

Programme de recherche  
Valorisation de la chaleur ambiante et des  
rejets thermiques; installations chaleur-force



# Etude Expérimentale et Théorique des Echangeurs de Chaleur à Plaques

Préparée par  
**Prof.Dr.Albin Bölcse**  
**Régis Bogaert**  
**Laboratoire de Thermique**  
**appliquée et de Turbomachines, EPFL**  
**1015 Lausanne**

Sur mandat de  
**l'Office fédéral de l'énergie**

## 1. Résumé

Dans de nombreuses applications, les échangeurs de chaleur à plaques sont très largement employés pour des raisons autant énergétiques que mécaniques. De par leur structure modulaire, ils permettent un nettoyage aisément, une surface de transfert de chaleur modifiable, un faible encrassement, une haute efficacité et une concentration de puissance importante dans un faible encombrement. Lors du dimensionnement de l'échangeur, les critères à définir sont la puissance de transfert désirée, les températures d'entrée et de sortie, les chutes de pression admissibles et les débits massiques de chaque fluide. En fonction de ce cahier des charges, le calcul du dimensionnement se base sur les caractéristiques intrinsèques de différents échangeurs et l'objectif est de choisir celui qui satisfait au mieux ces conditions dans un encombrement réduit. Par conséquent, le but de ce travail est de déterminer des corrélations de transfert de chaleur et de coefficient de frottement couvrant tous les domaines de fonctionnement de l'échangeur à plaques pour l'amélioration des méthodes de calcul et de dimensionnement de ces appareils.

Pour cela, des essais systématiques ont été menés sur des échangeurs à plaques brasées de type SWEP B10 avec différentes configurations, (nombre de plaques et diamètre hydraulique variables). L'analyse des résultats expérimentaux permet la détermination des corrélations de Nusselt et du coefficient de frottement pour différents régimes d'écoulement.

Les essais hydrauliques montrent une discontinuité du coefficient de frottement marquant la transition entre les régimes visqueux et turbulent. Dans chacune de ces zones, deux corrélations du coefficient de frottement interpolent les points expérimentaux avec des erreurs inférieures à  $\pm 5\%$  et  $\pm 1\%$ , respectivement.

Les caractéristiques thermiques sont exprimées par la fonction de Nusselt dépendant des nombres de Reynolds et de Prandtl ainsi que du rapport de Sieder-Tate. Trois zones distinctes de fonctionnement peuvent être définies: 1) un écoulement visqueux pour de faibles nombres de Reynolds,  $8 < Re < 15-20$ ; 2) une zone de transition caractérisée par un facteