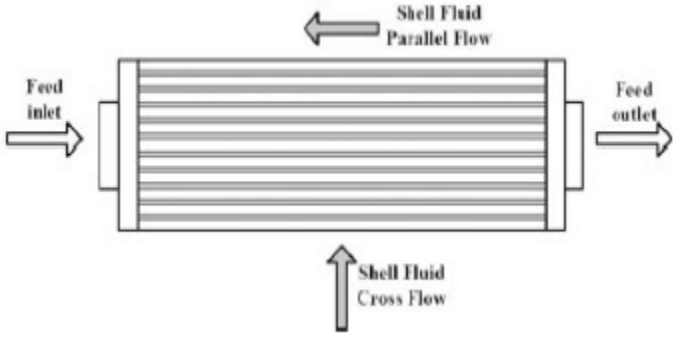


Fig1.15 : Echangeur de Zakardas

Échangeur liquide-gaz

Des études ont été réalisées sur l'utilisation de couches de polymères déposées sur des tubes métalliques, le but étant de protéger le métal des gaz corrosifs. On a donc utilisé pour l'expérience, des tubes d'aluminium couverts d'une couche d'epoxy ou d'ester de vinyl de 0,1mm d'épaisseur, ou une couche de propylène éthylène fluoré de 0,5mm d'épaisseur. Les résultats n'ont pas été très concluants : après plusieurs jours d'exposition, des fissures sont apparues sur le tube à cause de la différence entre la dilatation thermique du plastique et du

métal, permettant la corrosion du métal. Le dopage du plastique par des flocons d'aluminium a également posé le problème de corrosion du tube.
Il est donc nécessaire d'utiliser des couches de protection plus épaisse pour éviter le phénomène de fissures.

- En 1999, El-Dessouky et Ettouney ont présenté un modèle d'évaporateur en PTFE permettant le dessalement de l'eau, qui représente une application très corrosive pour les métaux. L'échangeur a été comparé à un échangeur en alliage de titane, et à un autre en alliage cuivre-nickel. L'échangeur en plastique s'est révélé deux à quatre fois plus gros que ses concurrents pour les mêmes performances. Cependant il s'est révélé le plus compétitif au niveau du prix.

- En 2001, Burns et Jachuck ont proposé un échangeur à plaques composé de films ondulés composés de PEEK et d'une épaisseur moyenne de 53µm. Le mode de transfert est ici à courant en croisé : 7 feuilles de film PEEK sont placées perpendiculairement une à une de manière à faire circuler le fluide chaud dans un sens et le fluide froid perpendiculairement à ce dernier, comme le montre la figure. Cet échangeur a montré une excellente stabilité mécanique due aux propriétés physiques du PEEK. Les résultats ont donné des différences de pression entre la partie liquide et la partie gazeuse assez importantes et un coefficient de transfert thermique compris entre 60 et 370W.m-2.K-1.

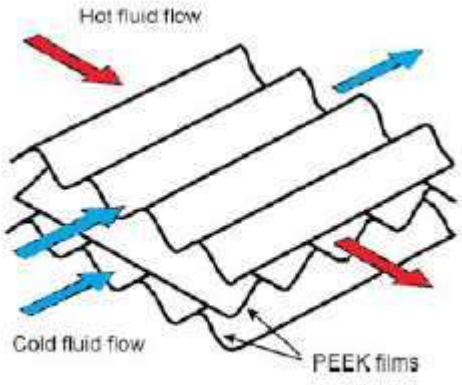


Fig1.16 : Echangeurs de Burns et Jachuck

- En 2005, Cheng et Van Der Geld ont travaillé sur un échangeur à plaques fines en PVDF doté d'une géométrie particulière (figure) utilisant comme fluide l'air et l'eau, ou l'air et la vapeur d'eau. Pour l'échangeur air/eau le coefficient d'échange thermique est compris entre 80 et 130W.m-2.K-1 alors que celui de l'échangeur air/vapeur d'eau varie de 150 à 600W.m-2.K-1.

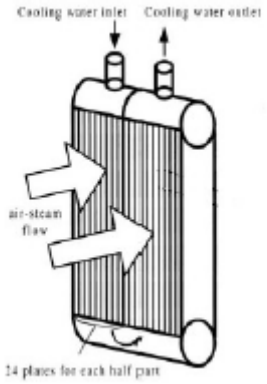


Fig1.17 : Échangeur de Cheng et Van Der Geld

1.7 PRINCIPAUX PROBLEMES DE FONCTIONNEMENT

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

- L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études ;
- une dépense d'énergie supplémentaire ;
- le remplacement des appareils corrodés ;
- des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

- Les phénomènes vibratoires doivent également être pris en compte dans le dimensionnement des échangeurs au même titre que les transferts de chaleur ou les

pertes de charge. Une méthodologie permettant d'évaluer les vibrations induites par le fluide est détaillée dans le présent article.

- Enfin, les problèmes de tenue mécanique sont, pour les géométries les plus classiques, traités dans divers textes réglementaires décrits succinctement en fin de l'article, de même qu'une normalisation européenne en matière d'essais qui est en train d'émerger.

1.7.1 Facteurs d'encrassement dans les échangeurs de chaleur

Les facteurs d'encrassement pour être utilisés dans la conception d'échangeurs de chaleur sont normalement spécifiés par le client basé sur son expérience de la gestion de son installation ou un procédé pour simuler l'accumulation de saleté sur les surfaces de transfert de chaleur, mais si elles ne sont pas limitées à des niveaux appropriés, ils peuvent totalement annulant tout bénéfice généré par la conception habile. Le facteur d'encrassement représente la résistance théorique au flux de chaleur dû à une accumulation d'une couche de saleté ou substance encrassement d'autres sur la surface des tubes de l'échangeur de chaleur, mais ils sont souvent surestimés par l'utilisateur final dans une tentative de minimiser la fréquence de nettoyage. En réalité, ils peuvent, s'ils sont mal choisis, conduire à la fréquence de nettoyage accrue.

Mécanismes d'encrassement varie selon l'application, mais peuvent être classés en quatre types communs et facilement identifiables.

1.7.2 Définition

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre.

1.7.3 Différents types d'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis :

- encrassement particulaire ;
- corrosion ;
- entartrage ;
- encrassement biologique ;
- encrassement par réaction chimique ;

- **Encrassement chimique**

Lorsque des changements chimiques dans le liquide provoquer une couche d'encrassement pour être déposés sur la surface du tube. Un exemple courant de ce phénomène est mise à l'échelle dans une bouilloire ou d'une chaudière causées par la "dureté" sels déposer sur les éléments de chauffage que la solubilité des sels de réduire la température augmente. Ceci est en dehors du contrôle du concepteur échangeur de chaleur, mais peut être minimisé par un contrôle minutieux de la température de la paroi du tube en contact avec le fluide. Lorsque ce type d'encrassement se produit, elle doit être enlevée par un traitement chimique soit mécanique ou de détartrage processus (brosses métalliques ou même des exercices pour Romove l'échelle ou parfois des jets d'eau haute pression)

- **L'encrassement biologique**

Celà est causé par la croissance des organismes dans le fluide qui se déposent sur les surfaces hors de l'échangeur de chaleur. Ceci est une nouvelle fois hors du contrôle direct du concepteur échangeur de chaleur, mais elle peut être influencée par le choix des matériaux que certains, notamment les cuivres non-ferreux, sont toxiques pour certains organismes. Lorsque ce type d'encrassement se produit, il est normalement éliminé par traitement chimique ou mécanique soit des processus de brossage.

- **L'encrassement des dépôts**

Ce qui est quand les particules contenues dans le fluide se déposent sur la surface lorsque la vitesse du fluide est inférieure à un seuil critique. C'est dans une large mesure sous le contrôle du concepteur échangeur de chaleur que la vitesse critique pour tout fluide / particules combiné peut être calculé pour permettre une conception à être développés avec des niveaux de vélocité minimale supérieure au niveau critique. Montage de l'échangeur de chaleur à la verticale peut aussi minimiser l'effet que la gravité aurait tendance à tirer les particules de l'échangeur de chaleur de la surface de transfert thermique, même à des niveaux à faible vitesse. Lorsque ce type d'encrassement se produit, il est normalement éliminé par des processus mécaniques de brossage.

- **Corrosion**

Ce qui est quand une couche de produits de corrosion s'accumule sur les surfaces du tube formant une couche supplémentaire de, généralement, du matériel à haute résistance thermique. Par le choix des matériaux de construction, les effets peuvent être minimisés en une large gamme de matériaux résistants à la corrosion base d'acier inoxydable et alliages de nickel d'autres basées sont maintenant disponibles pour le fabricant échangeur de chaleur.



Fig1.18 : Exemple de corrosion

1.7.4 Nettoyage des échangeurs de chaleurs

Tous les types d'échangeurs de chaleur doivent être nettoyés régulièrement pour enlever les dépôts dus à l'encrassement, à la boue et aux micro-organismes. Le nettoyage se fait par rinçage à contrecourant soit avec de l'eau sous pression, de la vapeur ou chimiquement. Ou chimiquement. En cas d'impureté grossière, par exemple : fibres.

Applications

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour le transfert efficient de la chaleur d'un milieu à un autre. Les échangeurs de chaleur sont très utilisés dans les industries des aliments et boissons pour le chauffage et le refroidissement des produits dans les systèmes de stérilisation, de pasteurisation, et la désactivation enzymatique. Ils sont également utilisés dans les systèmes auxiliaires comme les systèmes de chauffage d'eau, générateurs de vapeur, systèmes de récupération, refroidisseurs de liquides, etc.

Les échangeurs de chaleur à plaques brasées sont fréquemment utilisés dans tous les types d'applications de chauffage et de climatisation exigeant confort, fiabilité et sécurité.

Dans la plupart des cas, le chauffage et la climatisation rendent notre environnement intérieur confortable, que ce soit à la maison, au bureau ou dans un lieu public. Les fonctions de chauffage concernent également l'eau du robinet, les piscines, les serres, etc.

- Chauffage collectif et urbain

Les applications générales de chauffage sont souvent scindées entre le chauffage collectif et le chauffage urbain, en raison de nombreuses différences majeures. Les systèmes de chauffage collectif ont généralement la source de chauffage à l'intérieur du bâtiment et fournissent de la chaleur à un seul bâtiment. La chaleur provient généralement d'une chaudière, mais peut également provenir de pompes à chaleur ou de panneaux solaires. À l'inverse, les systèmes de chauffage urbain distribuent de l'eau chaude ou de la vapeur à plusieurs bâtiments. La chaleur peut provenir d'une variété de sources, telles que les sources géothermiques, les centrales de cogénération, l'énergie résiduelle de l'industrie, et les installations de chauffage sur mesure. Qu'il s'agisse de chauffage collectif ou de chauffage urbain, l'échangeur de chaleur à plaques brasées occupe une place toute naturelle dans le système.

- Refroidissement local et urbain

Les applications de refroidissement sont souvent scindées entre refroidissement local et refroidissement urbain. Les systèmes de refroidissement locaux ont généralement la source de refroidissement à l'intérieur du bâtiment ; la source de refroidissement est généralement un refroidisseur de liquide, un aéroréfrigérant sec ou, si c'est possible, un refroidissement de type « free-cooling ». La fraîcheur de l'eau de source est transférée du système interne des bâtiments à l'échangeur de chaleur à plaques brasées. Le refroidissement urbain utilise une source centralisée afin de fournir le refroidissement à plusieurs bâtiments. Cela permet d'apporter des avantages au niveau financier et environnemental.
Qu'il s'agisse de refroidissement local ou de refroidissement urbain, l'échangeur de chaleur à plaques brasées occupe une place toute naturelle dans le système.

- Chauffage pour eau chaude sanitaire

Il existe de nombreux avantages à l'utilisation d'un échangeur de chaleur à plaques brasées pour l'eau chaude sanitaire par rapport aux systèmes de ballons de stockage traditionnels.
L'échangeur de chaleur à plaques brasées réchauffe instantanément l'eau du robinet à la température souhaitée lorsqu'elle passe dans l'échangeur de chaleur. Cela signifie que l'eau chaude est disponible immédiatement et à tout moment. Un autre avantage à l'utilisation d'échangeurs de chaleur à plaques pour la production d'eau chaude du robinet réside dans le fait que le système a besoin de beaucoup moins d'espace qu'un système de ballon de stockage traditionnel. Si l'énergie solaire est utilisée pour produire l'eau chaude du robinet, un échangeur de chaleur à plaques brasées permet de séparer l'eau traitée dans les panneaux solaires du circuit d'eau chaude pour le robinet. Les problèmes d'incrustations et les risques de corrosion dans les panneaux solaires sont également réduits lorsque les circuits sont séparés par un échangeur de chaleur à plaques brasées.

1.8 CHOIX DES ECHANGEURS DE CHALEURS

Dans tous les cas, le choix d'un échangeur thermique pour une certaine application dépend de nombreux paramètres : les propriétés des fluides utilises et leur comportement face aux matériaux, mais aussi les températures et pressions de service. Par ailleurs, le bon industriel vérifiera les contraintes esthétiques et les couts lies à la fabrication et maintenance du système.

1.9 CONCLUSION

Les échangeurs de chaleur ont des applications multiples et leurs technologies ne cessent d'évoluer. Et pour cause, la concurrence est déjà bien en place et va s'intensifier avec l'arrivée proche de nouveaux modèles d'échangeurs toujours plus performants. L'avenir nous promet des échangeurs thermiques plus résistants, de plus longue durée de vie, et s'insérant parfaitement dans les contraintes environnementales en vigueur.

Chapitre 02 : échangeurs enthalpiques

2.1 DESCRIPTION TECHNIQUE

La nouvelle génération des échangeurs de chaleur et d'humidité ou échangeurs enthalpiques est l'alternative idéale à l'échangeur de chaleur standard. Dans les pièces à faible teneur en humidité, il assure un confort hygrométrique grâce à la récupération de l'humidité de l'air évacué. La séparation des contre-courants de l'air extrait et de l'air extérieur est effectuée par la membrane polymère sélective ou par tout autre moyen de séparation.

L'hygiène est donc garantie grâce à l'acheminement de l'air extrait d'unecuisine et des toilettes par exemple vers l'échangeur de chaleur. La membrane est de qualité antimicrobienne et donc résistante aux moisissures et aux bactéries. L'échangeur de chaleur peut être nettoyé à l'eau.

Propriétés:

- Aucun transfert de gaz, d'odeur ou de germes – seules, la chaleur et l'humidité sont récupérées par la membrane.
- Longévité – caractéristiques permanentes de récupération
- Fuite interne minimale
- Circulation optimale des flux, faible perte de charge
- Adapté aux flux d'air chaud et d'air froid
- Haute performance de récupération de chaleur latente et de chaleur sensible
- Antimicrobien
- Lavable à l'eau
- Compatibilité géométrique pour une disponibilité universelle

Données techniques (exemple)

- Taux de rendement de la chaleur avoisine 80%
- Taux de restitution de l'humidité élevé de 70%
- Perte de charge réduite 30 Pa
- Fuite d'air à 100 Pa ne dépassant pas0,5 %
- Résistance à des températures de -25°C à 65°C

2.2 EXEMPLE DU DESHUMIFICATEUR

Un déshumidificateur est un appareil qui a pour but d'éliminer les excès d'humidité présent dans l'air ambiante à l'intérieur de la maison. Ceci dans l'objectif de devancer les problèmes liés à la condensation de cette humidité.

- **Les causes d'un taux élevé de l'humidité dans une habitation ainsi que ces conséquences**.

  L'humidité de l'air est naturelle environ un taux normal est de 50% de saturation mais celle-ci peut augmenter surtout à cause des différentes tâches et missions que nous effectuons chaque jour à savoir les tâches ménagères comme le fait de cuisiner qui favorise l'émission de vapeur d'eau, le fait de faire la vaisselle, la lessive, le fait de prendre un bain ou de faire une douche, et même seulement le fait de respirer et d'expirer permet d'augmenter ce taux d'humidité. Cette augmentation n'est pas sans conséquences, elle est la cause de plusieurs maux tant sur la propriété que sur la santé des habitants de la maison.



Fig2.1 : présentation du deshumidificateur

L'humidité de l'air élevée est l'origine **de certaines maladies** comme l'asthme, les bronchites, les rhumes, les grippes, mais aussi elle est favorable à la prolifération des colonies d'acariens qui sont des sources importantes d'allergie. Pour la maison, une humidité élevée peut être à l'origine des problèmes de moisissures et de décollements des revêtements, dans certains cas, elle est la principale source de fragilité des fondations de la maison elle-même.

- **Comment fonctionne un déshumidificateur**

Undéshumidificateur mobile est l'outil idéal pour faire face à **l'augmentation du taux** d'humidité dans l'air car non seulement il permet d'éliminer l'excédent d'humidité mais il rééquilibre aussi l'humidité ambiante. Pour se faire, il aspire l'air **et le refroidi** à travers un échangeur de chaleur, la vapeur d'eau se condense alors et l'air froid est réchauffée et expulser dans la pièce comme telle.

- **Les avantages dans l'utilisation d'un déshumidificateur**

L'humidité de l'air dans une habitation est dangereuse car si elle est élevée, elle est la cause de nombreux problèmes.

La destruction des matériaux constituant la maison comme les boiseries et la prolifération des moisissures qui sont une source d'allergies et de maladies des voies respiratoires. Un déshumidificateur permet d'éliminer ces excès d'humidité et par la même occasion préviens l'apparition de ces problèmes liés à la présence d'humidité.

2.3 REFROIDISSEMENT D'AIR

2.3.1 Principaux moyens mis en œuvre et types de batterie :

La section de refroidissement comporte l'échangeur et un bac de réception de l'eau condensée (sur les surfaces d'échange) évacuée vers le réseau des eaux usées avec interposition d'un siphon, pour des raisons hygiéniques mais aussi pour assurer une

évacuation pérenne : sans siphon, le caisson contenant les batteries est en dépression (pression inférieure à la pression atmosphérique), les condensats ne pourraient pas s'écouler par gravité.

Cet échangeur est communément appelé **batterie froide**.

- ***Batteries à eau froide : [dite aussi à eau glacée]***

  L'eau, dont la température moyenne peut prendre des valeurs allant de 5 à 11 °C, peut être additionnée d'éthylène glycol ou de propylène glycol pour éviter la prise en glace à l'évaporateur de la machine frigorifique suivant les conditions extérieures du site (arrêt en hiver).

  Le groupe de production d'eau glacée peut produire de l'eau glacée de façon centralisée pour un ensemble de centrales ou de batteries. Il faudra alors choisir le régime judicieusement.

- ***Batteries froide à fluide frigorigène : [dite improprement à détente directe]***

  Elle est montée directement sur le circuit thermodynamique dont elle constitue l'évaporateur. On l'appelle "batterie à détente directe".

  La proximité du compresseur est souvent requise pour minimiser les pertes de charge.

2.3.2 Principe du refroidissement de l'air :

- **REFROIDISSEMENT "SEC" ou sensible (sans condensation de la vapeur d'eau de l'air) :**

La température de surface de la batterie froide reste supérieure à la température de rosée de l'air avant passage sur la batterie froide.

Cette chaleur enlevée à l'air est dite sensible.

Il n'y a pas de condensation de la vapeur d'eau de l'air.

Ce refroidissement de la vapeur d'eau sans changement d'état est dit sensible ou "sec".

Remarque :

- L'évolution se fait à humidité absolue constante.
- La température de rosée reste constante.
- Au cours de l'évolution, la température sèche, l'enthalpie, la température humide et le volume spécifique diminuent. L'humidité relative augmente.

- **REFROIDISSEMENT "HUMIDE" (avec condensation de la vapeur d'eau de l'air):**

L'air se refroidit : la température sèche diminue.
La vapeur contenue dans l'air humide, se refroidit et se condense sur la surface de la batterie froide dont la température de surface est inférieure à la température de rosée de l'air.
L'humidité absolue **r** diminue à la sortie car l'eau est "piégée" sur la batterie.
La chaleur correspondant à la condensation de la vapeur d'eau est dite latente.

Remarques :

- Au cours de l'évolution, la température sèche, l'enthalpie, la température humide, la température de rosée et le volume spécifique diminuent. L'humidité relative augmente.
- L'air ressort avec une humidité absolue plus faible. Il y a **déshumidification de l'air.**

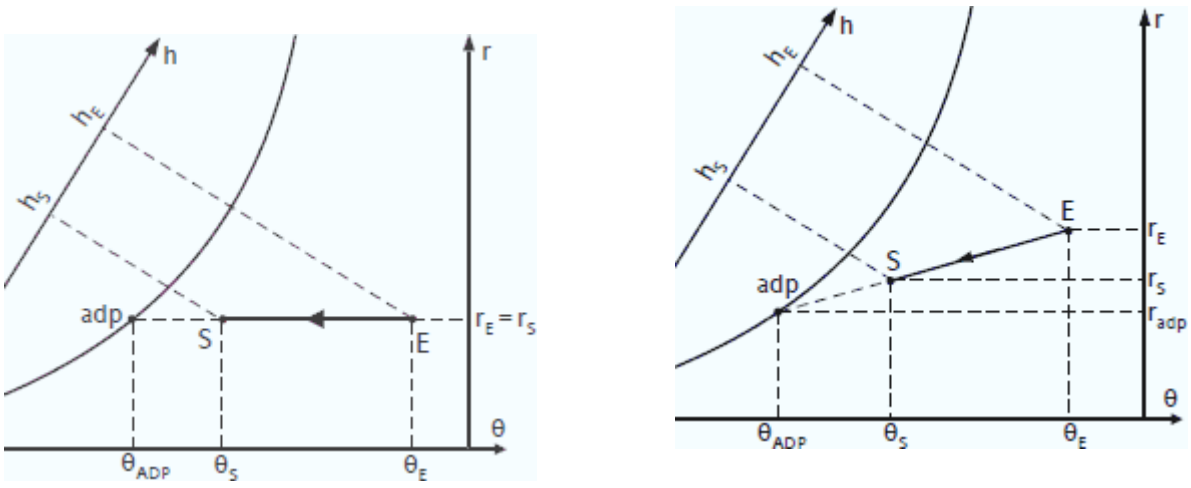


Fig2.2 : Diagrammes d'évolution pour batterie sèche et humide

2.3.3Paramètres caractéristiques d'une batterie froide :

Une batterie froide comme tout échangeur n'est pas parfaite et ne permet pas d'amener tout l'air la traversant à saturation (Hr = 100%). On introduit le BF pour évaluer ce défaut.

- **Définition du facteur de bipasse [BF]:**

Le facteur de bipasse ou "Bypass Factor" représente la portion correspondante de l'air non traité.

$BF = (\theta_S - \theta_{ADP}) / (\theta_E - \theta_{ADP})$ Nombre sans dimension ou en %

Avec : θ_E : Température de l'air à l'entrée de la batterie / θ_S : Température de l'air à la sortie de la batterie

θ_{ADP} : Température de surface de la batterie (ADP **:** "Apparatus dew point" ou apparition du point de rosée)

- **La température de surface devra toujours être ou être choisie supérieure à 0 °C pour éviter les risques de givrage en surface de la batterie. Dans la négative, il faudra prévoir un dégivrage cyclique.**
- **Quelque soit le type de batterie froide, l'évolution se dirige constamment vers la courbe de saturation.**

Remarque : On peut aussi raisonner à partir des humidités absolues ou des enthalpies, la même formule est applicable : **$BF = (r_S - r_{ADP}) / (r_E - r_{ADP})$**

- **Caractéristiques du facteur de bipasse [BF] :**

Le "BF" est fonction des caractéristiques physiques de la batterie et des conditions de fonctionnement envisagées.Les caractéristiques qui influent sur le "BF" sont :

- Surface d'échange externe (nombre de tubes; espacement des ailettes) : à une diminution de la surface d'échange correspond une augmentation du BF

- Vitesse de passage de l'air : à une diminution de la vitesse correspond une diminution du BF (temps de contact plus grand entre l'air et la surface d'échange)

L'influence de la surface d'échange est plus importante que celle de la vitesse. Les valeurs courantes du [BF] sont comprises entre 6 et 35 % avec une moyenne à 20 %.

- **Efficacité de la batterie froide :**

L'efficacité d'une batterie froide peut être définie comme le pourcentage d'air traité par rapport à la masse total d'air : **ε = 1 - [BF]**

Celle-ci représente la portion correspondante de l'air réellement traité.

- **Exemple simple de calcul de BF et son efficacité**

Le refroidissement de l'air sera assuré dans une centrale de traitement d'air par une batterie froide. Généralement, comme la surface de l'échangeur est inférieure à la température de rosée de l'air qui le traverse, il y a condensation de l'humidité contenue dans l'air sur la batterie froide. La batterie froide sera équipée d'un bac de récupération des condensats et pourra être suivie d'un séparateur de gouttelettes.

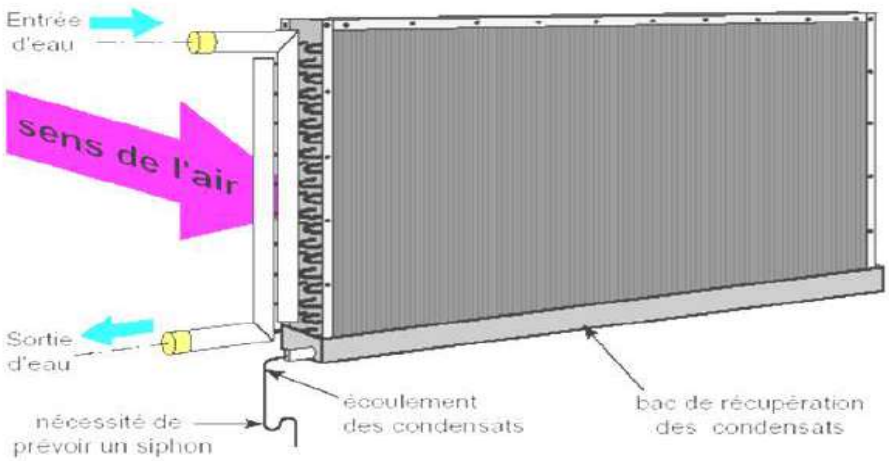


Fig2.3 : batterie froide de calcul

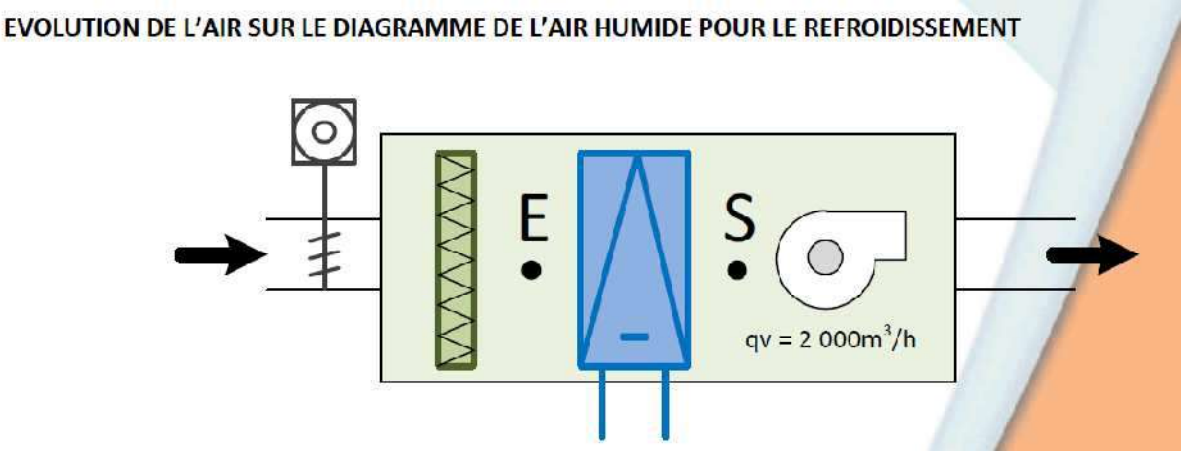


Fig2.4 : schématisation du système

Soit la centrale de traitement d'air qui comporte un volet d'air neuf,un filtre, une batterie à eau et un ventilateur de soufflage.Cette centrale de traitement d'air est prévue pour assurer le rafraichissement de l'air.Le point E désigne les conditions de l'air en entrée et le point S désigne les conditions de l'air en sortie de batterie froide.Le ventilateur assure un débit volumique d'air de soufflage de qv=2000m³/h.

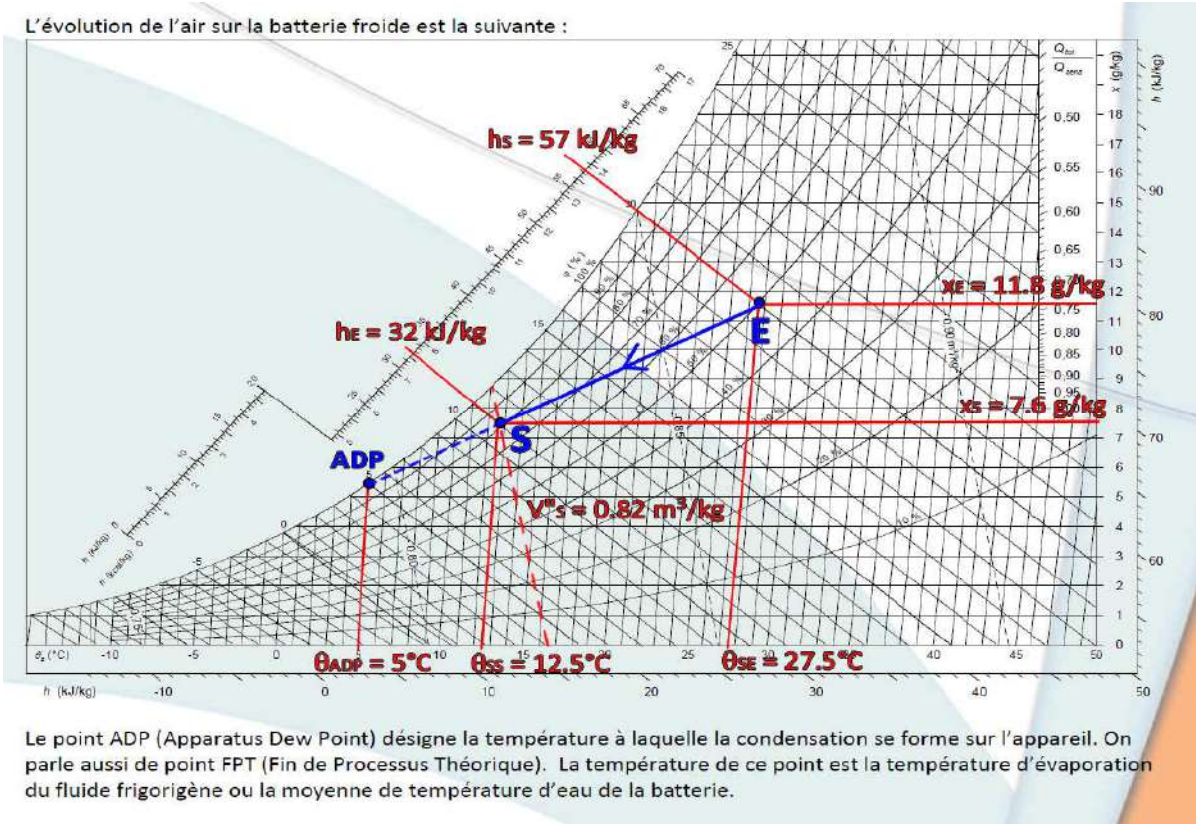


Fig2.5 : position sur le diagramme de l'évolution de l'air

Alors :

$$P_{BF-} = \frac{qv}{3600 \times v^n{}_s} \times (h_e - h_s) = \frac{2000}{3600 \times 0.82} \times (57 - 32) = 16.9kW$$

La quantité d'eau piégée par la batterie froide se calcule comme suit :

$$Q_{m_{eau}} = \frac{qv}{v^n{}_s} \times (x_E - x_s) = \frac{2000}{0.82} \times (11.8 - 7.6) \times 10^{-3} = 10.3kg/h$$

L'efficacité de la batterie froide se calcule avec la formule :

$$E = \frac{\theta_{SE} - \theta_{SS}}{\theta_{SE} - \theta_{ADP}} = \frac{27.5 - 12.5}{27.5 - 5} = 0.67\ soit\ 67\%$$

Remarque

On cherche à éviter le colmatage par givrage de la batterie (dans le cas contraire, on met en place un systèmede dégivrage) donc la température du fin de processus doit être supérieure à 0°C, ce qui fixe une limite pratiqueà la déshumidification de l'ordre de 4 à 5 [g/kgAS].

Aussi, pour obtenir une déshumidification suffisante, on cherche des batteries dont l'efficacité de l'ordre de 80%,

grâce à:

- Une surface d'échange importante
- Une grande épaisseur de batterie (plusieurs rangs)
- Un pas d'ailette faible (<3mm) et une bonne irrigation de la batterie (nombre de circuits élevés).

Lorsque l'air a une vitesse supérieure à 3m/s il est indispensable de prévoir un séparateur de gouttelettes.

L'eau condensée est collectée dans un bac puis évacuée au travers d'un siphon, dont la garde d'eau évitel'introduction d'air "extérieur" dans le circuit aéraulique.

2.4 CONCLUSION

A part les échangeurs classiques et d'utilisation vaste, les échangeurs enthalpiques sont souvent rencontrés et assurent des fonctions diverses nécessaires mais dont la particularité est notamment la présence d'air humide pouvant évoluer vers la condensation de cette eau contenue initialement sous forme de vapeur.

Chapitre 03 : calculs des échangeurs

3.1 INTRODUCTION

Le but d'un échangeur de chaleur est de récupérer une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais de fonctionnement. La dualité perte de charge - transfert de chaleur est à la base de tout calcul d'échangeur. En effet, les résistances au transfert thermique seront d'autant plus faibles que les vitesses locales d'écoulement du fluide seront plus élevées. Dans ces conditions, on pourra utiliser des surfaces d'échange plus réduites (diminution de l'investissement), mais les pertes de charge étant plus grandes, la pompe de recirculation devra être plus puissante, ce qui entraîne une augmentation du prix de fonctionnement. Ainsi, l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut se concevoir sans une étude en parallèle du transfert de chaleur et de la perte de charge.

En outre, les fluides véhiculés à l'intérieur et à l'extérieur des tubes ne sont pas obligatoirement propres et un encrassement des surfaces se produit dans le temps. La formation de ces dépôts, généralement mauvais conducteurs de la chaleur, augmente les résistances au transfert thermique et conditionne la fréquence des arrêts pour nettoyage et entretien. Dans l'optimisation de l'échangeur, il faut tenir compte de ces variations du transfert thermique au cours du temps et les conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur usagé seront différentes de celles de l'échangeur neuf.

Rappelons que les échangeurs de chaleur sont des appareils où le transfert de chaleur à basses et moyennes températures se fait sans changement de phase.

Des méthodes de calcul plus ou moins élaborées existent pour les échangeurs à faisceau et calandre. Les calculs reposent en partie sur les calculs élémentaires que l'on peut effectuer sur les échangeurs double-tube auxquels nous allons nous limiter dans la suite de ce chapitre. L'utilisation des échangeurs à plaques et à refroidissement à air étant plus récente, il n'existe pas de normes et de codifications aussi précises. En outre, par suite de leur très grande variété, il est difficile de proposer des théories et des corrélations générales

3.2 COEFFICIENT GLOBAL D'ECHANGE THERMIQUE, U

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, U, constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique.

Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur.

On définit U en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R_f^{"}}{(\eta_0 A)_f} + R_{paroi} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} + \frac{R_c^{"}}{(\eta_0 A)_c}$$

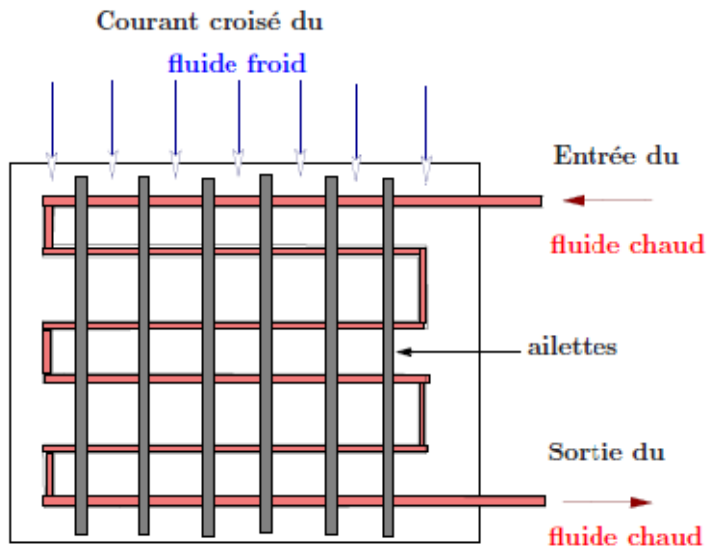


Fig3.1 :Calcul du coefficient d'échange global

Les indices c et f désignent respectivement les fluides chauds et fluides froids, et :

A : l'aire de la surface d'échange thermique

η_0: Efficacité globale de surface de la surface ailettée,

$$\emptyset = \eta_0 \, h \, A \, (T_{base} - T_\infty)$$

R_{paroi}: Résistance thermique due à la conduction thermique à travers les parois d'échanges

R" est la résistance due à l'encrassement.

TabIII-1 : Quelques résistances d'encrassement

Fluides et conditions d'utilisation	**Résistance d'encrassement**
Eau de mer, température < 50[°C]	**1.10^{-4} [m².K/W]**
Eau de mer, température > 50[°C]	**2.10^{-4} [m².K/W]**
Eau de rivière très sale	**10 à 20.10^{-4} [m².K/W]**
Eau traitée pour chaudières	**2.10^{-4} [m².K/W]**
Vapeur non grasse	**1.10^{-4} [m².K/W]**
Air industriel	**4.10^{-4} [m².K/W]**
Liquide réfrigérant	**2.10^{-4} [m².K/W]**
Fuel, Gasoil	**4 à 6.10^{-4} [m².K/W]**
Essence, Kérosène	**2.10^{-4} [m².K/W]**

3.3 CALCUL DES PERFORMANCES D'UN ECHANGEUR

Nous allons poser dans ce qui suit certaines hypothèses

- Le régime est permanent, tous les paramètres, toutes les variables sont constantes dans le temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- L'échangeur est adiabatique : il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur
- Les propriétés thermophysiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées
- Les températures ne varient que dans la seule direction de l'écoulement, le problème est monodimensionnel
- Il n'ya pas de pertes de charge au cours de l'écoulement

3.3.1 Méthode du DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

Sont supposés connus :

- Les débits de fluides chaud et froid
- Les températures d'entrée des fluides chaud et froid
- Le coefficient global défini précédemment

L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur soit à calculer

- Les températures de sortie des fluides chaud et froid
- Le flux de chaleur échangé
- L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluides chaud et froid le long de l'échangeur

Bilan d'un élément du surface dS

➢ Quantité de chaleur perdue par le fluide chaud

$$d\Phi = -q_{mc} \, . C_{mc} \, dT_c$$

➢ Quantité de chaleur gagnée par le fluide froid

$$d\Phi = \pm \, q_{mf} \, . C_{mf} \, dT_f$$

- Le signe - : pour un écoulement à contre courant.
- Le signe + : pour un écoulement à courant de même sens.

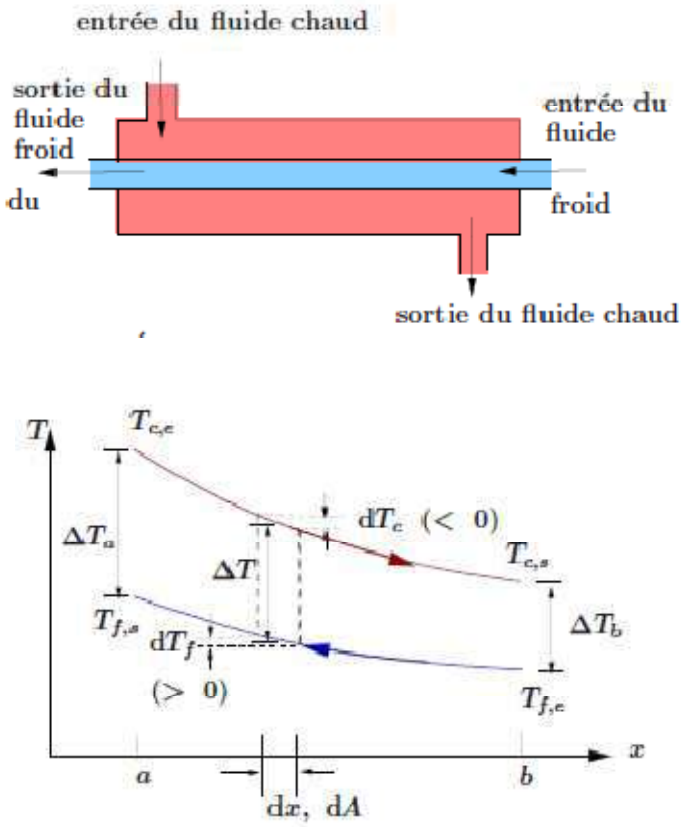


Fig3.2 : schéma pour le contre courant

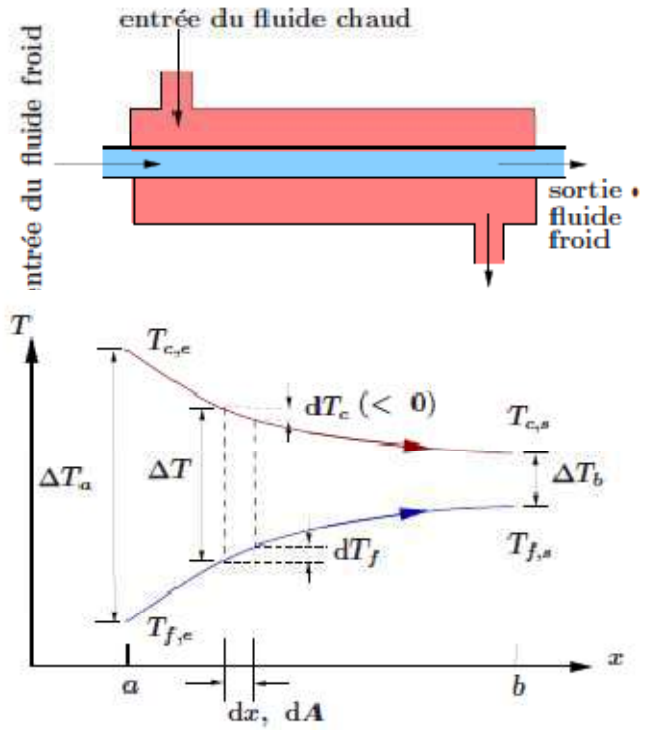


Fig3.3 : schéma pour le co- courant

- Flux transmis par la plaque du fluide vers le fluide froid

$$d\Phi = K.dS\left(T_c - T_f\right)$$

Le bilan s'écrit :

$$d\Phi = K.dS\left(T_c - T_f\right) = -q_{mc}\,.C_c\,dT_c = \pm\, q_{mf}\,.C_f\,dT_f$$

En exprimant, à partir des deux derniers termes, l'écart de température on obtient :

$$d\Phi = -\frac{dT_c}{\frac{-1}{q_{mc}.C_c}} = \frac{dT_f}{\pm\frac{1}{q_{mf}.C_f}} = -\frac{d\left(T_c - T_f\right)}{\frac{1}{q_{mc}.C_c} \pm \frac{1}{q_{mf}.C_f}}$$

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

Avec : $\dfrac{1}{q_{mc}.C_c} \pm \dfrac{1}{q_{mf}.C_f}$

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

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

b correspond à S=S_T

$$A = \frac{1}{K.S_T} ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}$$

Le flux échangé pour l'élément dS s'écrit :

$$d\Phi = -\frac{d(T_c - T_b)}{A}$$

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

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

$$\Phi = K.S_T \frac{(\Delta T_a - \Delta T_b)}{ln\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = K.S_T.\overline{\Delta T}$$

$\overline{\Delta T}$ Est la moyenne logarithmique des températures.

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. En addition, si la configuration est autre que celle étudiée, on corrige par le facteur F donné par des abaques.

Utilisation pratique de la formule d'Hausbrand

$$\dot{Q} = F(AU)\Delta T_{ln} = F\frac{\Delta T_{ln}}{R_{th}} \quad \text{avec} \quad \Delta T_{ln} \triangleq \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 - \ln \Delta T_2}$$

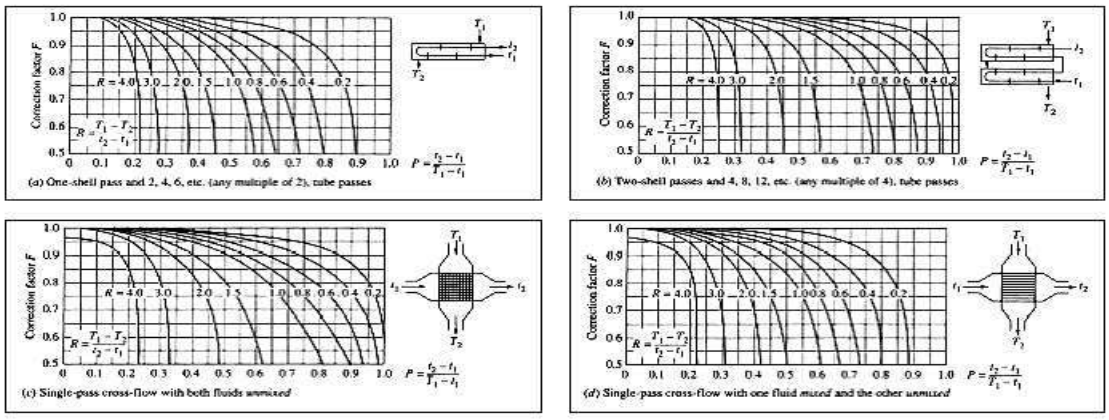


Fig3.4 : Dtlm pour différentes configurations

3.3.2 Méthode du NUT (Nombre d'unité de transfert)

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 d'échange Φ_{max} , on peut obtenir le flux réel échangé $\Phi_{réel}$.

L'efficacité $\epsilon = \frac{flux\ réel\ échangé}{flux\ maximum\ possible} = \frac{\emptyset_{réel}}{\emptyset_{max}}$

Posons $c = \dot{m}\, c_p$

_ Le cas $c_f < c_c$

Compte tenu de $dT_c = -\frac{d\emptyset}{\dot{m}_c\, c_{p,c}}$, $dT_f = -\frac{d\emptyset}{\dot{m}_f\, c_{p,f}}$

On déduit $dT_f > dT_c$

Alors $L \to \infty$ donc $T_{f,s} = T_{c,e}$

$$\emptyset = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = \dot{m}.\, C_p(T_2 - T_1)$$

Donc $$\Phi_{max} = c_f\,(T_{ce} - T_{fe})$$

_ Le cas $c_c < c_f$

De la même manière

$L \to \infty$ donc $T_{f,s} = T_{c,e}$ implique $\Phi_{max} = c_c\,(T_{ce} - T_{fe})$

Ces deux résultats s'expriment alors comme

$$\Phi_{max} = c_{min}\,(T_{ce} - T_{fe})$$

Il vient alors de $\epsilon = \frac{\emptyset_{réel}}{\emptyset_{max}}$

Que $\epsilon = \frac{c_c\,(T_{ce} - T_{fe})}{c_{min}\,(T_{ce} - T_{fe})}$ $si\ \boldsymbol{c_f < c_c}$

$\epsilon = \frac{c_f\,(T_{fs} - T_{fe})}{c_{min}\,(T_{ce} - T_{fe})}$ si $\boldsymbol{c_c < c_f}$

Si ϵ, T_{ce},et T_{fe} sont connus

$$\Phi_{réel} = \epsilon . c_{min} \left(T_{ce} - T_{fe}\right)$$

On peut montrer que

$\epsilon = f(Nut, \frac{c_{min}}{c_{max}})$ Avec $Nut = \frac{U\ A}{c_{min}}$

Nut : Nombre d'unité de transfert

1/ $f(Nut\ , \frac{c_{min}}{c_{max}})$ avec $c_{min} = c_c$

$$\epsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\left(T_{ce} - T_{fe}\right)}$$

De $\dot{m}_c . C_{p,c}(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f . C_{p,f}\left(T_{fs} - T_{fe}\right)$

$$c_r = \frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{\dot{m}_c . C_{p,c}}{\dot{m}_f . C_{p,f}} = \frac{\left(T_{fs} - T_{fe}\right)}{(T_{ce} - T_{cs})}$$

Alors

$$\ln \frac{\left(T_{cs} - T_{fs}\right)}{\left(T_{ce} - T_{fe}\right)} = -U\ A \left(\frac{1}{\dot{m}_c . C_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f . C_{p,f}}\right) = -\frac{U\ A}{c_{min}} (1 + c_r)$$

Alors $\frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \exp\lfloor - NUT\ (1 + c_r) \rfloor$

On réarrangeant avec T_{fs} :

$$\frac{\left(T_{cs} - T_{fs}\right)}{\left(T_{ce} - T_{fe}\right)} = \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{ce} - T_{fs})}{\left(T_{ce} - T_{fe}\right)}$$

$$= \frac{(T_{cs} - T_{ce}) + \left(T_{ce} - T_{fs}\right) - \quad c_r (T_{ce} - T_{cs})}{\left(T_{ce} - T_{fe}\right)}$$

Alors on utilisant l'équation $\frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = -\epsilon + 1 - \quad c_r \epsilon = 1 - \epsilon(1 + \quad c_r)$

Finalement on obtient

$$\epsilon = \frac{1-\exp[-\,NUT\,(1+c_r)]}{(1+c_r)}$$

2/ De la même façon pour $c_{min} = c_f$

$$\epsilon = \frac{1-\exp[-\,NUT\,(1-c_r)]}{1-c_r\exp[-\,NUT\,(1-c_r)]}$$

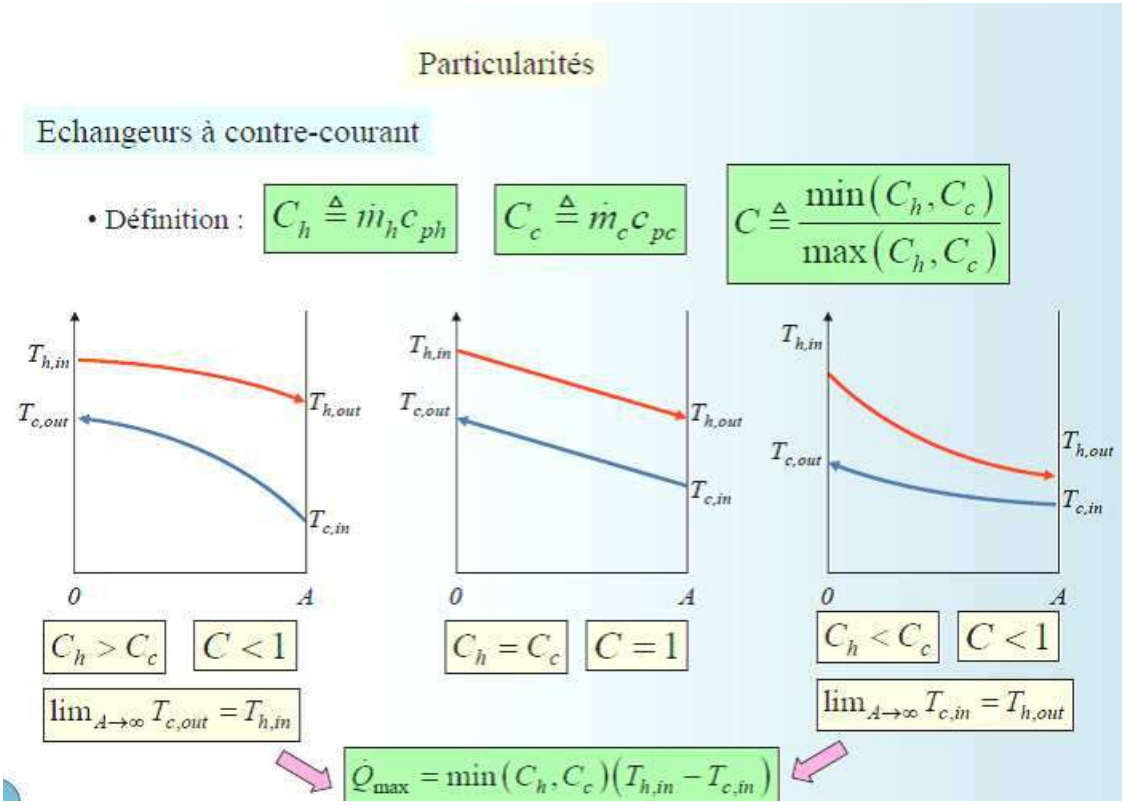


Fig3.5 : Particularités

Illustrations graphiques « les abaques »

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

TabIII-2 : Relations pour l'efficacité et Nut

Arrangement de l'écoulement	Relation
Tubes concentriques	
Courants parallèles	$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{1 - exp\{-NUT[1 + C_r]\}}{1 + C_r}}$
Contres courants	$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{1 - exp\{-NUT[1 - C_r]\}}{1 - C_r exp\{-NUT[1 - C_r]\}}}$
Tubes et calandre	
Un passage au calandre (2,4,… passages aux tubes)	$\boldsymbol{\varepsilon_1 = 2\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{½} \times \frac{1 + exp[-NUT((1 + C_r^2)^{½})]}{1 - exp[-NUT((1 + C_r^2)^{½})]}\}^{-1}}$
N passages au calandre (2n, 4n,… passages aux tubes)	$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1})^n - 1}{(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1})^n - C_r}}$

Arrangement de l'écoulement	Relation
Tubes concentriques	
Courants parallèles	$\boldsymbol{NUT = -\frac{ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}}$
Contres courants	$\boldsymbol{NUT = \frac{1}{C_r - 1} ln(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1})}$
Tubes et Calandre	
Un passage au calandre (2,4,… passages aux tubes)	$\boldsymbol{NUT = -(1 + C_r^2)^{-½} ln(\frac{E - 1}{E + 1})}$ $\boldsymbol{E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_1} - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{½}}}$
N passages au calandre (2n, 4n,… passages aux tubes)	**Utiliser les équations(36) et (37) avec** $\boldsymbol{\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_r}, F = (\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1})^{1/n}}$

Arrangement de l'écoulement	Relation
Ecoulement croisé, un seul passage	
Fluides non brasés	$\boldsymbol{\varepsilon = 1 - exp\{\left(\frac{1}{C_r}\right)(NUT)^{0.22}[exp[-C_r(NUT)^{0.78}] - 1]\}}$
Cmax (brasé)	
Cmin(non brasé)	$\boldsymbol{\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right)\{1 - exp[-C_r(1 - exp[-NUT])]\}}$
Cmax(non brasé)	
Cmin brasé	$\boldsymbol{\varepsilon = 1 - exp\{\left(\frac{1}{C_r}\right)[1 - exp(-C_r NUT)]\}}$
Tous échangeurs (Cr=0)	$\boldsymbol{\varepsilon = 1 - exp(-NUT)}$

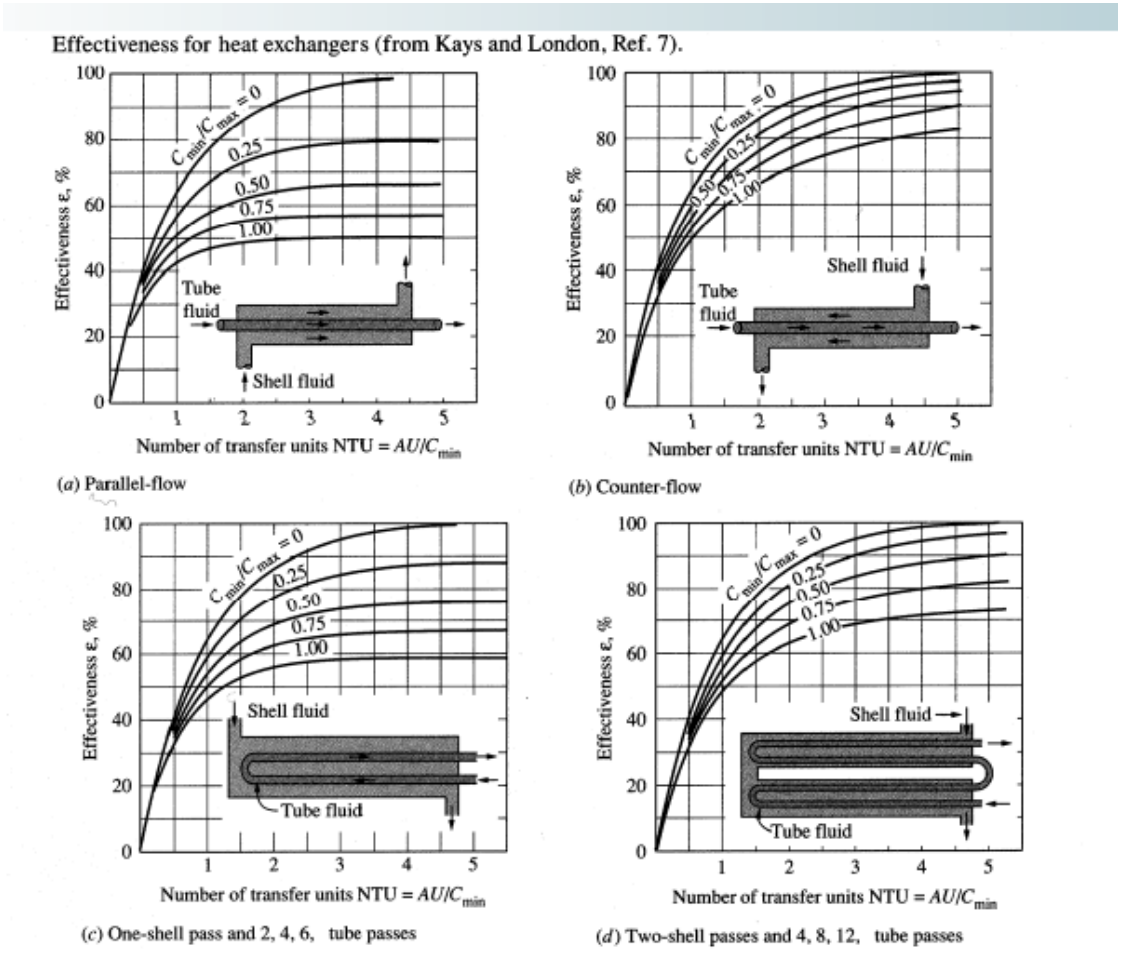


Fig3.6 : Efficacité de l'échangeur pour différentes configurations

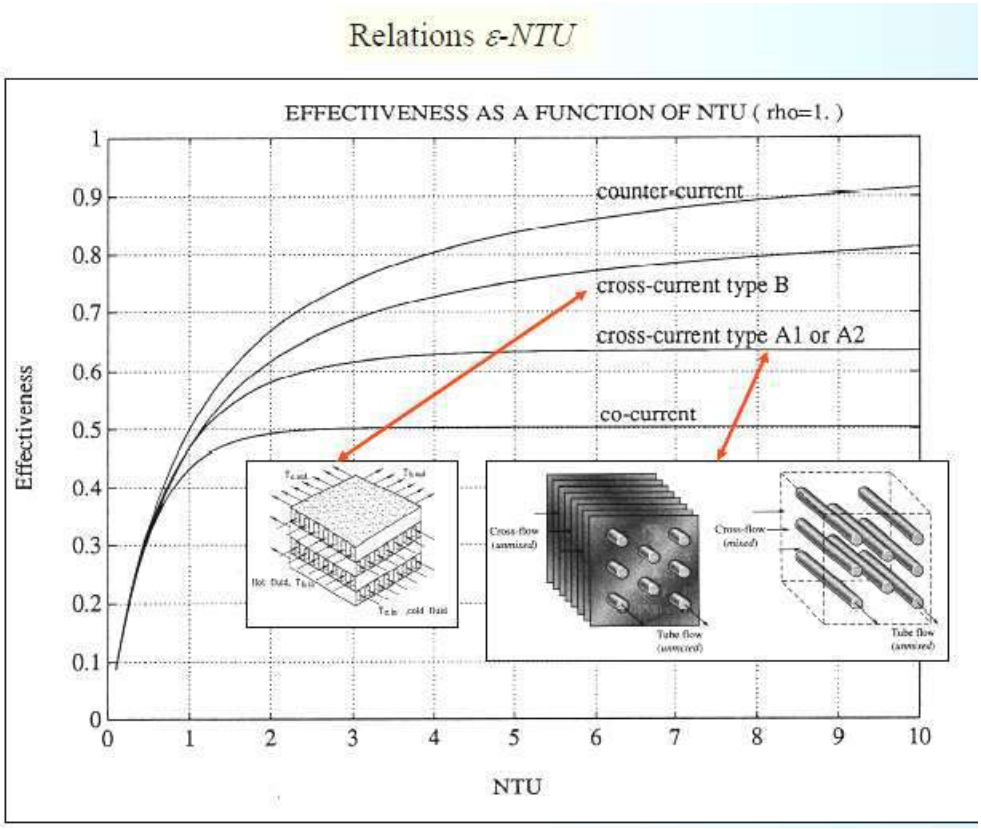


Fig3.7 :Comparaison de différents échangeurs en fonction de leur efficacité

3.4 PERTES DE CHARGES ET PERFORMANCE THERMIQUE

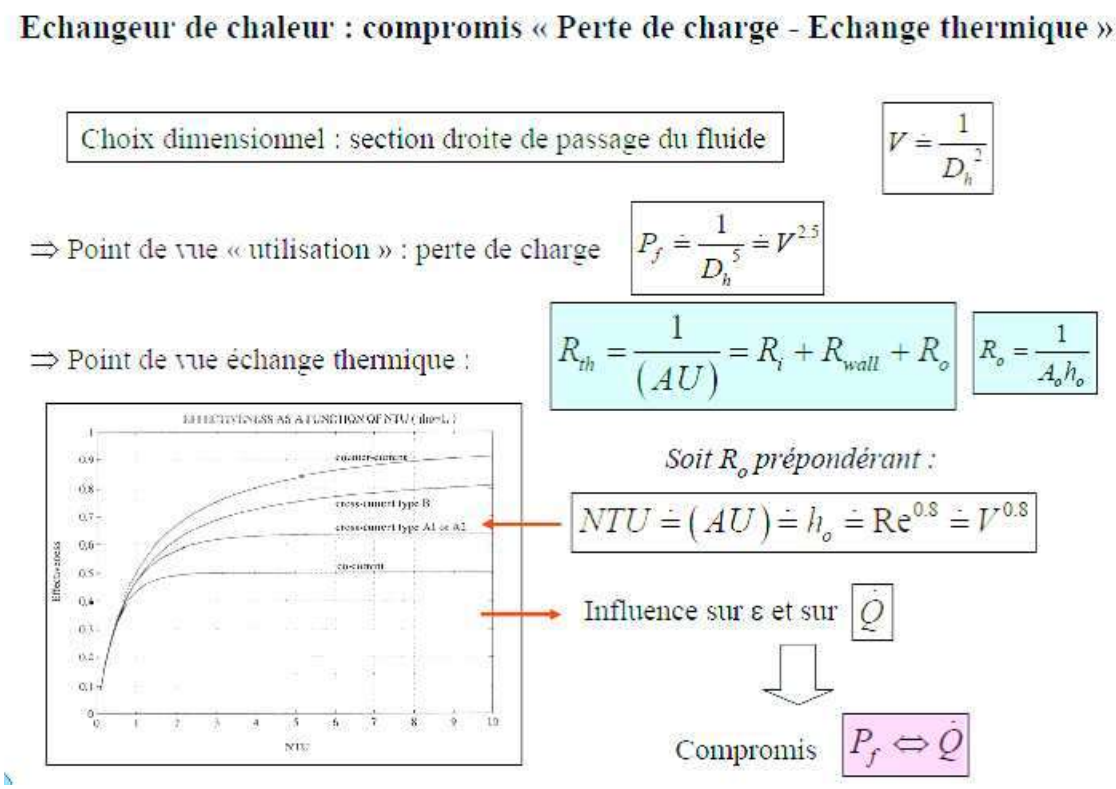


Fig3.8 :Influence des pertes de charges sur l'échange thermique

3.5 CONCLUSION

Nous l'avons vu au travers du présent chapitre, l'étude, la sélection, le dimensionnement des échangeurs passe par la maitrise d'outils tel que :

- La méthode dtlm
- La méthode Nut

Equivalentes, ces deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats, cependant, la seconde connait une plus grande utilisation dans la pratique car elle est plus proche des contraintes du concepteur, en effet, la méconnaissance quasi systématique des températures de sortie, élimine rapidement la méthode dtlm au profit de celle de l'éfficacité_NUT qui n'implique explicitement que les températures d'entrée.

Au niveau de l'aide au dimensionnement , force est de constater que les documents délivrés par les constructeurs sont de mieux en mieux faits et donnent bien souvent toutes les informations nécessaires au concepteur pour faire ces choix, toute fois, les caractéristiques et les performances sont souvent données dans un cas bien précis(température, débit, nature de fluide) nécessairement différent de celui étudié, c'est seulement la maitrise des notions vues ici qui permettent de traduire les informations délivrées par le constructeur et d'adapter le matériel au cas envisagé, dans leur soucis de répondre plus rapidement et plus efficacement aux clients, on voit cependant certains industriels proposer de véritables outils de sélection des échangeurs tenant compte des différents contraintes du cahier de charge et qui facilitent le travail du concepteur.

On peut citer par exemple les sociétés telle que

_ Baltimore aircoil(tour de refroidissement, condenseurs évaporatifs)

_ Friga bohn (évaporateurs, condenseurs, aéroréfrigérants)

_ Alfalaval (échangeur à plaques, évaporateurs, condenseurs)

_ Guentner (évaporateurs, condenseurs, aéroréfrigérants)

On pourrait croire que la connaissance des phénomènes de transfert de chaleur dans les échangeurs est aujourd'hui acquise et tous les problèmes résolus, or il n'est rien et les nombreux travaux en matière en apportent constamment la preuve

On peut parler par exemple

- De la problématique liée à l'emploi de fluides frigorigènes non azéotropiques, ces fluides issus de mélanges ne se comportent pas comme des fluides purs et voient leurs températures de changement de phase évoluer à pression constante
- De la problématique liée à l'emploi du CO_2 comme fluide frigorigène qui impose un transfert de chaleur à haute pression dans la zone supercritique du fluide
- De l'intensification des échanges de chaleurs par l'emploi de surfaces spécifiques (systèmes à inserts, à rugosité spécifique, à promoteurs de turbulences...)

- De l'emploi toujours plus répondu des échangeurs à plaques dans l'industrie
- De la problématique liée à l'emploi de fluides caloporteurs diphasiques pour transporter le froid ou la chaleur plus efficacement.
- **Enfin, le développement du calcul simple des échangeurs enthalpiques passe par le problème de connaissance détaillée des enthalpies liées au changement de phase d'une part de l'eau sous forme de vapeur associée à l'air et d'autre part de l'évaluation du coefficient de transfert d'un composé diphasique, non acquis avec précision suffisante. Ceci conduit à la recherche de possibilités de modélisation complexe.**

Chapitre 04 : Modélisation

Dans cette partie, nous décrirons d'abord une modélisation simple et classique qu'il est possible d'étendre aux échangeurs enthalpiques, moyennant une adaptation des températures aux enthalpies. Cette procédure discutable et peu précise nous amener à rechercher une modélisation plus avancée et tenant compte de tous les mécanismes de transfert de chaleur et de masse, principalement dans une batterie froide. Un tel équipement est le plus rencontré dans ces formes d'échange. La modélisation est alors complexe et fait intervenir plusieurs adaptations.

A. MODELISATION CLASSIQUE

A.1 DESCRIPTION MATHEMATIQUE

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le ratio entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum possible pour les conditions d'entrées et de débits.

$$q = C_1.(X_{1e} - X_{1s}) = C_2.(X_{2s} - X_{2e})$$
$$q_{max} = C_{min}.(X_{max} - X_{min})$$
$$q = \varepsilon q_{max}$$

avec X est une variable d'état reliée directement au transfert de chaleur. X représente la température pour un échange de chaleur sans variation de masse. Dans le cas d'un échange avec variation de masse, X représente l'enthalpie. Cette dernière est difficile à appréhender car dépendante de paramètres connexes.

La définition de l'efficacité peut donc changer au cours du fonctionnement de l'échangeur dans la mesure d'une inversion du rapport des débits capacitifs (c'est-à-dire lorsque la valeur minimale du débit capacitif C_{min} change de fluide). Il est donc possible de faire apparaître des discontinuités dans la variation de l'efficacité en fonction des débits.

Ainsi, l'efficacité peut de plus s'exprimer en fonction de caractéristiques physiques de l'échangeur, des chaleurs spécifiques des fluides pris en compte ainsi que de la configuration de l'échangeur.

Pour une configuration donnée, l'efficacité peut s'exprimer en fonction de deux variables sans dimension définies comme ci-après:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \qquad C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

TabIV-1 :Expressions de l'efficacité pour différentes configurations

Configuration	Expression de l'efficacité
écoulements à contre courants	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT.(1-C)}}{1 - C.e^{-NUT.(1-C)}}$
écoulements à courants parallèles	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT.(1+C)}}{1 + C}$
écoulements à courants croisés avec les deux fluides non brassés	$\varepsilon = 1 - \exp(\frac{e^{-NUTCn} - 1}{Cn})$ avec $n = NUT^{-0,22}$
écoulements à courants croisés avec les deux fluides brassés	$\varepsilon = \left[\frac{1}{1 - e^{-NUT}} + \frac{C}{1 - e^{-NUT.C}} - \frac{1}{N}\right]^{-1}$
écoulements à courants croisés avec le fluide de capacité minimale non brassé	$\varepsilon = \frac{\left[1 - e^{-C.(1-e^{-NUT})}\right]}{C}$
écoulements à courants croisés avec le fluide de capacité maximale non brassé	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1-e^{-NUT.C}}{C}}$

La méthode NUT-ε est typiquement utilisée pour l'analyse des échanges de chaleur sans échange de masse. Concernant ce type de transfert de chaleur, la température de fluide est la variable d'état et la capacité du fluide est le produit du débit et de la capacité calorifique. Cependant la méthode NUT-ε peut être aussi utilisée pour l'analyse des échangeurs « enthalpiques », c'est-à-dire produisant l'échange de chaleur et de masse (par exemple les batteries froides avec déshumidification). Afin de déterminer les enthalpies de sortie d'un tel échangeur, la capacité du fluide à la

dimension d'un débit (on parlera alors de débit capacitif) et le coefficient d'échange UA est modifié afin de prendre en compte les échanges enthalpiques.

Les conditions de sorties s'expriment alors:

$$X_{1s} = X_{1e} - \varepsilon.\frac{C_{min}}{C_a}.(X_{max} - X_{min})$$

A.2 ALGORITHME ET NOMENCLATURE

Les équations précédentes sont traitées suivant un algorithme simple suivant :

- calcul des paramètres de l'échangeur pour utiliser la relation de l'efficacité
- calcul de l'efficacité pour une configuration donnée
- calcul des conditions de sortie des fluides

la nomenclature ci-dessous permet de suivre les variables d'entrées, de sorties ainsi que les variables internes

TabIV-2 :Variables d'entrée, de sortie&internes

Entrées:

Nom	Description		Unité	min	max	défaut
C_1	capacité du fluide 1	si X est une température si X est une enthalpie	W/C kg/s	0 0	+∝ +∝	
X_{1e}	variable d'entrée du fluide 1	si X est une température si X est une enthalpie	°C J/kg	-15 -12000	50 178000	
C_2	capacité du fluide 2	si X est une température si X est une enthalpie	W/C kg/s	0 0	+∝ +∝	
X_{2e}	variable d'entrée du fluide 2	si X est une température si X est une enthalpie	°C J/kg	-15 -12000	50 178000	
UA	coefficient d'échange global	si X est une température si X est une enthalpie	W/°C kg/s	0 0	+∝ +∝	
ConfigHx	configuration de l'échangeur, identificateur 1- contre-courant 2- courant parallèle 3- courant croisé, les deux fluides non brassés 4- courant croisé, les deux fluides brassés 5- courant croisé, fluide 1 non brassé 6- courant croisé, fluide 2 non brassé			1	6	

Sorties:

Nom	Description		Unité	min	max	défaut
X_{1s}	variable de sortie du fluide 1	si X est une température si X est une enthalpie	°C J/kg	-15 -12000	50 178000	
X_{2s}	variable de sortie du fluide 2	si X est une température si X est une enthalpie	°C J/kg	-15 -12000	50 178000	

Variables internes:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
C_{min}	minimum des capacités des fluides	W/C kg/s	0 0	+∝ +∝	
C_{max}	maximum des capacités des fluides	W/C kg/s	0 0	+∝ +∝	
C	ratio C_{min} / C_{max}		0	1∝	
NUT	nombre d'unité de transfert				
ε	efficacité de l'échangeur				

L'implémentation de cet algorithme a été conduite suivant des plages des paramètres d'entrée choisies judicieusement et les résultats sont reportés au chapitre suivant.

B. MODELISATION COMPLEXE

B.1 DOMAINE D'APPLICATION

B.1.1 Description brève des B.F

La batterie froide à eau glacée est le composant central des systèmes de climatisation classique de type centrales de traitement d'air, ventilo-convecteurs. La batterie froide est un échangeur de chaleur entre deux fluides, l'air (fluide secondaire) et généralement l'eau (fluide primaire). La batterie est constituée de plusieurs rangées de tubes reliés entre eux par des coudes afin de former des circuits de circulation de fluide. Le fluide primaire (eau) circule dans les tubes qui sont perpendiculaires à l'écoulement du fluide secondaire (air). Afin d'équilibrer les résistances thermiques côté air et côté eau, on augmente la surface d'échange côté air à l'aide d'ailettes.

B.1.2 Limites d'application du modèle

Le modèle présenté ici s'applique aux batteries froides, ayant des ailettes plates ou circulaires, dites à contre-courants, c'est-à-dire composées d'au moins quatre rangs. En deçà de trois rangs de tubes, l'erreur introduite par l'hypothèse du contre-courant n'est plus négligeable. Le modèle serait adaptable pour tous autres types de configurations en introduisant l'expression de l'efficacité en fonction du nombre d'unités de transfert (NUT) correspondant, et en utilisant un facteur correctif par rapport à l'expression du Δh_{lm} à contre-courant. Cette adaptation possible est rendue inutile par le fait que en pratique, les échangeurs à eau glacée utilisée dans la climatisation de bâtiment sont dans leur immense

majorité composé d'au moins 3 rangs. Cette affirmation n'est plus vraie lorsque l'on traite des batteries à eau chaudes.

L'hypothèse de l'utilisation du composant en régime permanent se justifie par le couplage avec un modèle dynamique de bâtiment sur des pas de temps d'une heure. En effet, la constante de temps de la batterie froide, de l'ordre de quelques minutes, est négligeable devant celle du bâtiment, de l'ordre de l'heure et son fonctionnement sur des pas de temps d'une heure peut être considéré comme une succession de régimes quasi-permanents établis.

B.1.3 Caractéristiques de la modélisation présentée

L'outil développé est destiné à modéliser le fonctionnement d'une batterie froide avec régulation sur le débit ou la température d'eau glacée fonctionnant dans une installation de conditionnement d'air à vitesse d'air variable. La modélisation est dite simplifiée, c'est-à-dire que le modèle identifie les caractéristiques de la batterie à partir d'un nombre minimum de points de fonctionnement (1 point nominal), ce point pouvant être le point de dimensionnement. Le modèle prend en compte la variation des coefficients d'échange côté air et côté eau en fonction respectivement de la vitesse de l'air et de la vitesse de l'eau.

En pratique, outre le fait de la rapidité et de la maniabilité du modèle, il est plus robuste d'utiliser un modèle à un point que de réaliser des interpolations trop lointaines entre données de performances, voire des extrapolations toujours déconseillées. Ceci est notamment dû au fonctionnement fortement non linéaire de la batterie froide.

La programmation du modèle est réalisée de façon à supprimer toute itération afin de rendre le modèle utilisable, pour des pas de temps d'une heure sur une année, par des logiciels de calcul de consommations d'énergie de systèmes de climatisation couplés avec des modèles de bâtiment.

La modélisation de la batterie froide s'inspire du modèle simplifié CCSIM de l'HVAC2 Toolkit de l'ASHRAE [HVAC2 TOOLKIT, 1993] en apportant les modifications suivantes :

- CCSIM est applicable pour de faibles variations de vitesse d'air autour du point de fonctionnement alors que le modèle décrit peut être utilisé sur une large gamme de vitesse d'air sans complexifier les données d'entrées,

- de la même façon, en cas de régulation par débit d'eau, CCSIM applicable pour de faibles variations du débit d'eau autour du point de fonctionnement, alors que CCSIMOL prend en compte l'influence de la variation sur le coefficient d'échange côté eau,
- CCSIM utilise des itérations qui rendent son utilisation difficile et coûteuse en temps de calcul au sein de méthodes couplant calcul des systèmes et modèle de bâtiment pour des périodes conséquentes (une année) avec des pas de temps relativement courts (1 heure). Le modèle a été spécifiquement réalisé pour être très économe en temps de calcul, sans pour autant perdre en précision.

Ainsi, le modèle CCSIMOL est un modèle de représentation physique des performances (modèle de connaissance), incluant des hypothèses de simplification des phénomènes dont l'impact sur la précision des calculs a été étudié.

B.2 RESTRICTIONS DU MODELE

- ne sont pris en compte que les batteries à ailettes d'au moins 4 rangs, assimilables à des batteries à courants croisés, pour une batterie de trois rangs, le modèle introduit une erreur de quelques pour-cent difficile à dissocier de la précision intrinsèque du modèle. Pour des batteries d'un nombre de rangs inférieur, l'erreur introduite est beaucoup plus importante (de l'ordre de la dizaine de pour-cent) et le modèle n'est plus applicable sans l'introduction d'un facteur correctif pour l'expression de la différence moyenne logarithmique enthalpique.
- ne sont pas prises en compte les ailettes particulières de type persiennées ou gaufrées, voire les deux simultanément, il est possible d'utiliser le modèle pour de telles batteries en faisant l'hypothèse que les caractéristiques des coefficients d'échange côté air sont multipliés par un coefficient constant indépendant de la vitesse. D'ailleurs le modèle a été testé avec succès sur une batterie tubes-ailettes gaufrées. Le modèle est rigoureusement adaptable à ce type de batteries en introduisant les corrélations correspondantes.
- ne sont pas pris en compte les tubes dits à hautes performances (rainurés), il est possible d'utiliser le modèle pour de telles batteries en faisant l'hypothèse que les caractéristiques des coefficients d'échange côté eau sont multipliés par un coefficient constant indépendant de la vitesse. Le modèle est rigoureusement adaptable à ce type de batteries en introduisant les corrélations correspondantes.

B.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Le flux d'air à travers une section de la batterie, perpendiculairement à la direction de l'écoulement, est supposé uniforme en vitesse, température et humidité spécifique. Les simplifications par rapport à un modèle de batterie froide plus détaillé viennent de la détermination des coefficients de transfert de chaleur pour la batterie, ainsi que de la modélisation d'un échange avec la surface côté air partiellement mouillée.

B.3.1 méthode de représentation locale des échanges de chaleur et de matière

La méthode de [THRELKELD, 1970] de représentation des échanges air humide, eau glacée est utilisée. Le principe de cette méthode revient à agréger les deux forces thermodynamiques de l'échange (gradient de température pour l'échange de chaleur et gradient de concentration d'humidité pour l'échange de matière) en un gradient enthalpique. Une enthalpie fictive représentant l'eau glacée est donc utilisée. Les hypothèses nécessaires à l'utilisation de cette méthode sont:

- d'une part, une valeur de la fonction de LEWIS proche de l'unité, ce qui est expérimentalement vérifié pour l'air humide pour des températures inférieures à 50°C
- d'autre part une linéarisation de la courbe de saturation en fonction de la température dans la plage de température considérée, soit la température d'entrée d'eau et la température de rosée d'entrée. On vérifie graphiquement que dans les intervalles usuels de travail, la linéarisation de la courbe de saturation entraîne une erreur sur le calcul de l'enthalpie fictive de l'eau de l'ordre du pour-cent. Notons qu'il est possible de minimiser l'impact de cette hypothèse en introduisant une linéarisation par morceaux de la courbe de saturation.

B.3.2 méthode de représentation globale des échanges de chaleur et de matière

Les méthodes NUT-ε et différence moyenne logarithmique sont appliquées à la formulation agrégée de l'échange de chaleur et de matière. L'hypothèse principale est de considérer le coefficient local d'échange de la batterie constant tout au long de l'échangeur.

B.3.3 détermination des coefficients de transfert

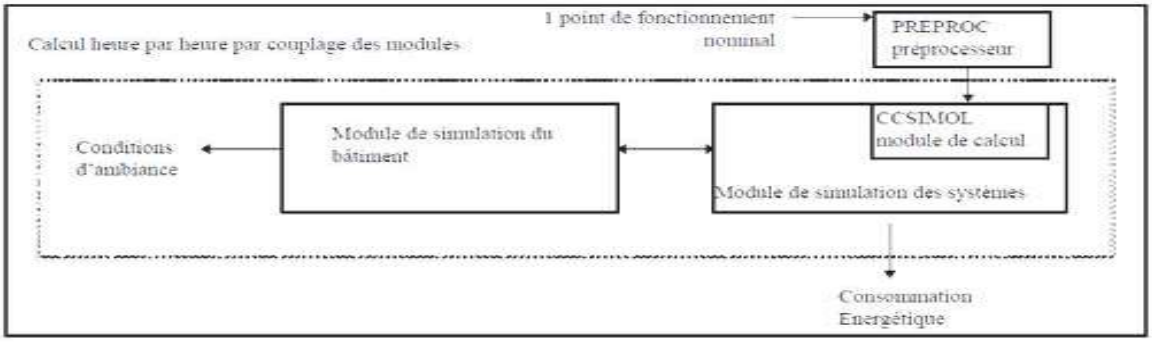
Les coefficients de transfert de chaleur sont déterminés par les performances de la batterie pour un point de fonctionnement nominal donné par le constructeur ou mesuré. La différenciation des coefficients intérieurs et extérieurs est faite en supposant le fonctionnement d'une batterie équivalente côté air à débit d'eau infini. Les coefficients d'échange à chaque pas de temps sont alors recalculés en tant que fonctions de la vitesse frontale d'air pour le coefficient extérieur et de la vitesse dans les tubes pour le coefficient intérieur. La répartition des configurations technologiques de batteries existantes dans le conditionnement d'air dans le bâtiment, établie à partir de 5 batteries différentes, permet de montrer que la corrélation simplifiée utilisée entraîne une erreur du 1/10 de pour-cent sur les variables de sortie du modèle par rapport à une corrélation détaillée intégrant toutes les caractéristiques géométriques de la batterie.

B.3.4 modélisation du régime de fonctionnement partiellement humide

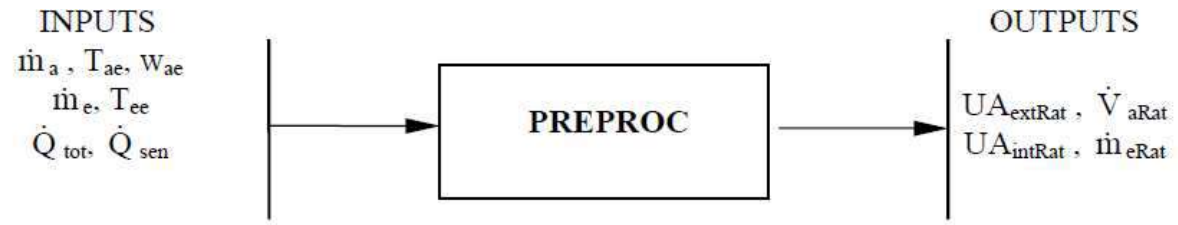
Afin de proscrire toute itération, la représentation de la batterie partiellement humide n'est pas détaillée. Si la batterie fonctionne dans ce régime, elle est considérée comme étant complètement sèche ou humide suivant le fonctionnement donnant la puissance échangée la plus grande. BRAUN a montré que l'utilisation de cette méthode de calcul introduit moins de 5% d'erreur sur la détermination de la puissance enthalpique [BRAUN, 1989] par rapport à un calcul détaillé. Cette hypothèse introduit l'erreur la plus significative dans le modèle, qui se situe donc en régime de fonctionnement partiellement humide. Son impact est discuté par la suite. Il serait possible d'éviter cette hypothèse en introduisant dans le cas d'un régime partiellement humide, deux batteries en série, une fonctionnant en sec et l'autre en complètement humide. Une méthode itérative permettrait alors de déterminer en pourcentage de surface la frontière entre la zone sèche et la zone humide. Cette méthode n'est pas proposée dans le modèle.

B.4 VARIABLES ET MODULES

Le modèle de la batterie froide est scindé en deux modules distincts qui s'insèrent de la façon suivante dans la méthode générale de détermination des consommations des bâtiments climatisés :

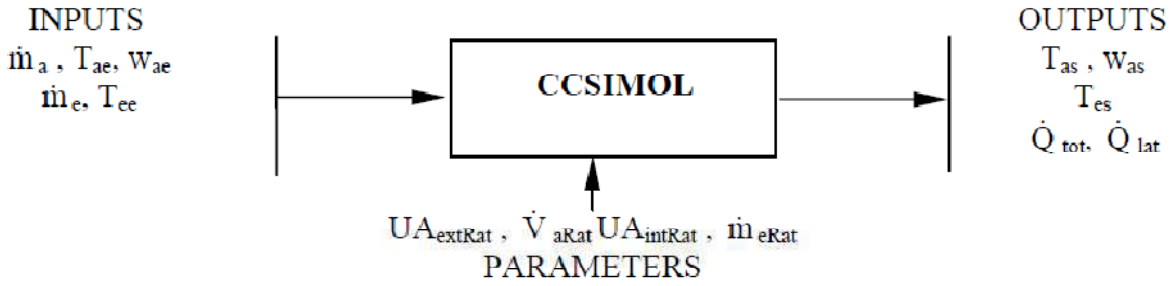


- **paramétrage**



- **modélisation**

Le second module CCSIMOL détermine les conditions de sorties des fluides ainsi que les puissances fournies à chaque pas de temps à partir des paramètres caractéristiques établis par PREPROC.



Le module calcule la température de l'eau et de l'air et l'humidité à la sortie de la batterie, ainsi que la capacité de refroidissement et de déshumidification. Le modèle permet ainsi de déterminer la surconsommation due à la condensation pour un système régulé en température seulement.

B.5 NOMENCLATURE

Les variables sont classées suivant les critères explicités ci-après. Les entrées et sorties correspondent aux variables changeant à chaque pas de temps de simulation. Les paramètres correspondent aux variables définies constantes pour une simulation donnée.

Les constantes correspondent aux grandeurs constantes même sur des simulations différentes. Les choix entre les paramètres et les constantes peuvent suivant les décisions prises en terme de liberté laissée à l'utilisateur être amené à être modifié. Par exemple si le développeur estime que la pression atmosphérique peut être paramétrée.

TabIV-3 :Variables d'entrée, de sortie& internes

PREPROC

Entrées:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
$\dot{m}_{eRat}$	débit d'eau au point nominal de fonctionnement	kg/s	0	+ ∝	
$\dot{m}_{aRat}$	débit d'air spécifique au point nominal de fonctionnement	kgas/s	0	+ ∝	
T_{ee}	température d'eau à l'entrée au point nominal de fonctionnement	°C	-20	100	
T_{ae}	température d'air à l'entrée au point nominal de fonctionnement	°C	-15	50	
w_{ac}	humidité spécifique de l'air à l'entrée	kg/kg	0	0.05	
$\dot{Q}_{tot}$	puissance échangée totale au point nominal de fonctionnement	W	0	+ ∝	
$\dot{Q}_{sen}$	puissance de refroidissement au point nominal de fonctionnement	W	0	+ ∝	

Sorties:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
$\dot{m}_{eRat}$	débit d'eau au point nominal de fonctionnement	kg/s	0	+ ∝	
$\dot{V}_{a\ Rat}$	débit volumique spécifique d'air correspondant à la vitesse frontale à l'entrée au point de fonctionnement nominal	m^3/s	0	+ ∝	
UA_{extRat}	coefficient de transfert de chaleur côté air au point nominal	W/K	0	+ ∝	
UA_{int}	coefficient de transfert de chaleur côté eau au point nominal	W/K	0	+ ∝	

Paramètres:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
C_{pe}	chaleur massique de l'eau glacée, la valeur par défaut proposée suppose de l'eau glycolée en considérant un mélange à 20% d'éthylène glycol	J/kg°C	0	+ ∝	3800

Constantes:

les valeurs proposées sont celle du guide n°10 de l'AICVF

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg)	kJ/kg			2501
C_{pa}	chaleur massique de l'air sec	J/kg°C			1006
C_{pv}	chaleur massique de la vapeur d'eau	J/kg°C			1830
δ	rapport des constantes des gaz parfaits	-			0,622
R_v	constante des gaz parfaits	J/kgK			461,24
P_{atm}	pression atmosphérique	Pa			101325

CCSIMOL

Entrées:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
$\dot{m}_e$	débit d'eau	kg/s	0	+ ∝	
$\dot{m}_a$	débit d'air spécifique	kg/s	0	+ ∝	
T_{ae}	température d'eau à l'entrée	°C	-20	100	
T_{ae}	température d'air à l'entrée	°C	-15	50	
w_{ae}	humidité spécifique de l'air à l'entrée	kg/kg	0	0.05	

Sorties:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
T_{es}	température d'eau à la sortie	°C	-20	100	
T_{as}	température d'air à la sortie	°C	-15	50	
w_{as}	humidité spécifique de l'air à la sortie	kg/kg	0	0.05	
$\dot{Q}_{tot}$	puissance échangée totale	W	0	+ ∝	
$\dot{Q}_{lat}$	puissance de déshumidification	W	0	+ ∝	

Paramètres:

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
$\dot{m}_{eRat}$	débit d'eau au point nominal de fonctionnement	kg/s	0	+ ∝	
$\dot{V}_{a\ Rat}$	débit volumique spécifique d'air correspondant à la vitesse frontale à l'entrée, au point de fonctionnement nominal	m^3/s	0	+ ∝	
UA_{extRat}	coefficient de transfert de chaleur côté air au point nominal	W/K	0	+ ∝	
UA_{intRat}	coefficient de transfert de chaleur côté eau au point nominal	W/K	0	+ ∝	
C_{pe}	chaleur massique de l'eau glacée, la valeur par défaut proposée suppose de l'eau glycolée en considérant un mélange à 20% d'éthylène glycol	J/kg°C	0	+ ∝	3800

Constantes:

les valeurs proposées sont celle du guide n°10 de l'AICVF

Nom	Description	Unité	min	max	défaut
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg)	kJ/kg			2501
C_{pa}	chaleur massique de l'air sec	J/kg°C			1006
C_{pv}	chaleur massique de la vapeur d'eau	J/kg°C			1830
δ	rapport des constantes des gaz parfaits	-			0,622
R_v	constante des gaz parfaits	J/kgK			461,24
P_{atm}	pression atmosphérique	Pa			101325

B.6 DESCRIPTION MATHEMATIQUE

Dans un premier temps sont présentés les fondamentaux des transferts de chaleur et de masse communs aux deux modules. Puis les relations utilisées dans chaque module sont alternativement présentées.

B.6.1. fondamentaux des transferts de chaleur et de masse dans la batterie froide

La modélisation se limitera à l'aspect thermique de l'étude, c'est-à-dire à l'évaluation des performances thermiques, et en nous limitant de plus au régime permanent de fonctionnement. L'hypothèse du régime permanent pour les équipements est correcte pour le calcul des consommations, compte tenu de la faible constante de temps des équipements

comparée à celle des bâtiments avec lesquels les équipements sont couplés. Le pas de temps typique de fonctionnement est 1 heure.

B.6.1.1 représentation de THRELKELD: agrégation du transfert de chaleur et de masse

Les fondements de la méthode de représentation ont été établis d'après le travail de [THRELKELD,1970]. Cette méthode permet d'agréger les phénomènes de transfert de chaleur et de masse en un échange enthalpique entre l'air et l'eau représentée par une enthalpie fictive.

- **relation entre coefficient de transfert de chaleur et de masse pour l'air humide**

Les coefficients d'échange dépendent des propriétés thermophysiques des fluides ainsi que des écoulements.

Les coefficients d'échange peuvent être obtenus à partir de considérations de similitudes. L'expérience montre que les corrélations de transfert de chaleur et de masse pour l'air humide sont de la forme suivante dans un domaine d'application où les pressions partielles de vapeur restent négligeables devant la pression totale [T<50°C]:

$$Nu = C.\,Re^{m}.\,Pr^{n}$$
$$Sh = C.\,Re^{m}.\,Sc^{n}$$

avec Nu = $h_{ext}d/\lambda$ and Sh = $h_{masse}d/\rho$ D diffusivité thermique de l'air humide m²/s

Pr = $\mu.c_p/\lambda$ et *Sc* = $\mu/\rho.D$

Dans le domaine d'application considéré les expériences de BERMAN (1961) pour différentes configurations d'écoulement montrent que pour l'air humide le rapport Sh/Nu reste sensiblement constant à une valeur proche de 1 [SACADURA, 1993]. De plus pour l'air humide Pr = Sc. Ceci conduit à une valeur du nombre de LEWIS défini comme suivant égale à 1.

$$Le = \frac{h_{ext}}{h_{masse}}\frac{1}{c_{pa}}$$

Ainsi pour l'air humide, dans le domaine de température qui nous concerne, transfert de chaleur et transfert de masse sont reliés par Le = 1.

- **modèle physique local d'échange de chaleur et de masse**

La représentation suivante illustre le fonctionnement d'une batterie air-eau en régime humide, c'est-à-dire que la température de paroi côté air est inférieure à la température de rosée de l'air. Il y a donc formation d'un débit de condensation le long de la paroi.
L'hypothèse est faite de l'homogénéité de l'eau et de l'air en dehors de la couche limite.

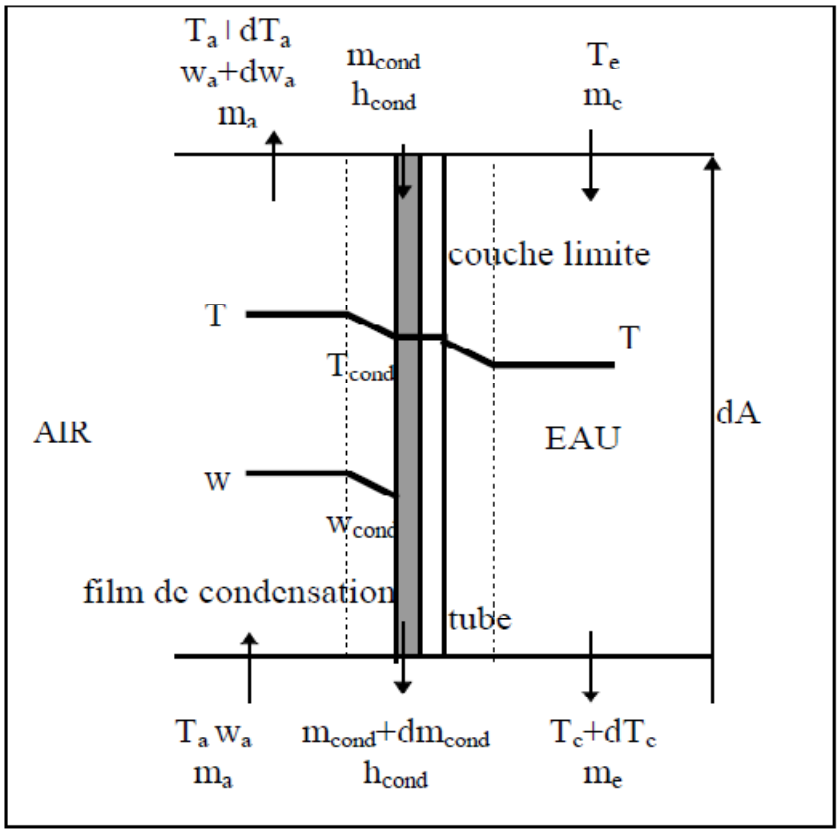


Figure4.1 : batterie froide à eau glacée, un système ouvert par convection

*** application à l'échange air / film de condensation**

On suppose que l'air immédiatement contre la surface du film de condensation est saturé à la température de surface du film de condensation. La vapeur d'eau et l'eau de condensation étant à l'équilibre, la température du film de condensation est la température de l'air saturé T_{sat}. L'échange entre l'air et le film de condensation s'exprime de la façon suivante:

$$d\dot{Q} = h_{ext}\, dA \left(T_a - T_{sat}\right) + h_{masse} dA \left(w_a - w_{sat}\right) h_{fg}$$

Dans le domaine de température [15-30°C] sur lequel on travaille, le terme [c_p T] ne représente que environ 1 % de l'enthalpie totale et peut donc être négligé. L'enthalpie de l'air humide peut alors s'écrire de la façon suivante :

$$h = c_{pa}\,T + w\,(h_{fg} + c_{pv}\,T) = c_{pa}\,T + w\,h_{fg}$$

En introduisant l'expression du nombre de LEWIS, on obtient

$$d\dot{Q} = \frac{h_{ext}\,dA}{c_{pa}}\left[\left(h_a - h_{condSat}\right) + \left(w_a - w_{sat}\right)h_{fg}\left(\frac{1}{Le} - 1\right)\right]$$

Si l'on considère un nombre de LEWIS de 1 dans le domaine considéré, l'expression devient:

$$d\dot{Q} = \frac{h_{ext}\,dA}{c_{pa}}\left(h_a - h_{condSat}\right)$$

On constate que l'on a remplacé pour l'échange air / film de condensation, les deux potentiels d'échange gradient de température et gradient d'humidité par un seul potentiel enthalpique.

*** adaptation à l'échange film de condensation / eau**

Le principe de représentation est de se ramener à une expression homogène avec celle de l'échange entre l'air et le film de condensation.

On fait alors l'hypothèse que dans une petite échelle de température, on peut représenter l'enthalpie de l'air saturé comme une fonction linéaire de la température:

$$h_{sat} = a + c_{psat}\,T_{sat}$$

Cette hypothèses est réaliste compte tenu du domaine de variation de la température de l'air humide dans le cas d'une batterie froide. Nous pouvons étudier la variation de C_{psat} sur le domaine considéré.

Si on néglige la conduction dans le tube et le film de condensation du fait de la grande conductivité des matériaux employés et de l'eau devant les phénomènes convectifs,

l'échange de chaleur entre le film de condensation et le courant d'eau s'exprime de la façon suivante :

$$d\dot{Q} = U_{int}\, dA\, (T_{sat} - T_{eau})$$

Utilisant l'hypothèse que c_{psat} ne varie pas sur le faible intervalle de température pris en considération, on représente alors l'eau par une enthalpie fictive correspondant à l'enthalpie qu'aurait l'air saturé à la température de l'eau:

$$d\dot{Q} = \frac{U_{int}\, dA}{c_{psat}} (h_{condSat} - h_{esat})$$

*** échange local air/eau**

Considérant l'expression du flux de chaleur dans les différents échanges, on conçoit alors un échange direct entre l'air et la température en introduisant l'expression de deux résistances en série, l'une comprenant l'échange convectif entre l'air et le film de condensation (U_{ext}), l'autre comprenant l'échange conductif (négligé) et l'échange convectif entre le tube et l'eau (U_{int}).

La conductance globale s'écrit donc, en associant conductance de transfert et surface d'échange :

$$\frac{1}{U_h\, dA} = \frac{c_{pa}}{U_{ext}\, dA_{ext}} + \frac{c_{psat}}{U_{int}\, dA_{int}}$$

L'échange de chaleur et de masse au sein de la batterie froide est alors décrit par l'expression suivante de la puissance

$$d\dot{Q} = U_h\, dA\, (h_a - h_{esat})$$

L'ensemble de cette démarche revient donc à substituer aux deux forces thermodynamiques générant le flux de chaleur, une seule force dérivée de l'enthalpie de l'air humide. Il devient alors possible d'appliquer les techniques de calcul développées pour les échangeurs de chaleur à l'aide de cette expression unifiée du transfert de chaleur et de masse.

B.6.1.2 échange global de chaleur et de masse dans la batterie froide à contre-courant

Deux méthodes permettent usuellement de représenter globalement le fonctionnement d'un échangeur :

- la méthode de la différence moyenne logarithmique enthalpique, appelée Δh_{lm} ,
- la méthode du « nombre d'unités de transfert », dite NUT-ε, issue des techniques de modélisation des transferts de masse en génie chimique.

Les principales hypothèses de ces deux méthodes sont les suivantes:

- on suppose l'échangeur sans perte, c'est-à-dire que toute la puissance cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid,
- les chaleurs spécifiques des fluides ne varient pas sensiblement entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (c'est-à-dire ne varient que peu avec la température),
- le coefficient de transfert global enthalpique U_h (ou UA_h si on l'associe comme usuellement à la surface d'échange) ne varie pas entre l'entrée et la sortie de l'échangeur,
- la circulation des fluides se réalise de façon parallèle,
- on suppose que l'enthalpie de l'air à saturation est une fonction linéaire de la température sur l'intervalle pris en compte.

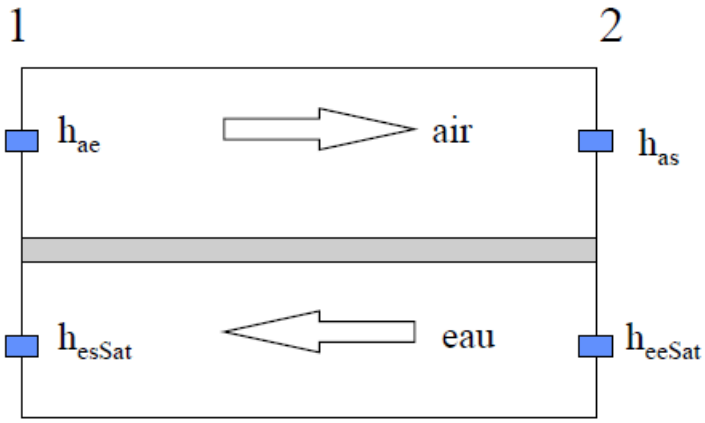
La méthode Δh_{lm} est directement inspirée de la méthode fondée sur la différence de température. La démonstration de la méthode ΔT_{lm} est notamment proposée par [SACADURA, 1993]. Cette méthode est utilisée pour les échangeurs thermiques mettant en oeuvre des transferts de chaleur sans transfert de masse et sans changement d'état. Afin de décrire le fonctionnement de la batterie froide avec condensation, il est nécessaire de prendre en compte les enthalpies des corps afin de rendre compte des transferts de masse en sus des transferts de chaleur. [ELMADHY, 1977] a comparé les résultats donnés par un tel modèle avec des résultats expérimentaux pour deux différents types de batteries et a trouvé une erreur maximale de 4%. Cette méthode de caractérisation des batteries froides avec déshumidification est préconisée par la norme industrielle américaine [ARI, 1987].

Pour un échangeur à contre-courant, la différence moyenne logarithmique s'exprime de la façon suivante:

$$\Delta h_{lm} = \frac{(h_{ae} - h_{esSat}) - (h_{as} - h_{eeSat})}{\ln \frac{h_{ae} - h_{esSat}}{h_{as} - h_{eeSat}}}$$

La puissance totale échangée

$$Q = U_h A.\Delta h_{lm}$$



La méthode Δh_{lm} suppose les températures des fluides connues aux deux extrémités de l'échangeur pour permettre l'évaluation de l'enthalpie moyenne appropriée. Cette méthode oblige donc à une procédure itérative dans le cas où l'on connaît le coefficient d'échange et où l'on cherche à déterminer les conditions de sortie. Afin d'éviter ces calculs fastidieux, la méthode NUT-ε, attribuée à NUSSELT, a été développée pour n'utiliser que les températures d'entrée des fluides. Les hypothèses des deux méthodes sont strictement semblables. Cela implique que les niveaux de précision des deux méthodes sont semblables. Ainsi, il sera possible de choisir indifféremment l'une ou l'autre des méthodes. La méthode NUT-ε introduit la notion d'efficacité de l'échangeur. Cette efficacité se définit comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théorique avec les mêmes conditions d'entrée. Ainsi dans le cas de la batterie froide, l'efficacité se définit à partir de l'air comme :

$$\varepsilon = \frac{C_a (h_{ae} - h_{as})}{C_{min} (h_{ae} - h_{eeSat})}$$

Si on se place dans le cas où le débit capacitif de l'air est le débit minimum, on obtient alors la définition de l'efficacité suivante :

$$\varepsilon = \frac{h_{ae} - h_{as}}{h_{ae} - h_{eeSat}}$$

Notons qu'une efficacité de 1 est réalisable en théorie pour un échangeur à contre-courant infiniment long et sans perte.

En considérant le cas où le fluide à débit capacitif minimal est l'air, on obtient en posant les expressions de NUT et C la relation définissant l'efficacité pour un échangeur contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-C).NUT]}{1 - C.\exp[-(1-C).NUT]}$$

avec $NUT = \frac{UA_h}{C_{min}}$, $C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$, $C_a = \dot{m}_a$ et $C_e = \dot{m}_e \frac{c_{pe}}{c_{psat}}$

:

- **comparaison des deux méthodes**

*** niveau de précision**

Les deux méthodes sont fondées sur le même jeu d'hypothèses. Ainsi, elles sont du même niveau de précision et sont de ce point de vue équivalentes.

*** entrées-sorties**

	Δh_{lm}	NUT-ε
entrées	conditions des fluides à l'entrée conditions des fluides à la sortie débits des fluides	conditions des fluides à l'entrée coefficient d'échange global
sorties	coefficient d'échange global	condition des fluides à la sortie

La méthode Δh_{lm} est donc adaptée pour déterminer les caractéristiques de la batterie. De la même façon, la méthode NUT-ε est appropriée pour déterminer les performances de l'échangeur dans les conditions réelles de fonctionnement.

B.6.2. paramétrage : module PREPROC

Les performances de l'échangeur de chaleur sont dictées par les coefficients d'échange de chaleur. Le module de paramétrage identifie donc les différents coefficients entrant en jeu

afin de caractériser la batterie froide. Le paramétrage est réalisé en considérant un fonctionnement en régime humide. Le fluide primaire est donc représenté par une enthalpie fictive correspondant à celle qu'aurait l'air saturé à la température de l'eau.

B.6.2.1 détermination du coefficient global enthalpique : différence moyenne logarithmique enthalpique

La puissance totale échangée est alors exprimée par :

$$\dot{Q} = UA_h \, \Delta h_{lm}$$

En considérant la valeur de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant :

$$\Delta h_{lm} = \frac{(h_{ae} - h_{esSat}) - (h_{as} - h_{eeSat})}{\ln \frac{h_{ae} - h_{esSat}}{h_{as} - h_{eeSat}}}$$

La puissance totale se retrouve à partir des états du fluide primaire et du fluide secondaire en considérant :

$$\dot{Q} = C_{air} \, (h_{as}\text{-}h_{ae}) = C_{eau} \, (h_{esSat}\text{-}h_{eeSat})$$

$$C_{air} = \dot{m}_a$$

$$C_{eau} = \dot{m}_e \frac{c_{pe}}{c_{psat}}$$

La capacité calorifique à saturation se détermine en faisant l'hypothèse que l'enthalpie de l'air à saturation est une fonction linéaire de la température sur l'intervalle représenté par la température d'entrée d'eau et la température de rosée à l'entrée de la batterie T_r. La capacité est alors déterminée par :

$$\Delta h_{sat} = c_{psat} \Delta t_{sat}$$

$$h_{sat}(T_r) - h_{eeSat} = c_{psat} . (T_r - T_{ee})$$

Le coefficient global enthalpique s'écrit alors:

$$\frac{1}{UA_h} = \frac{c_{psat}}{UA_{int}} + \frac{c_{pa}}{UA_{ext}}$$

B.6.2.2 détermination du coefficient d'échange côté air : batterie fictive de capacité infinie

Afin de déterminer le coefficient d'échange côté air, on considère la batterie froide fictive ayant un débit infini côté eau et permettant de donner les mêmes conditions de fonctionnement côté air. Le coefficient d'échange extérieur pour la batterie froide ne dépend que des conditions de fonctionnement côté air et de la géométrie de la batterie.

Du fait de la résistance interne rendue nulle par le débit d'eau infini, la batterie ainsi considérée présente une température homogène et constante entre l'eau et le film de condensation. La température considérée est appelée température moyenne de surface.

La température moyenne de surface est déterminée dans ces conditions en réalisant l'intersection de la courbe de saturation avec la droite formée par les conditions d'entrée et de sortie de l'air (cf fig détermination de la température moyenne de surface).

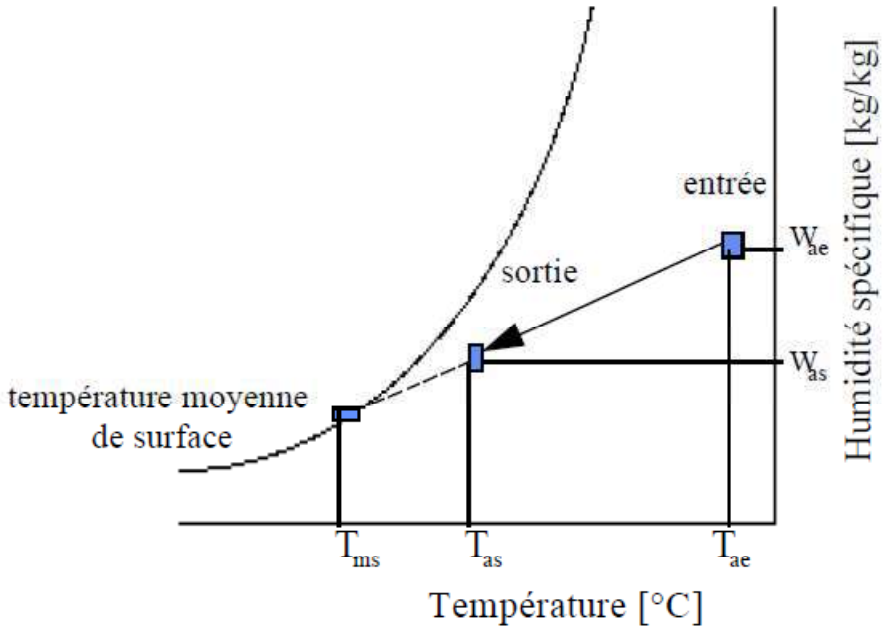


Fig4.2 : détermination de la température moyenne de surface

Afin d'éviter toute itération, la courbe de saturation est approximée par une quadratique sur l'intervalle de température [4 °C ; 15 °C] correspondant à l'intervalle de variation de la température moyenne de surface. L'expression de la courbe dans cet intervalle est alors :

$$P_{sat} = 2{,}4101\ T^2 + 35{,}537\ T + 638{,}3347$$

L'erreur introduite par cette expression dans l'intervalle considéré par rapport à la pression de saturation calculée à l'aide de l'expression de l' [AICVF, 1998] présentée ci-dessous est inférieure à 0,2%.

$$\log P_{sat} = \frac{7{,}625T}{241{,}0 + T} + 2{,}7877 \text{ avec T en °C}$$

L'efficacité de la batterie fictive de capacité infinie se définit alors comme le rapport entre la puissance totale échangée et la puissance maximale échangeable dans un cas idéal :

$$\varepsilon_{inf} = \frac{C_{air}(h_{as} - h_{ae})}{C_{min}(h_{ms} - h_{ae})}$$

h_{ms} correspondant à l'enthalpie de l'air saturé à la température moyenne de surface.

En appliquant cette définition à une batterie de capacité infinie, l'enthalpie fictive correspondant à la température de l'eau à l'entrée est égale à l'enthalpie de saturation calculée à la température moyenne de surface. Il est alors possible de relier efficacité et coefficient d'échange global enthalpique par la relation NUT-ε pour une batterie de capacité infinie côté eau :

$$\varepsilon_{inf} = 1\text{-}e^{-NUT}$$

$$\text{avec NUT} = \frac{UA_h}{C_{min}}$$

$$\text{et } \frac{1}{UA_h} = \frac{c_{psat}}{UA_{int}} + \frac{c_{pa}}{UA_{ext}}$$

L'unité du coefficient d'échange global enthalpique est donc le kg/s.

De ces trois expressions, en considérant une résistance intérieure négligeable du fait du débit capacitif infini côté eau, la valeur de UA_{ext} est extraite de celle de UA_h :

$$UA_h = -C_{min} \ln(1-\varepsilon_{inf})$$
$$UA_{ext} = -\dot{m}_a c_{pa} \ln(1 - \varepsilon_{inf})$$

Il est important de comprendre que le coefficient d'échange côté air ainsi calculé pour la batterie fictive est identifiable à celui de la batterie réelle car la batterie fictive a été choisie telle que les conditions de fonctionnement côté air ne soient pas modifiées, le coefficient

d'échange dépendant uniquement de ses conditions. De plus, les conditions fictives de fonctionnement côté eau ne résultent pas d'un choix arbitraire mais d'un cas limite physique.

On détermine alors pour la batterie réelle le coefficient d'échange côté eau à partir de la connaissance du coefficient enthalpique global.

$$\frac{1}{UA_h} = \frac{c_{psat}}{UA_{int}} + \frac{c_{pa}}{UA_{ext}}$$

Les tests de cohérence pris en compte par PREPROC sont les cas où le point de sortie de la batterie proposé serait dans le brouillard, au-delà de la courbe de saturation, et le cas où il n'y aurait pas d'intersection possible entre la droite d'entrées sorties sur l'air et la courbe de saturation.

B.6.3 modélisation de la batterie : module CCSIMOL

B.6.3.1. détermination du coefficient d'échange intérieur en régime non nominal

Afin de rendre compte correctement des systèmes proposant une régulation par débit de la batterie froide, il est nécessaire de déterminer l'impact de la variation de débit d'eau sur le coefficient d'échange intérieur déterminé au point de fonctionnement nominal.

La conductance UA_{int} se détermine par la formule suivante :

$$UA_{int} = \frac{A}{R_t + R_{int}}$$

Dans le cas de la batterie froide en considérant des tubes en cuivre, la résistance par conduction R_t sera négligée devant les phénomènes convectifs. La résistance convective s'exprime en fonction du coefficient d'échange convectif :

$$R_{int} = \frac{A}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{int}}$$

Ainsi le coefficient d'échange interne s'exprime en fonction du coefficient d'échange convectif : $UA_{int} = A_{int} h_{int}$

Il ne faut pas se laisser abuser par l'écriture choisie. Le terme UA_{int} est la contraction de (U_{int} A) avec A la surface extérieure, à laquelle on ramène tous les échanges, et non pas la surface d'échange intérieure. Les surfaces d'échange intérieure et extérieure étant des caractéristiques constantes pour chaque batterie, le coefficient d'échange varie suivant le coefficient d'échange convectif. Cette affirmation revient à considérer qu'il n'y a pas de phénomène de détérioration de la surface d'échange extérieure, comme par exemple par saturation de l'espace inter-ailettes par le film de condensation.

La corrélation de Dittus-Boelter [ASHRAE, 1994] permet de déterminer le coefficient d'échange convectif h_i pour un échange monophasique à partir du calcul du nombre de Nüsselt :

$$Nu = \frac{d_i . h_{int}}{\lambda_e}$$

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

$$\text{avec} \quad \mathrm{Re} = \frac{G d_i}{\mu_e} \qquad \mathrm{Pr} = \frac{\mu_e c_p}{\lambda_e} \qquad \text{et considérant G = flux massique } [\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{sm}^2}]$$

Cette corrélation est valable pour des écoulements caractérisés par un REYNOLDS compris entre 10^3 et $1{,}2*10^5$. Le domaine de variation des régimes d'eau dans le conditionnement d'air est partie intégrante du domaine de validité de la corrélation.

Le coefficient d'échange interne s'exprime donc de la façon suivante :

$$\mathrm{UA_{int}} = 0{,}023\ \mathrm{A_{int}}\ \frac{\lambda_e}{\mathrm{d_i}}\left(\frac{\dot{m}_e}{\pi \mathrm{d_i} \mu_e}\right)^{0,8}\left(\frac{\mu_e \mathrm{c_{p_e}}}{\lambda_e}\right)^{0,4}$$

Sur l'intervalle réduit de température de fonctionnement pour le régime d'eau (typiquement [5-12 °C]), les propriétés de l'eau (μ_e viscosité, λ_e conductivité et ρ_e masse volumique) peuvent être considérées comme constantes. Ainsi pour une même batterie, dont le diamètre intérieur des tubes d_i est constant et la surface d'échange intérieur A_{int} est constante, la variation du coefficient d'échange intérieur s'exprime en fonction du débit massique d'eau :

$$\mathrm{UA_{int}} = \mathrm{a}\ \dot{m}_e^{\,0,8}$$

avec a fonction des propriétés de l'eau et de la géométrie de la batterie.

La détermination de la variable a, caractéristique de la batterie, est réalisée à l'aide du point de fonctionnement nominal calculé par PREPROC :

$$a = \frac{UA_{intRat}}{\dot{m}_{eRat}^{0,8}}$$

La formule de détermination du coefficient d'échange intérieur pour les caractéristiques de fonctionnement du point donné à partir des caractéristiques nominales est donc :

$$UA_{int} = \frac{UA_{intRat}}{\dot{m}_{eRat}^{0,8}} \dot{m}_e^{0,8}$$

B.6.3.2. détermination du coefficient d'échange extérieur en régime non nominal :

Le coefficient d'échange côté air s'exprime en fonction de la résistance convective, ainsi que de la résistance due à la présence des ailettes :

$$UA_{ext} = \frac{A}{R_{ext} + R_{ail}}$$

La résistance thermique convective du côté de l'air se détermine comme suit :

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}}$$

Le calcul de la résistance thermique à la surface des ailettes utilise la relation suivante :

$$R_{ail} = \frac{(1 - \eta_{ext})}{\eta_{ext}} \cdot \frac{1}{h_{ext}}$$

avec l'efficacité de la surface exprimée en fonction de l'efficacité d'ailettes :

$$\eta_{ext} = 1 - \frac{A_S}{A} \cdot (1 - \eta_{ail})$$

Un facteur correctif fondé sur la vitesse de l'air est introduit pour prendre en compte la variation introduite par l'apparition d'un film d'eau dû à la condensation [THRELKELD, 1970].

$$h_{ext,hum} = C_f h_{ext,sec}$$

avec C_f calculé par une corrélation expérimentale valable pour 600<Re<2000 déterminée par MYERS en 1967 :

$$C_f = 0{,}626 v_f^{0{,}101}$$

avec v_f en ft/min la vitesse de l'air dans la section minimale de passage

$$v_f = \frac{G_a}{\rho} \text{ (en m/s)}$$

nb : 1ft/min=5,08.10^{-3} m/s

La corrélation simplifiée est construite sur la corrélation de COLBURN détaillée [HVAC2 Toolkit, 1993]. La technique de simplification utilisée consiste à considérer le parc de batterie froide existant au travers d'un échantillon représentatif de 50 batteries existantes de configurations géométriques toutes différentes regroupant 6 principaux fabricants. De ce fait, la réalité des composants représentés est introduite dans la modélisation physique des phénomènes. Une étude des distributions des valeurs considérées permet de déterminer les valeurs par défaut utilisables [MORISOT, 1999]. Les deux hypothèses permettant la simplification de la corrélation côté air sont:

• l'hypothèse d'une efficacité d'ailettes constante,

• l'hypothèse d'une valeur par défaut de c_2, paramètre intervenant dans la corrélation de Colburn.

La corrélation côté air s'exprime alors comme suivant, considérant l'utilisation du débit volumique d'air à l'entrée qui permet de rendre compte de la vitesse frontale de l'air en s'affranchissant des conditions de température et humidité et de la connaissance de la surface frontale:

$$UA_{ext} = \frac{UA_{extRat}}{\dot{V}_{aRat}^{0,77}} \dot{V}_a^{0,77}$$

L'analyse de propagation d'erreur menée au sein du modèle en utilisant la méthode de Monté-Carlo montre que par construction même du modèle l'incertitude sur la détermination des coefficients d'échange est "écrasée" lorsqu'elle se transmet aux variables de sortie du modèle (puissance, température et humidité). De même, les hypothèses d'efficacité constante d'ailettes et de valeurs par défaut du coefficient c_2 de la corrélation de COLBURN entraîne, en considérant l'ensemble du parc existant de batterie froide, une erreur relative de l'ordre du dixième de pour-cent sur les variables de sortie du modèle. Ces hypothèses qui permettent de s'affranchir de la connaissance de la géométrie de la batterie,

et de déterminer la caractéristique du coefficient d'échange côté air à partir d'un seul point de fonctionnement, sont donc tout à fait justifiées pour le type d'application envisagé.

B.6.3.3. modélisation de l'échangeur de chaleur enthalpique

Le modèle utilisé de représentation des échanges de chaleur et de masse calcule les conditions de sortie pour un simple échangeur de chaleur en utilisant la méthode d'analyse NUT-ε. Le module de calcul **HEATEX** permet cette représentation.

L'efficacité d'échange de chaleur est définie comme le ratio entre l'échange de chaleur effectif et l'échange maximum possible pour les conditions d'entrée et de débit des fluides 1 et 2.

$$\dot{Q} = C_1.(X_{1e} - X_{1s}) = C_2.(X_{2s} - X_{2e})$$
$$\dot{Q}_{max} = C_{min}.(X_{max} - X_{min})$$
$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max}$$

X est une variable d'état reliée directement au transfert de chaleur ou au transfert de chaleur et de masse. X représente la température pour un échange de chaleur sans variation de masse. Dans le cas d'un échange avec variation de masse, X représente l'enthalpie. La valeur des débits thermiques capacitifs C_{air} et C_{eau} dépendent aussi du type d'échange.

- échange de chaleur :

$$C_{air} = \dot{m}_a\, c_{pa} \qquad [W/K]$$
$$C_{eau} = \dot{m}_e\, c_{pe}$$

- échange de chaleur et de masse :

$$C_{air} - \dot{m}_a \qquad [kg/s]$$
$$C_{eau} = \dot{m}_e \frac{c_{pe}}{c_{psat}}$$

L'efficacité peut de plus s'exprimer en fonction de caractéristiques physiques de l'échangeur, des chaleurs spécifiques des fluides pris en compte ainsi que de la configuration de l'échangeur.

Pour une configuration donnée, l'efficacité peut s'exprimer en fonction de deux variables sans dimension définies comme ci-après :

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \qquad C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Le modèle ne considérera que les échangeurs de configuration à contre courant dont l'efficacité est :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT.(1-C)}}{1 - C.e^{-NUT.(1-C)}}$$

B.7. ALGORITHMES

**** PREPROC :***

détermination des caractéristiques de la batterie au point de fonctionnement nominal

- calcul de la débit volumique à l'entrée de l'air en fonction du débit d'air sec
- calcul des propriétés de l'air et du liquide au point nominal
- calcul de l'état de l'air à la sortie de la batterie au point nominal
- calcul du coefficient d'échange UA_h fondé sur l'enthalpie au point nominal pour la batterie en régime humide
- estimation de c_{psat} en considérant le point de rosée de l'air à l'entrée et la température d'entrée d'eau
- évaluation de la différence moyenne logarithmique enthalpique
- détermination du coefficient d'échange global enthalpique à partir de la puissance totale échangée

détermination du coefficient côté air UA_{ext} en considérant une batterie froide fictive équivalente de capacité infinie côté eau

- calcul de T_{ms} température moyenne de surface comme l'intersection de la droite formée par les conditions d'entrée-sortie de l'air et la courbe de saturation

- détermination de l'efficacité de la batterie fictive
- calcul de UA_{ext} à partir de la relation NUT-ε pour une batterie de capacité infinie

calcul du coefficient côté eau UA_{int} à partir du coefficient global fondé sur l'enthalpie et du coefficient côté air

CCSIMOL :

détermination des puissances et des conditions de sortie pour la batterie froide

1. calcul du débit volumique de l'air à l'entrée
2. détermination du coefficient d'échange côté air et côté eau
   - calcul de UA_{ext} en fonction du débit volumique à l'entrée
   - calcul de UA_{int} en fonction du débit massique d'air à l'entrée

SI température de rosée de l'air à l'entrée < température d'entrée d'eau **ALORS** la batterie est sèche de façon certaine

- calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par **HEATEX** pour une batterie sèche

SINON on considère a priori la batterie complètement humide

- calcul du coefficient d'échange enthalpique et des débits capacitifs pour la batterie humide
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie mouillée par **HEATEX**
- calcul de la température et de l'humidité de l'air à la sortie en considérant que la température du condensat est constante
- détermination de la température de surface de la batterie à l'entrée en dissociant les coefficients d'échange intérieur et extérieur

SI température de rosée de l'air à l'entrée < température de surface côté air à l'entrée **ALORS** le régime est sec à l'entrée et la batterie n'est que partiellement mouillée

- calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
- calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par **HEATEX** pour une batterie sèche
- choix entre les résultats donnés par la batterie sèche ou humide selon le meilleur coefficient d'échange de chaleur

FIN SI

FIN SI

B.8. CONCLUSION

La modélisation d'une batterie froide ou d'un échangeur enthalpique est une tache ardue en raison des phénomènes complexes ayant lieu, notamment de transfert de chaleur et de masse simultanément. Dans cet exposé, l'agrégation utilisée et qui consiste à additionner les deux mécanismes suivant une enthalpie fictive permet de s'en sortir à bon compte et de passer aux calculs classiques soit de e-Nut ou de Dtlm. Ce travail préalable est une condition sine-qua-non pour aboutir à des résultats acceptables. Dans le prochain chapitre, les résultats concernant les modèles dits classiques et élaborés seront reportés.

Chapitre 05 : résultats

A- MODELE HEATEX

Le programme correspondant à l'algorithme décrit au chapitre précédent et représentant le modèle simple de calcul des échangeurs a été exécuté en tenant compte de deux fluides de caractéristiques :

A titre d'illustration, les températures d'entrées sont considérées :Te1= 50°C ;Te2=-15°C

Et les capacités sont : Cap1=2400 W/°C ;Cap2=2400W/°C et UA=[0,6000]W/°C

- **<u>Températures de sortie des échangeurs suivant le coefficient global d'échange</u>**

Les températures de sorties ont été obtenues pour différentes configurations et indiquées dans les figures globales ci-dessous (figure5-1-a à 1-f). Elles sont établies pour différentes valeurs du coefficient d'échange global U.

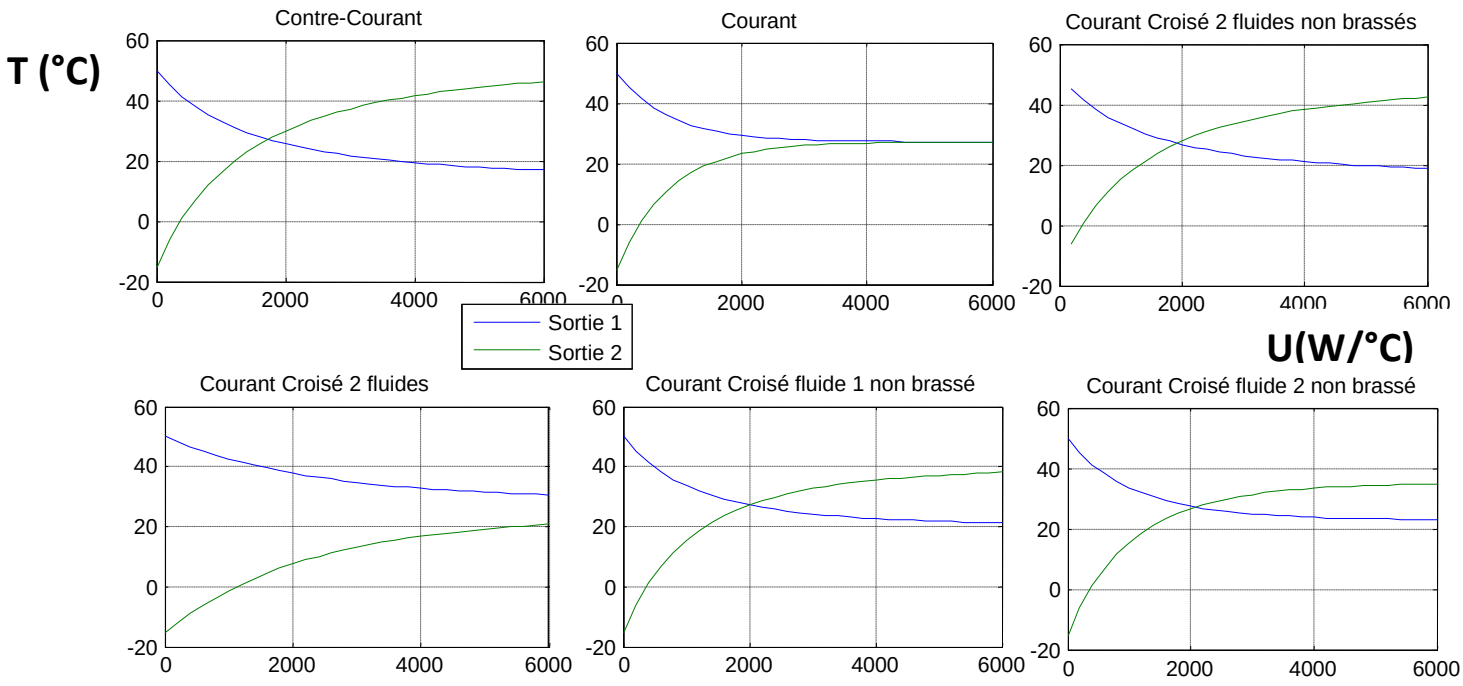


Fig5-1 a-f :Variations des tempèratures en fonction du coéfficient global d'échange pour différentes configurations

- Pour les fluides utilisés, et à l'exception de la configuration « courant croisé, les 02 fluides brassés », à terme, un coefficient global de 2000 W/C mène pratiquement à des températures de sorties des deux fluides identiques.
- On peut donc distinguer deux zones, l'une ou se situe un échange naturel quand le fluide au départ chaud cède de plus en plus de chaleur à mesure que U est élevé. Il s'agit des

configurations avec U < 2000 W/C. Dans l'autre zone U > 2000 W/C et aussi pour les cinq configurations le fluide supposé chaud cède de façon quasi-constante sa chaleur indépendamment de U. C'est donc une zone inutilisable et non économique puisqu'elle mène à des grandes surfaces d'échange sans effet thermique adéquat.

- La configuration « courant croisé, les 02 fluides brassés » pourrait etre dénommée échangeur à thermique lente ! A contrario, l'échangeur à contre-courant s'active convenablement thermiquement
- Le co-courant présente pratiquement les memes performances qu'un contre-courant pour les données considérées mais au-delà de U limite, aucun n'échange thermique n'a lieu.

- **<u>Températures de sortie des échangeurs suivant la température d'entrée chaud</u>**

Pour les cas examinés, nous constatons qu'à une température du fluide chaud égale ou proche de 20°C, les températures de sortie s'égalisent.

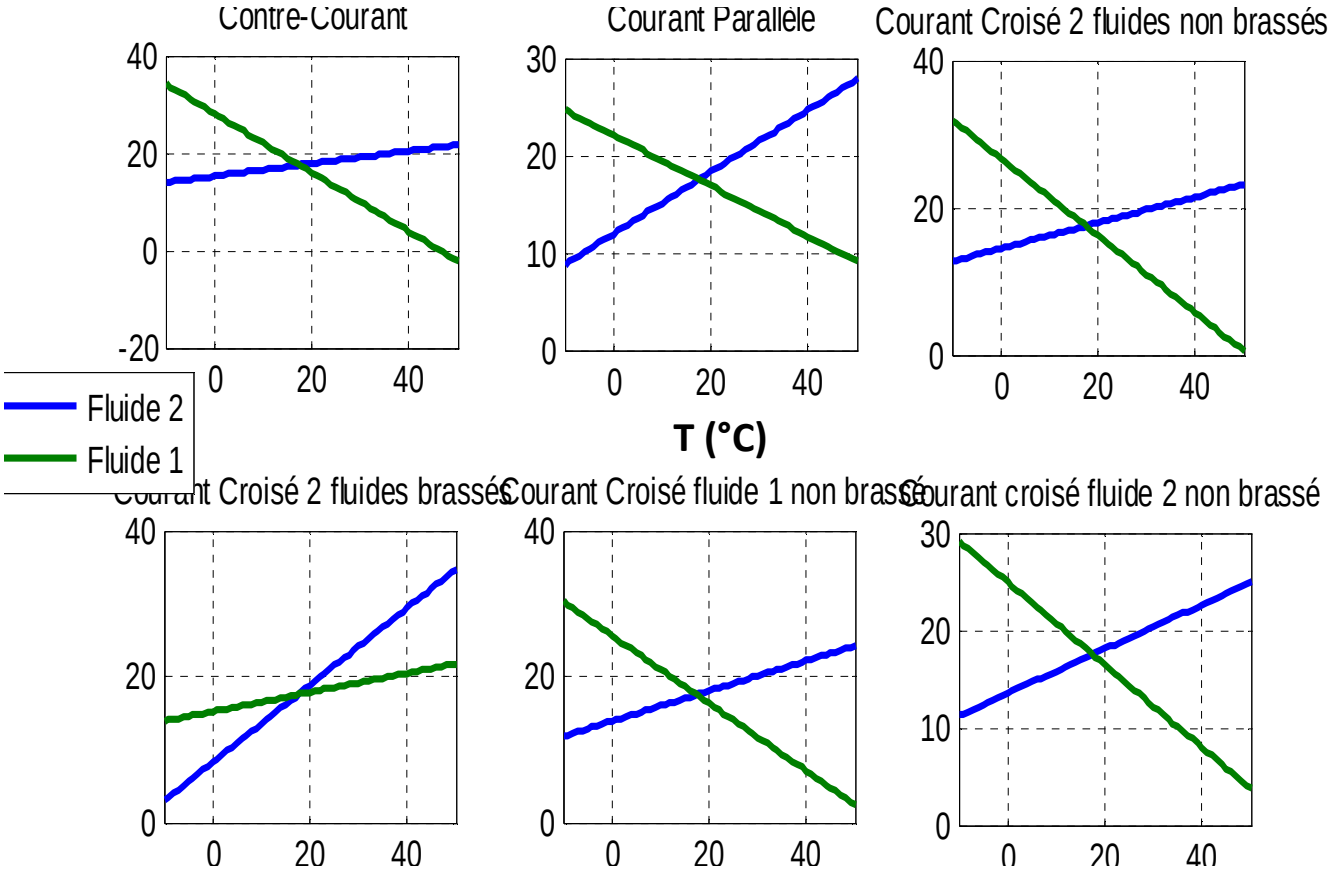


Fig 5-2 a-f :Variations des températures de l'échangeur en fonction de la température d'entrée du fluide chaud pour différentes configurations

- **Efficacités suivant U**

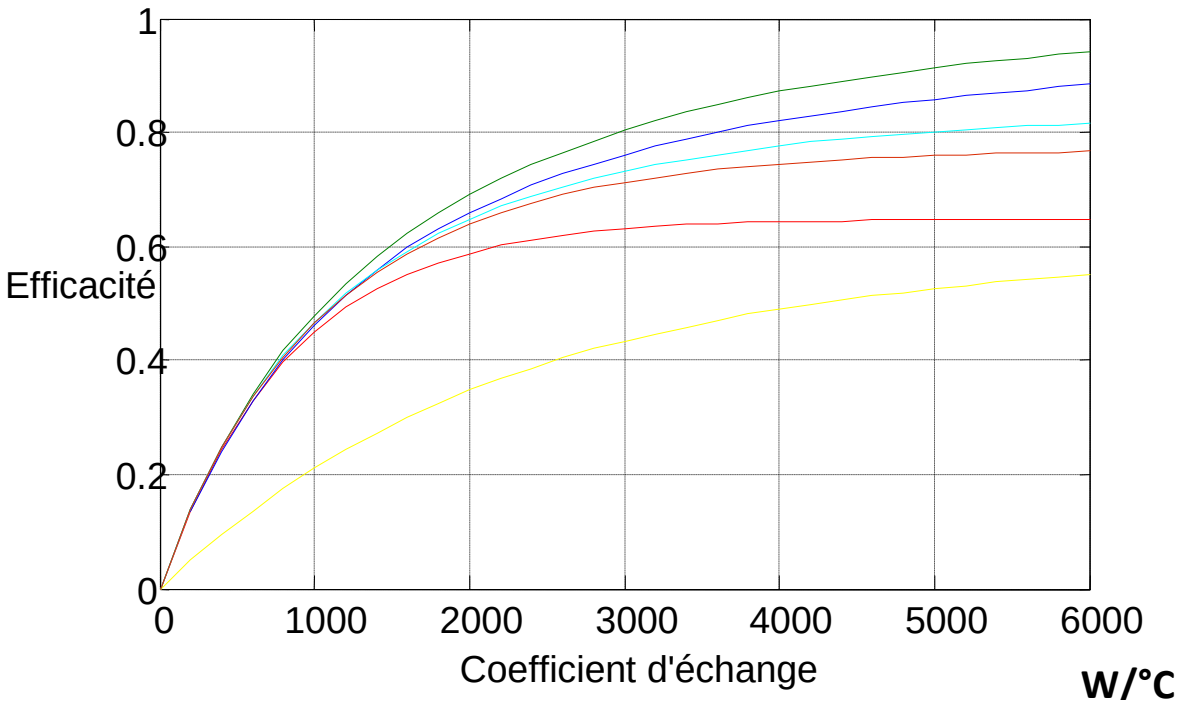


Fig5-3 : Comparaison des efficacités pour différentes configurations

La Fig5-3 nous montre que la configuration la plus performante est l'échangeur à contre courant.

NB : Dans la figure précédente, chacune des couleurs représente une configuration respectivement :

- Vert :Contre courant
- Rouge :Courant parallèle
- Bleu : Courant croisé 2 fluides non brassés
- Jaune :Courant croisé 2 fluides brassés
- Cyan :Courant croisé fluide 1 non brassé
- Rouge foncé : Courant croisé fluide 2 non brassé

B-MODELE PREPROC ET CCSIMOL

Phase 1 : le module PREPROC a été utilisé afin de déterminer les caractéristiques de la batterie froide, sans connaissance préalable des dimensions géométriques. Basé sur les données du constructeur et validé par ses soins, les données d'entrée en unités indiquées dans la nomenclature ont été les suivantes :

Me = 4.2;
Ma = 6.4;
Tee = 5.56;
Tae = 26.67;
Wae = 0.0112;
Qtot = 88000;
Qsen = 66000;

Les résultats obtenus seront donc utilisés par le deuxième module CCSIMOL, on a

UAext = 8.7240e+003
UAint = 1.8005e+004
Va = 5.53
Me = 4.20

Phase 2 : le module CCSIMOL relatif aux caractéristiques de sortie de la batterie est exécuté selon les données d'entrée suivantes. Il est souligné que les résultats précédents sont incorporés.

Me = 2.3;
Tee = 7;
Ma = 3.2;
Tae = 28;
Wae = 0.015;
UAextRat = 8724;
VaRat = 5.5308;
UAintRat = 1.8005e+004;
MeRat = 4.2;

A partir de ces résultats une étude paramétrique a été entreprise pour évaluer les effets des nombreuses variables sur le comportement de l'échangeur enthalpique. Ce travail est conduit de manière à varier les cinq premiers paramètres d'entrée, un par un, pour dresser les variations sur les variables de sortie. Les figures suivantes représentent cette étude paramétrique.

- **Variations de l'humidité d'entrée**

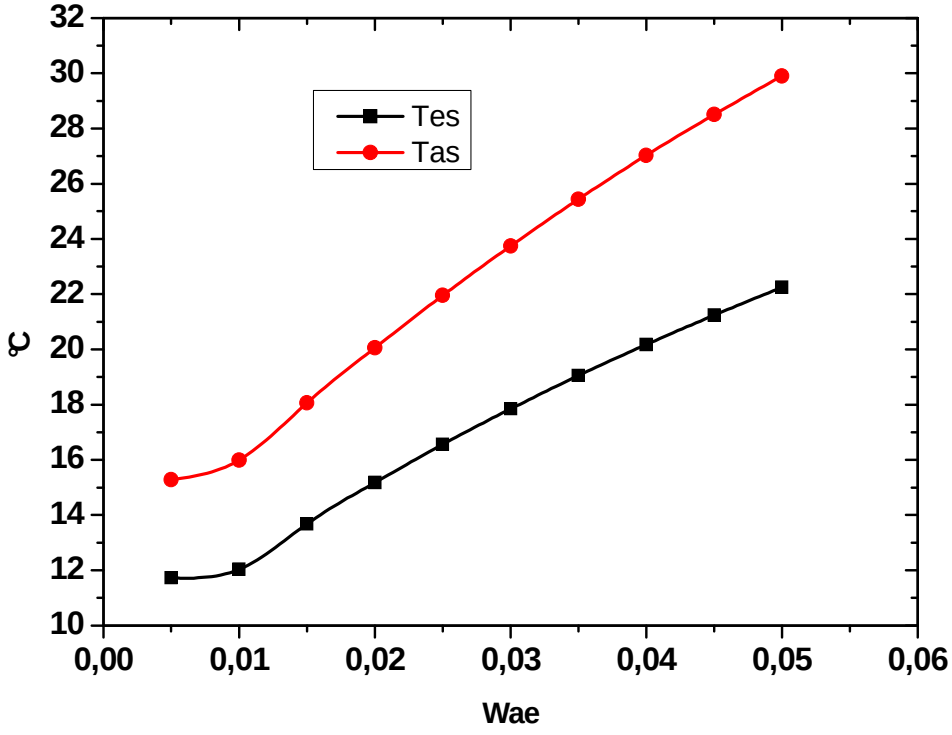


Fig5-4 :Variation des températures de sortie en fonction de l'humidité de l'air à l'entrée

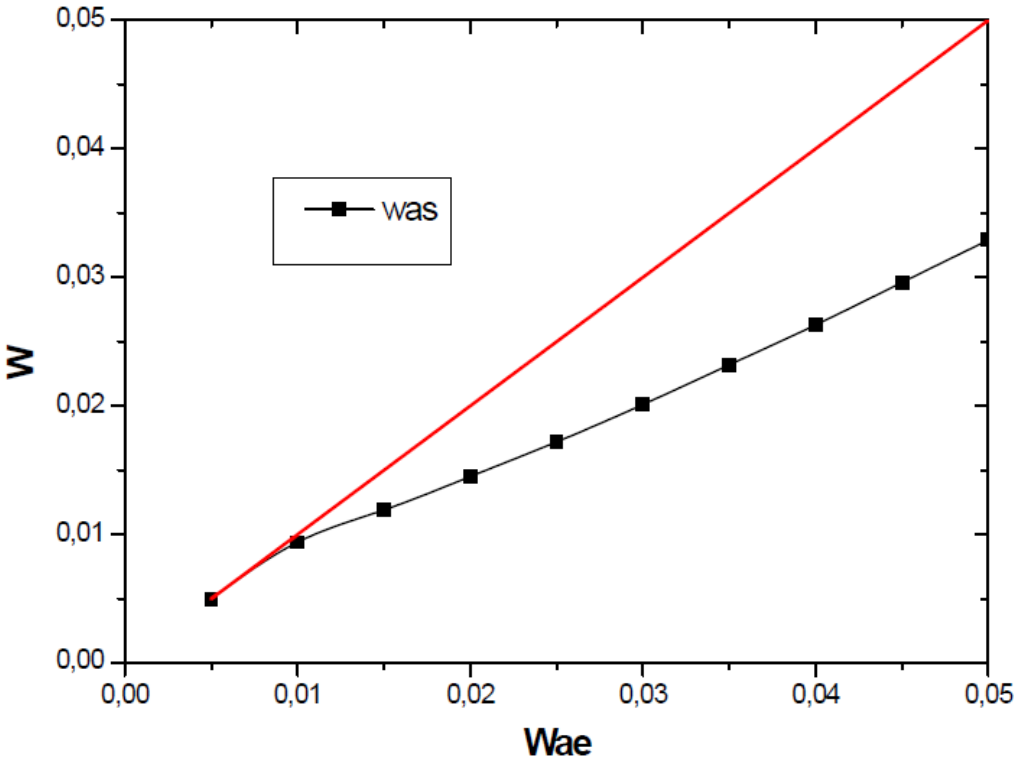


Fig5-5:Variation de l'humidité de l'air à la sortie en fonction de celle à l'entrée

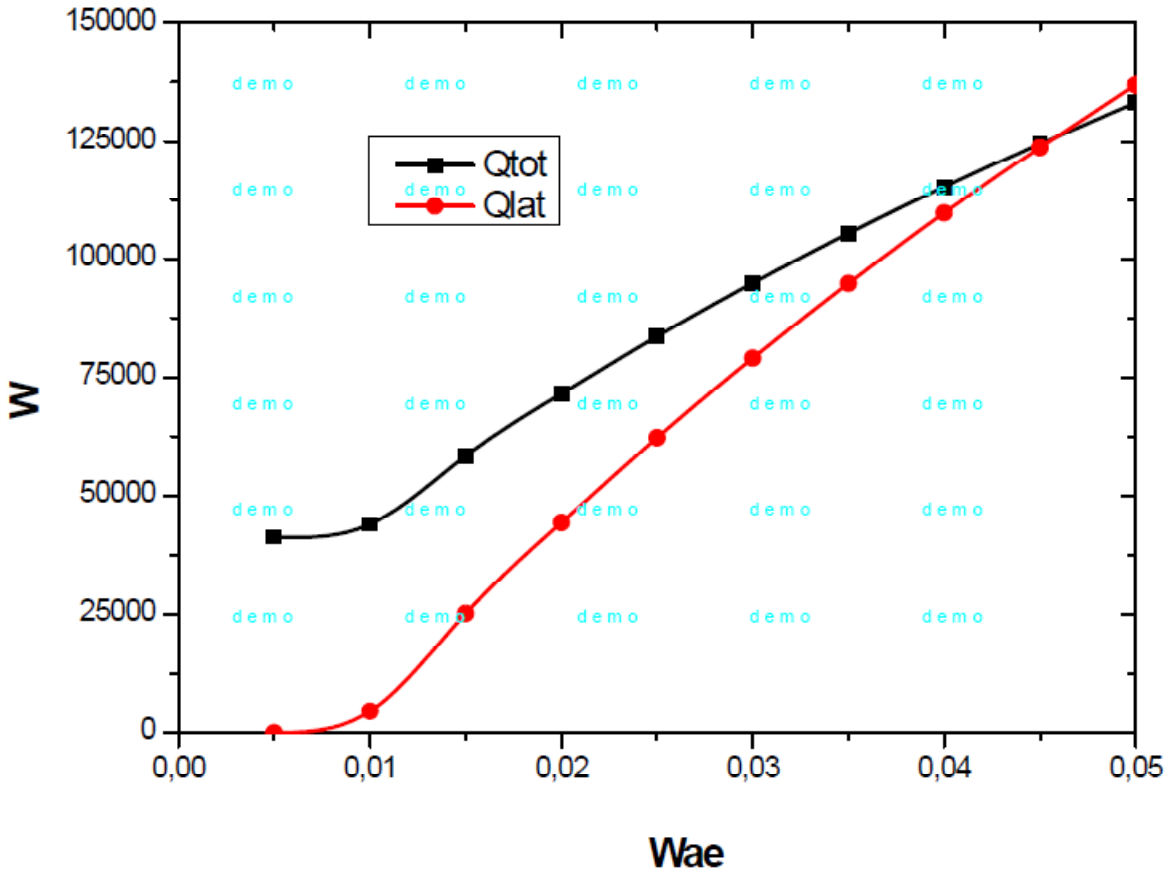


Fig5-6:Variation de la puissance de déshumidification en fonction de l'humidité de l'air à l'entrée

Des figures 5-4 à 5-6, on peut établir que les paramètres ciblés à savoir : températures de sortie , humidité à l'entrée ainsi que les puissances de déshumidification évoluent dans le même sens que l'humidité relative de l'air à l'entrée.

- **Variations de la température de l'air à l'entrée**

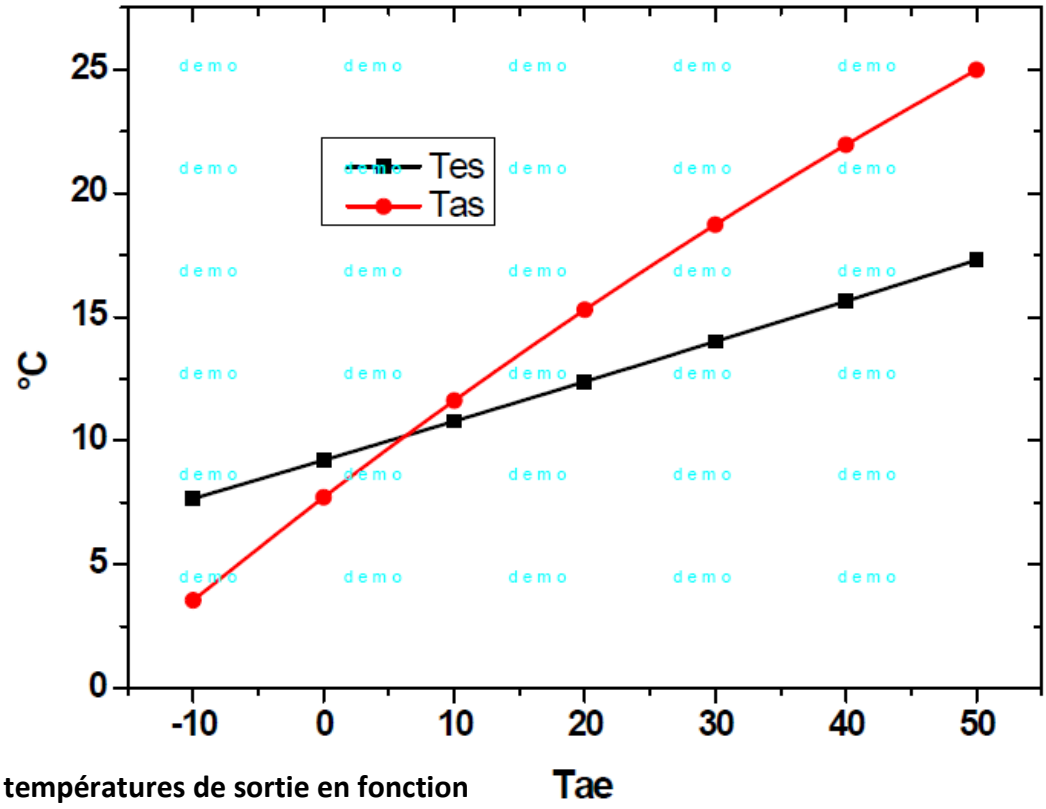


Fig5-7 : Variation des températures de sortie en fonction des températures d'entrée de l'air

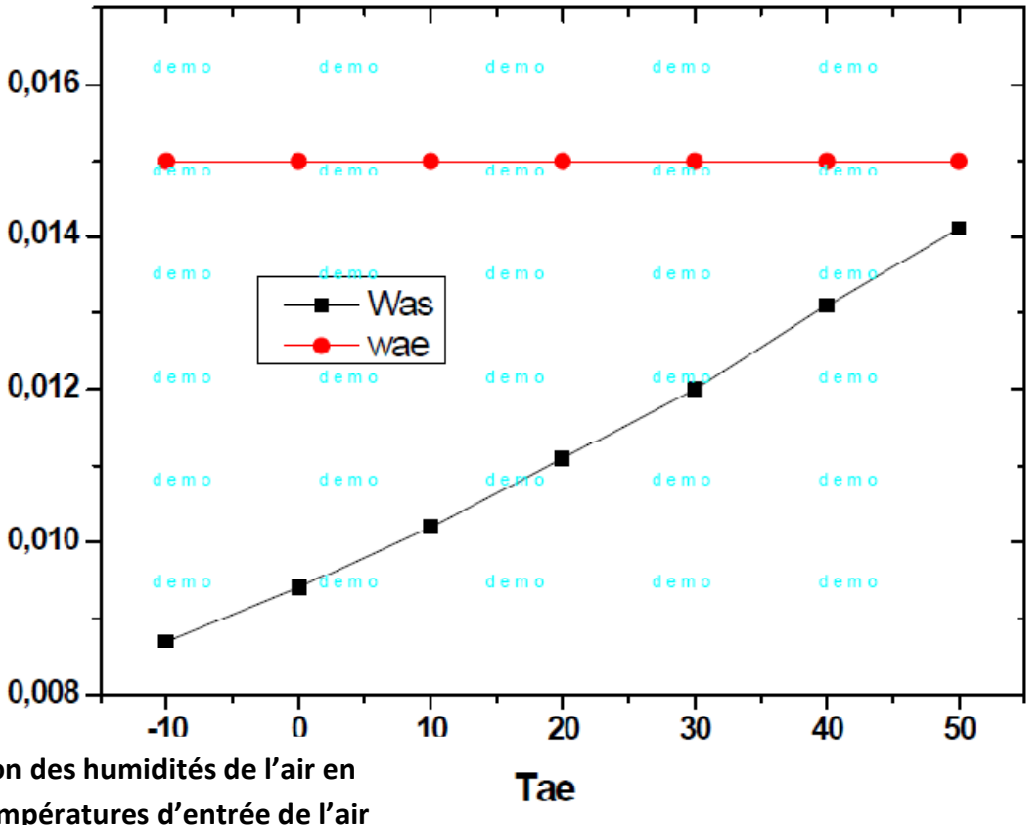


Fig5-8 : Variation des humidités de l'air en fonction des températures d'entrée de l'air

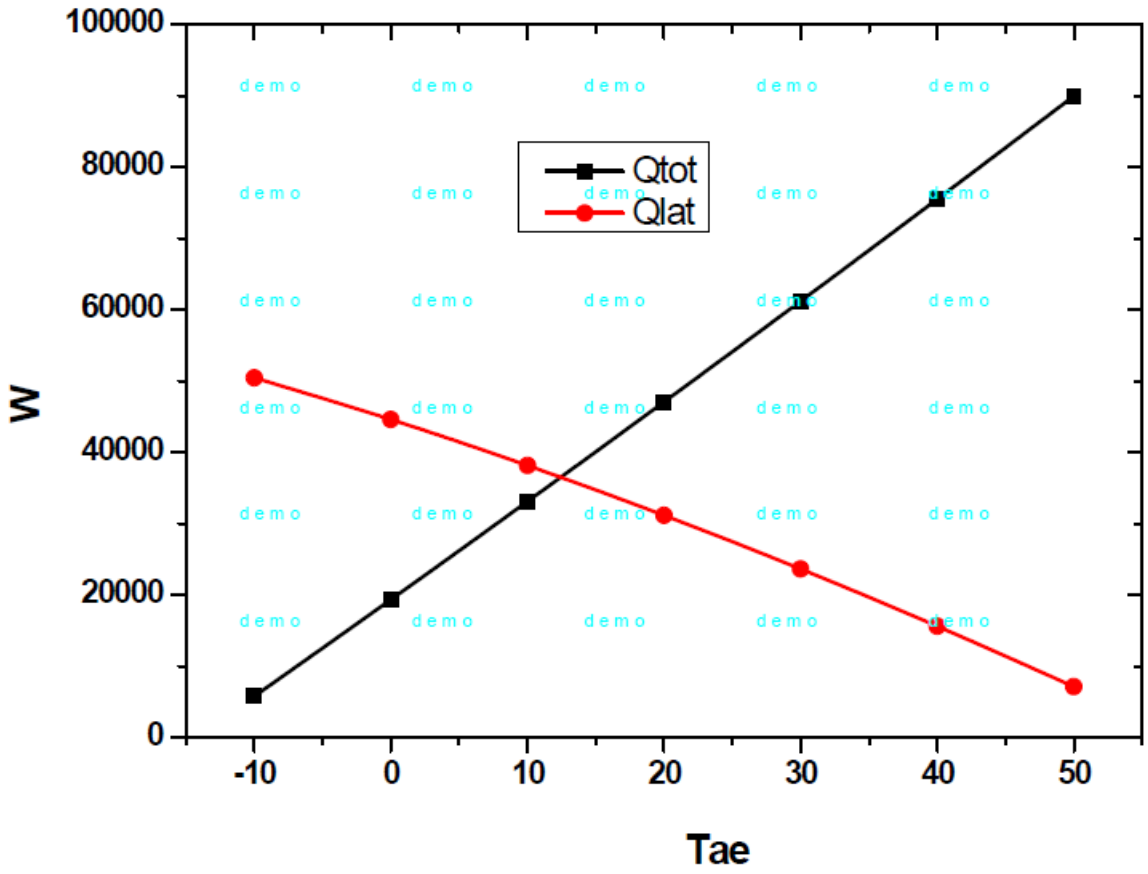


Fig5-9 : Variation des puissances de déshumidification en fonction des températures d'entrée de l'air

Pour ce qui est des variations suivant la température de l'air à l'entrée, on constate que :

- Les températures de sortie augmentent avec l'augmentation de la température de l'air à l'entrée avec un effet plus rapide pour l'air.
- Il n'y a pas d'effet sur l'humidité de l'air à l'entrée si la température de l'air à l'entrée augmente.
- Si la quantité totale d'échange varie dans le même sens avec la Tae, il n'en n'est pas de même pour la puissance de déshumidification qui est moindre à mesure que la Tae s'éléve.

- **Variations de la température de l'eau à l'entrée**

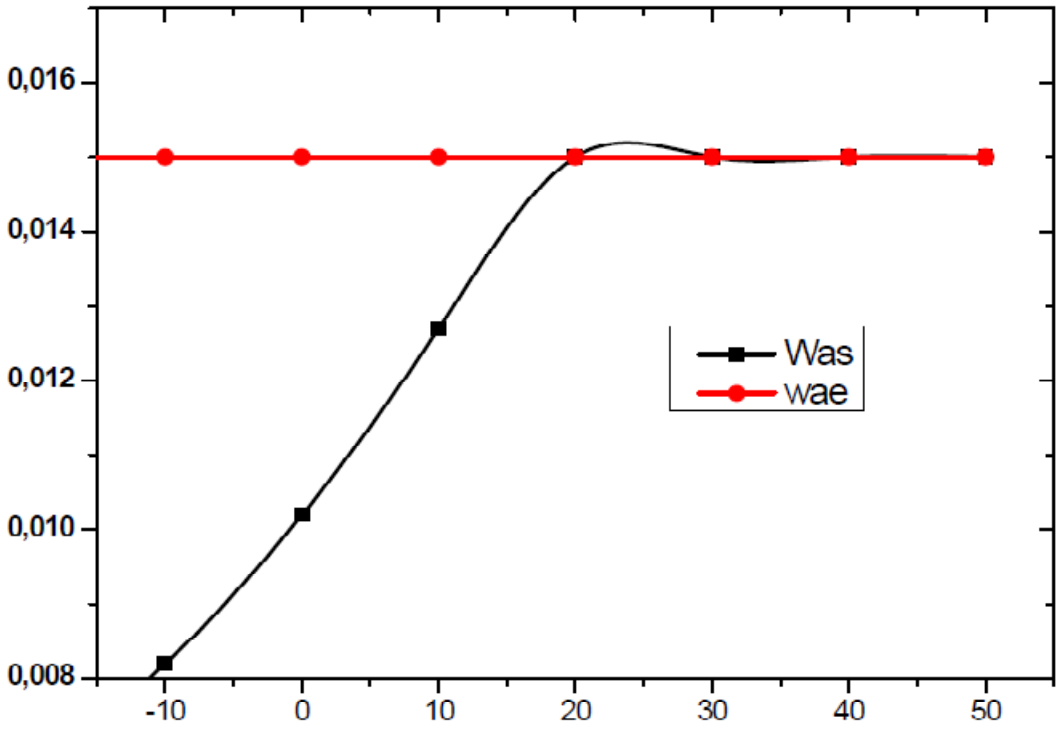


Fig5-10 : Variation de l'humidité de l'air en fonction de la température d'entrée de l'eau

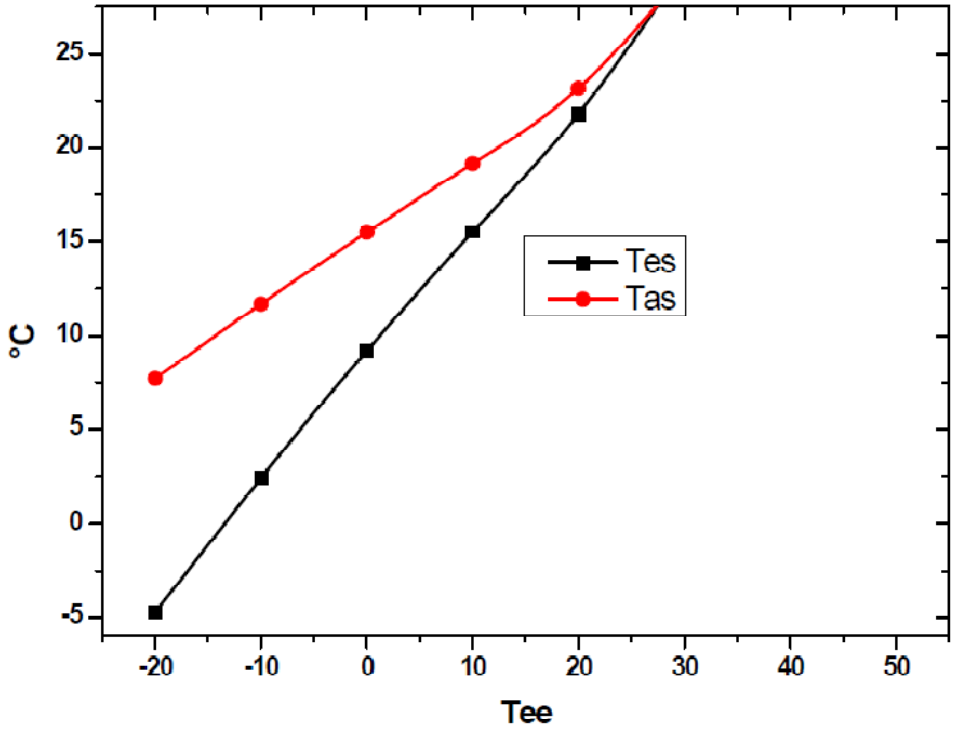


Fig5-11 : Variation des températures de sortie en fonction de la température de l'eau à l'entrée

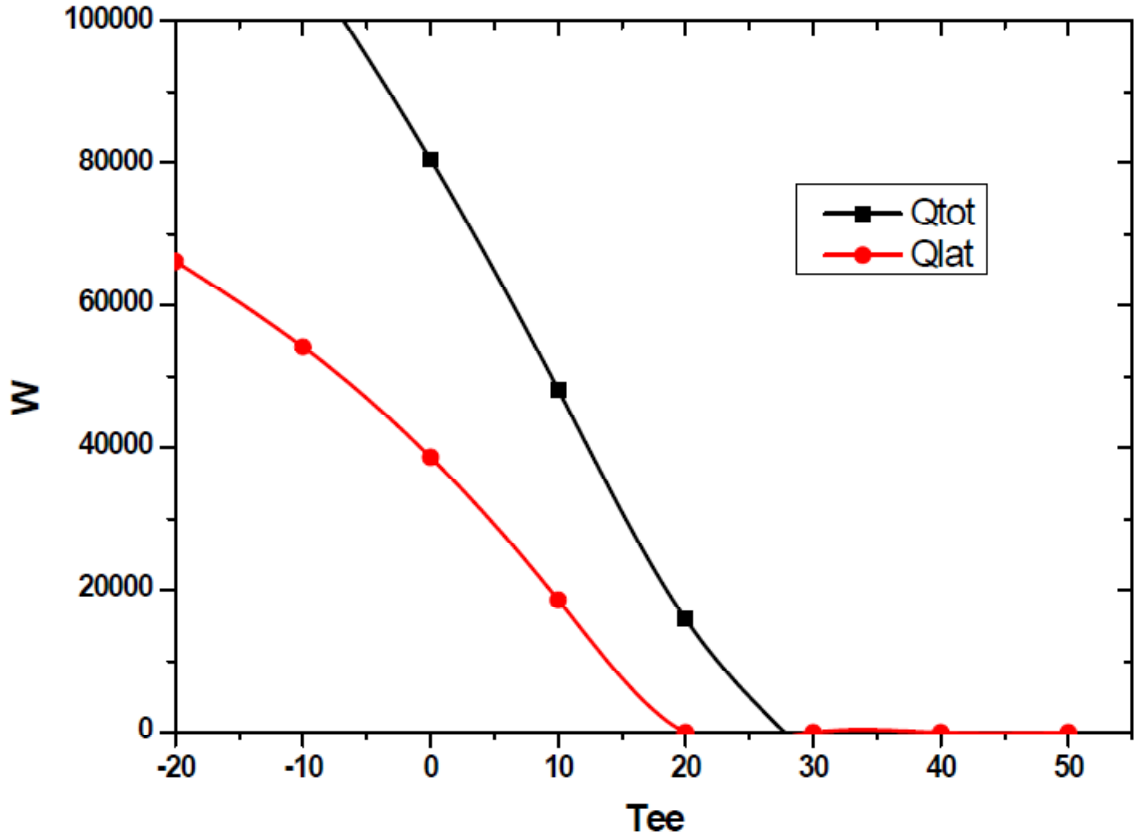


Fig5-12 : Variation des puissances de déshumidification en fonction de la température d'entrée de l'eau

Les mêmes remarques s'appliquent quand on effectue une variation de la température de l'eau à l'entrée, à l'exception de la puissance échangée totale qui diminue avec l'augmentation de la Tee.

- **Variations du débit d'eau**

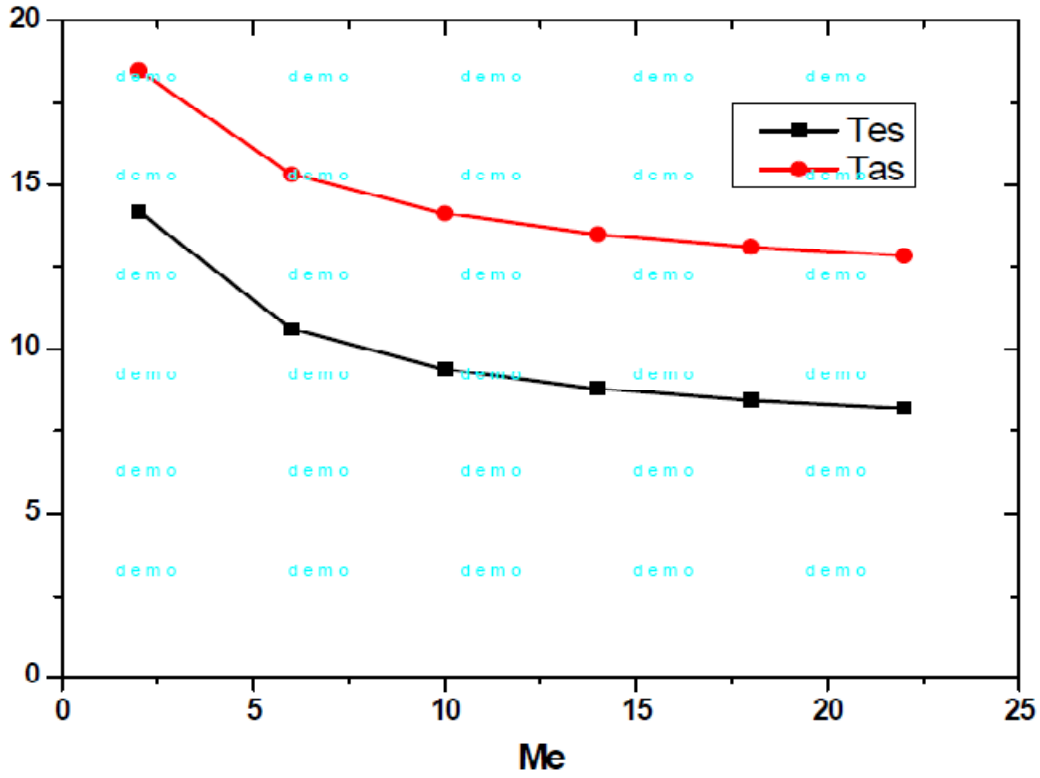


Fig5-13 : Variation des températures de sortie en fonction du débit d'eau

Un plus grand débit d'eau s'accompagne de :

- Diminution de Was.
- Augmentation des puissances Qtot et Qlat surtout aux faibles débits.
- Inversement des diminutions des températures quand le débit de faibli.

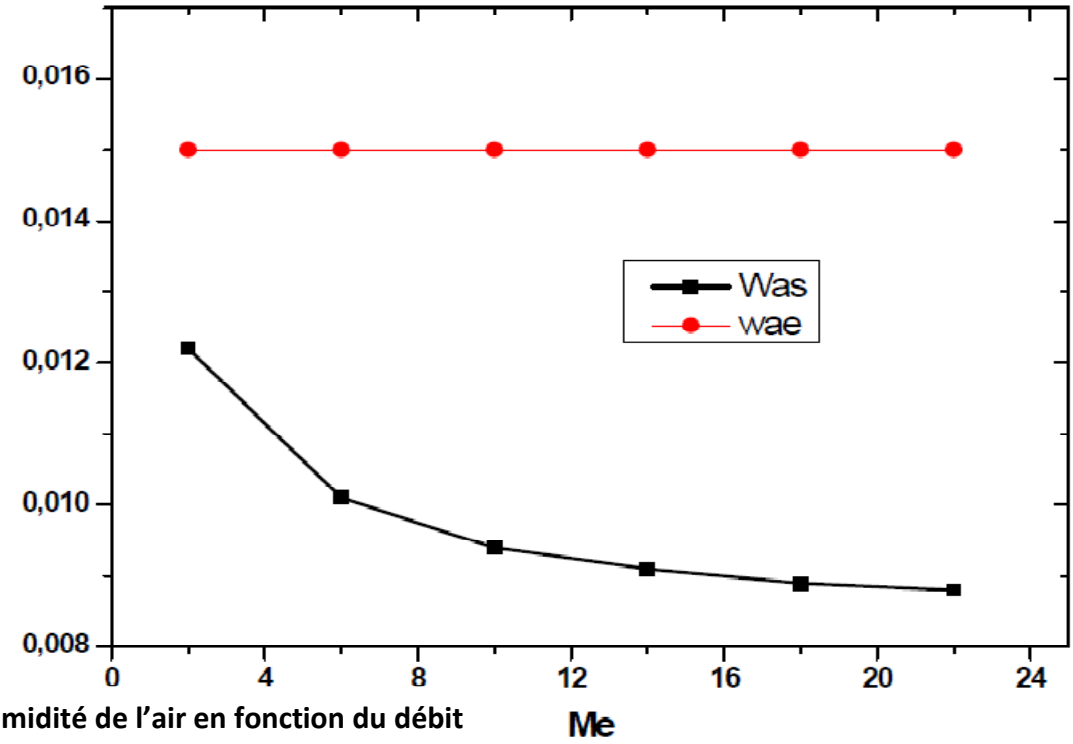


Fig5-14 : Variation de l'humidité de l'air en fonction du débit d'eau

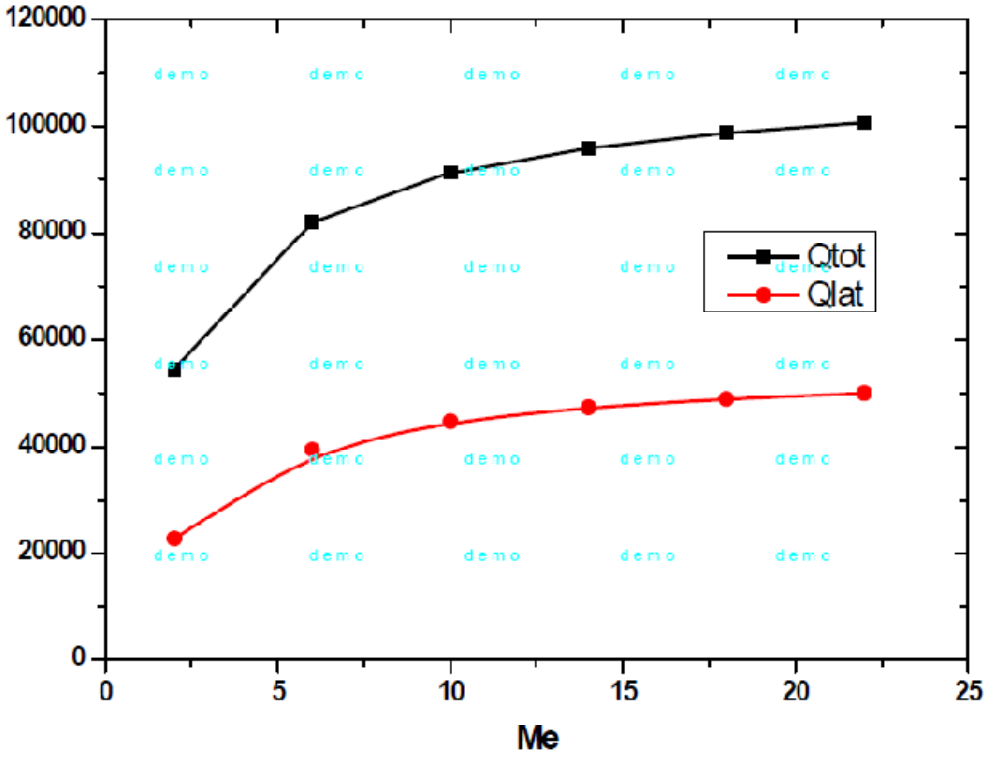


Fig5-15 : Variation des puissances de déshumidification en fonction du débit d'eau

- **Variations du débit d'air**

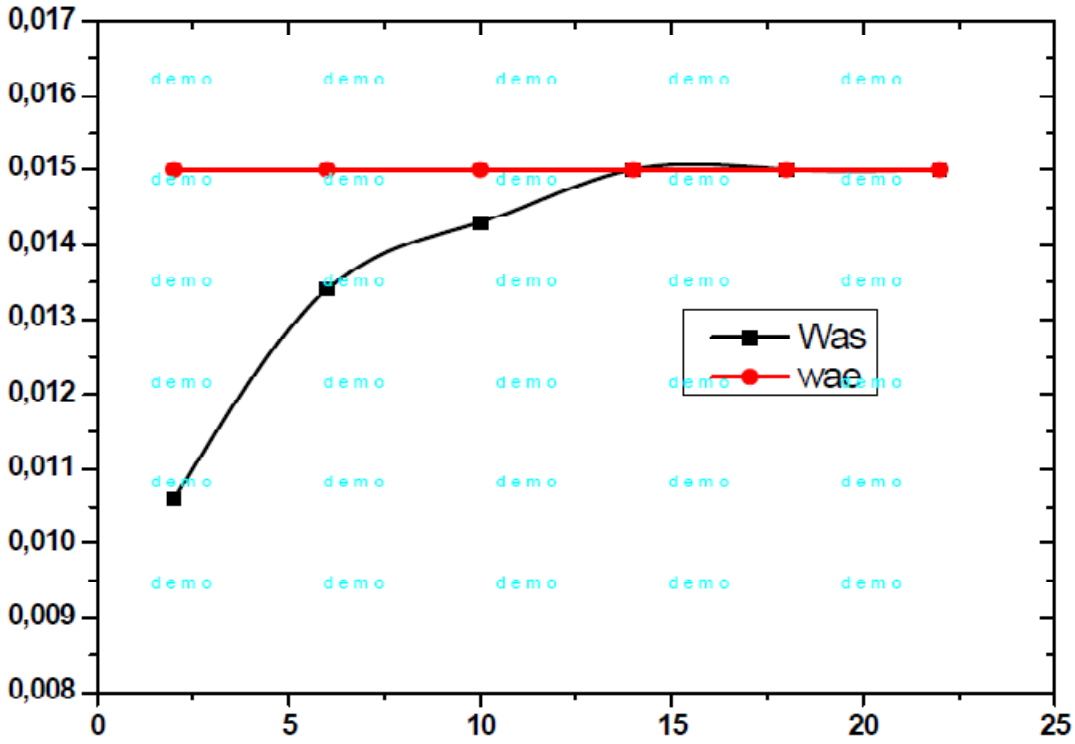


Fig5-16 : Variation de l'humidité de l'air en fonction de son débit

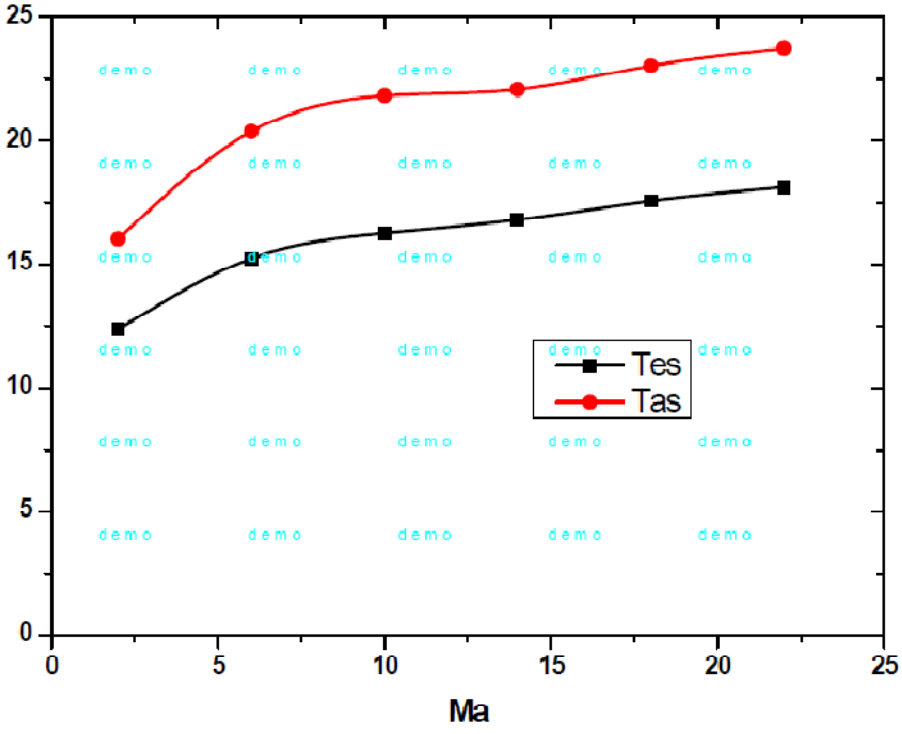


Fig5-17 : Variation des températures de sorties en fonction du débit d'air

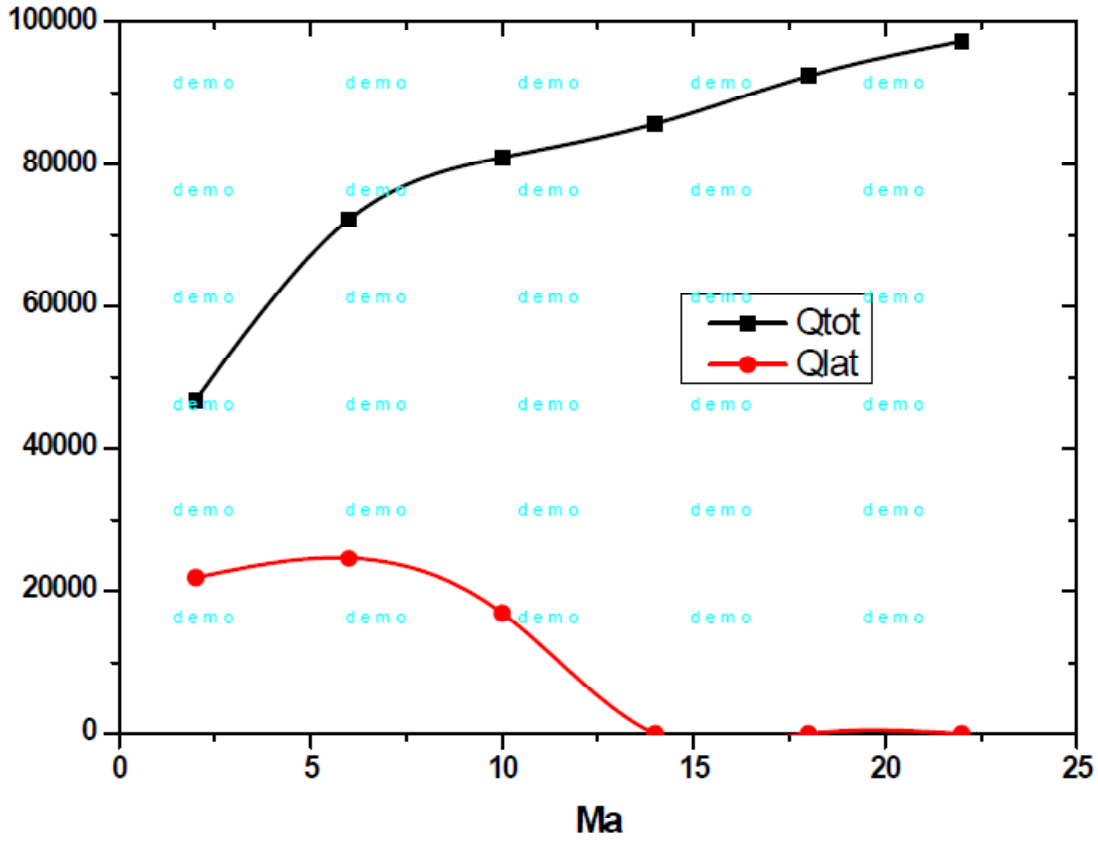


Fig5-18 : Variation des puissances de déshumidification en fonction du débit d'air

Il est intéressant de constater que la puissance de déshumidification atteint des valeurs rapidement faibles à partir des débits d'air moyens. Ceci n'est pas le cas de la puissance totale échangée.

Conclusion

Dans ce mémoire, destiné aux échangeurs enthalpiques et qui sont les principaux composants utilisés largement dans diverses industries, un examen détaillé a été entrepris pour mettre en évidence la complexité de tels appareillages.

Le calcul complexe nécessitant une modélisation à priori selon les types de fluides utilisés, peut mener à des formulations très complexes en accord avec la structure des fluides présents entre autres. Nous nous sommes attelés alors à faciliter la démarche pour une méthodologie plus proche de l'ingénierie en recourant à des méthodes donnant des précisions suffisantes pour des déterminations ultérieures. Il est évident comme indiqué en introduction que des aspects complémentaires viennent se greffer sur cette partie technique fondamentale, en citant la maintenance prévisible, les couts économiques et les facilités d'exploitation sur chantier.

Dans ce mémoire, après une description des échangeurs en général et particuliers suivie d'une modélisation plus élaborée, nous avons donc et de prime abord mis en pratique les calculs classiques des échangeurs de chaleur en mettant en évidence les variations suivant les paramètres d'entrée et de sortie. Par la suite, l'extension de ces procédures aux échangeurs enthalpiques a été effective. La difficulté d'existence d'un fluide sous forme de mélange gazeux et liquide pose des problèmes de dimensionnement, d'accès aux performances conséquent à la caractérisation imprécise et simple de ce mélange. Pour ce faire l'agrégation de Trehkeld a été implémentée avec succès de manière plus efficace pour une batterie froide représentante de la classe des échangeurs enthalpiques.

Une simulation paramétrique a été conduite afin de quantifier les effets des variables intervenant dans la formulation des températures de sorties, de l'humidité de sortie et des niveaux de puissance thermique globaux. Cette dernière partie nous a permis de comprendre plus ces échangeurs et des effets pressentis, ce qui conduira par la suite à effectuer une optimisation aisée d'une batterie froide. Certains paramètres affectent de façon prononcée les performances, d'autres le sont moins ce qui est utile que ce soit en conduite de vérification ou de design de ces échangeurs.

Ce travail est une approche car son extension à d'autres types d'échangeurs enthalpiques adaptant la modélisation aux cas spécifiques via une programmation adéquate.

REFERENCES

[AICVF, 1998] CASARI AICVF guide n°10

[ASHRAE, 1994] ASHRAE Handbook of Fundamentals, SI Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers,1994

[HVAC2 TOOLKIT, 1993] *a Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculations,* 1993 publié par l'ASHRAE inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329

[THRELKELD, 1970] Threlkeld, J. L. *Thermal Environmental Engineering,* 2nd Edition 1970, Englewood Cliffs : Prentice-Hall, Inc, pp 254-270

[ARI, 1987] ARI Standard 410-87, *Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils*. Arlington, VA : Air-conditioning and Refrigeration Insitute.

[ELMAHDY, 1977] Elmahdy A.H., Mitalas G.P., A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coil for Use in Calculating Energy Requirements for Buildings, ASHRAE Transactions, 1977 vol-83 Part 2, pp 103-117.

[BRAUN, 1988] Braun J. E., *Methodologies for the Design and Control of Central Cooling Plants* , PhD Thesis, The University of Wisconsin- Madison- 5 may 1988. 225 pages

[BRAUN, 1989] Braun J. E., Klein S.A., Mitchell J.W., *Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils,* 1989 ASHRAE Transaction Vol 92 part 2, pp 164-174

[CIAT, 1993] Note technique N93.04, Unité de Traitement d'Air, avril 1993

[MIRTH, 1994] D.R. Mirth, S. Ramadhyani, *Comparison of methods of modeling the Air-side Heat and Mass Transfert in Chilled-water Cooling Coils,* ASHRAE Transaction Research, pp285-299, 1994

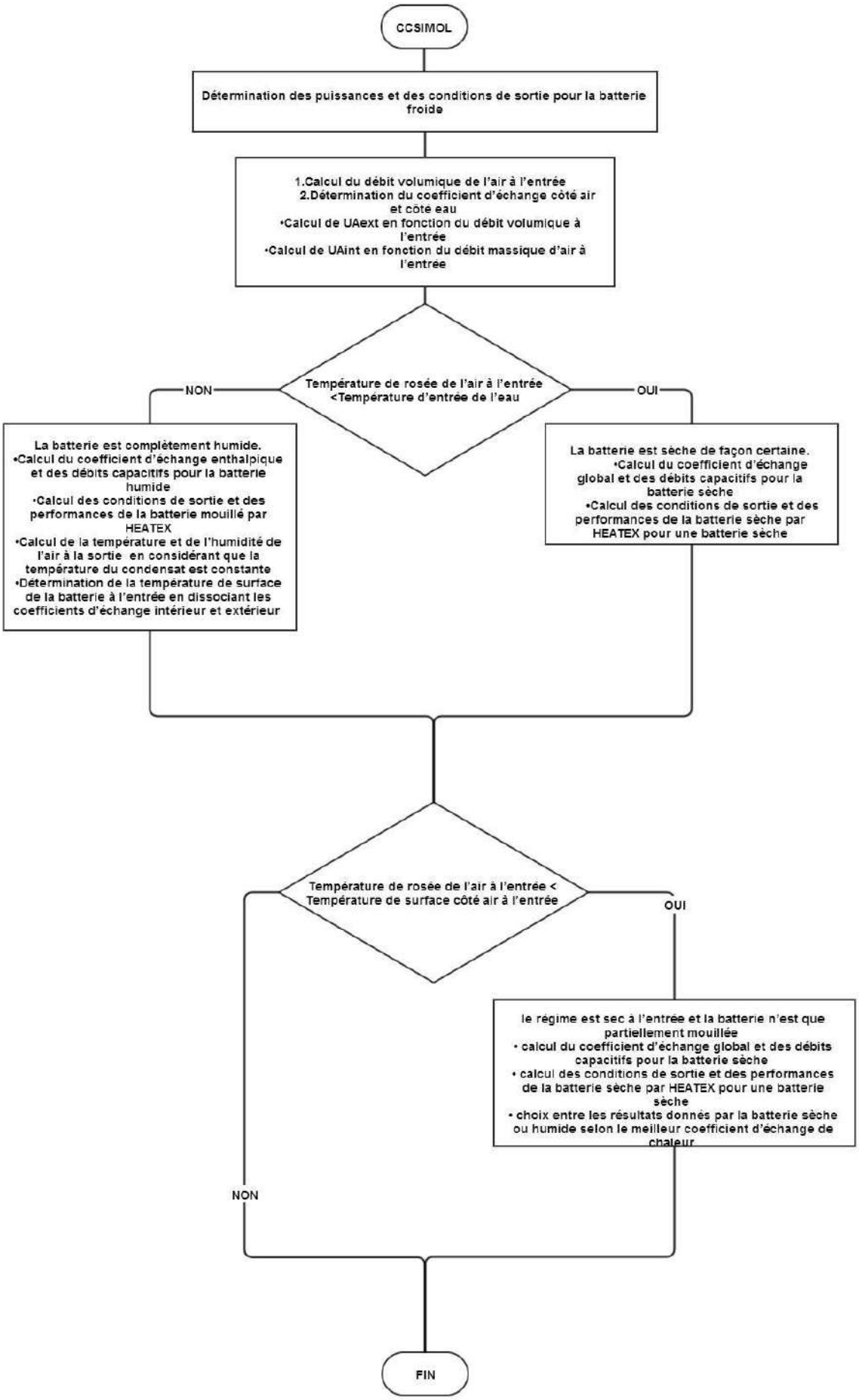
[MORISOT, 1998] Morisot O, Marchio D, *CCSIMOL: A few inputs model of variable flows cooling coil* System Simulation in Building, Liège, 14-16 décembre 1998

[MORISOT, 1999] Morisot O, Marchio D, *Chilled-Water Cooling Coils: Modeling for Use in Building Energy Consumption Estimation Method and in Fault Detection and Diagnosis Tools*. En cours de soumission à HVAC&Research

[SACADURA, 1993] J.F. SACADURA coordonnateur, *Initiation aux transferts thermiques*, 4ème tirage 1993, Edition Technique et Documentation

ANNEXE

ORGANIGRAMME CCSIMOL


CCSIMOL
Détermination des puissances et des conditions de sortie pour la batterie froide
1.Calcul du débit volumique de l'air à l'entrée
2.Détermination du coefficient d'échange côté air et côté eau
•Calcul de UAext en fonction du débit volumique à l'entrée
•Calcul de UAint en fonction du débit massique d'air à l'entrée
Température de rosée de l'air à l'entrée <Température d'entrée de l'eau
NON
OUI
La batterie est complètement humide.
•Calcul du coefficient d'échange enthalpique et des débits capacitifs pour la batterie humide
•Calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie mouillé par HEATEX
•Calcul de la température et de l'humidité de l'air à la sortie en considérant que la température du condensat est constante
•Détermination de la température de surface de la batterie à l'entrée en dissociant les coefficients d'échange intérieur et extérieur
La batterie est sèche de façon certaine.
•Calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
•Calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par HEATEX pour une batterie sèche
Température de rosée de l'air à l'entrée < Température de surface côté air à l'entrée
OUI
NON
le régime est sec à l'entrée et la batterie n'est que partiellement mouillée
• calcul du coefficient d'échange global et des débits capacitifs pour la batterie sèche
• calcul des conditions de sortie et des performances de la batterie sèche par HEATEX pour une batterie sèche
• choix entre les résultats donnés par la batterie sèche ou humide selon le meilleur coefficient d'échange de chaleur
FIN

Liste des Tableaux

Tableau (III.1)* : *Quelques résistances d'encrassement…….35

Tableau (III.2)* : *Relations pour l'efficacité et NUT……..…….…..…….42

Tableau (IV.1)* : *Expressions de l'efficacité pour différentes configurations……...50

***Tableau (IV.2)* : Variables d'entrée, de sortie&internes**…..……..…..51

***Tableau (IV.3)* : Variables d'entrée, de sortie&internes** ……..….58

Liste des Figures

Figure (1.1) **: Echangeur de chaleur**……..3

Figure (1.2) **: Principe de fonctionnement**…….……3

Figure (1.3) **:Echangeur à tube** ……..5

Figure (1.4) **: Echangeur multitubulaire**……....6

Figure (1.5) **: Echangeurs tubulaires coaxiaux**…….6

Figure (1.6) **:Echangeur à courant croisé(principe)** …….……7

Figure (1.7) **: Echangeur à courant croisé**…….7

Figure (1.8) **: Echangeurs à plaques**..……7

Figure (1.9) **: Echangeurs de chaleur spiralés**……9

Figure (1.10) **:Echangeurs à surface raclée**……9

Figure (1.11) **: Echangeurs à stockage d'énergie**…….……..10

Figure (1.12) **: Echangeurs à contact direct**……..10

Figure (1.13) **: Echangeur liquide-liquide**……...12

Figure (1.14) **: Tubes de Li**……13

Figure (1.15) **: Echangeur de Zakardas**…….13

Figure (1.16) **: Echangeurs de Burns et Jachuck**…….....14

Figure (1.17) **: Echangeur de Cheng et Van Der Geld**…….....15

Figure (1.18) **: Exemple de corrosion**.....18

Figure (2.1) **: Présentation du deshumidificateur**……..…….24

Figure (2.2) **: Diagrammes d'évolution pour batterie sèche et humide**…….……27

Figure (2.3) **: Batterie froide de calcul**…….…….....29

Figure (2.4) **: Schématisation du système**…….....30

Figure (2.5) **: Position sur le diagramme de l'évolution de l'air**…..……30

Figure (3.1) **: Calcul du coefficient d'échange global** ……34

Figure (3.2) **: Schéma pour le contre courant**.....36

Figure (3.3) **: Schéma pour le co-courant** ……37

Figure (3.4) **: Dtlm pour différentes configurations**…….38

Figure (3.5) **: Particularités**……41

Figure (3.6) **:Efficacité de l'échangeur pour différentes configurations** ……...43

Figure (3.7) **:Comparaison de différents échangeurs en fonction de leur efficacité**…….44

Figure (3.8) **: Influence des pertes de charge sur l'échange thermique**…….45

Figure (4.1) **:Batterie froide à eau glacée** …….61

Figure (4.2) **: Détermination de la température moyenne de surface** ……...68

*Figure(5-1 a-f) :***Variations des températures en fonction du coefficient global d'échange pour différentes configurations**…….80

*Figure(5-2 a-f) :***Variations des températures de l'échangeur en fonction de la température d'entrée du fluide chaud pour différentes configurations**……81

*Figure(5-3) :***Comparaison des efficacités pour différentes configuration**.....82

*Figure(5-4) :***Variations des températures de sortie en fonction de l'humidité de l'air à l'entrée**……..……...84

*Figure(5-5) :***Variation de l'humidité de l'air à la sortie en fonction de celle à l'entrée**.....84

*Figure(5-6) :***Variation de la puissance de déshumidification en fonction de l'humidité de l'air à l'entrée**…….85

*Figure(5-7) :***Variations des températures de sortie en fonction des températures d'entrée de l'air**…….86

*Figure(5-8) :***Variations des humidités de l'air en fonction des températures d'entrée de l'air**…….86

*Figure(5-9) :***Variations des puissances de déshumidification en fonction des températures d'entrée de l'air**……...87

*Figure(5-10) :***Variation de l'humidité de l'air en fonction de la température d'entrée de l'eau**…….....88

*Figure(5-11) :***Variation des températures de sortie en fonction de la température de l'eau à l'entrée**…….88

*Figure(5-12) :***Variations des puissances de déshumidification en fonction de la température d'entrée de l'eau**……89

*Figure(5-13) :***Variations des températures de sortie en fonction du débit d'eau**……90

*Figure(5-14) :***Variations du l'humidité de l'air en fonction du débit d'eau**…….91

*Figure(5-15) :***Variations des puissances de déshumidification en fonction du débit d'eau**…….91

*Figure(5-16) :***Variations de l'humidité de l'air en fonction de son débit**…….....92

*Figure(5-17) :***Variations des températures de sortie en fonction du débit d'air**.……92

*Figure(5-18) :***Variations des puissances de déshumidification en fonction du débit d'air**…….…….93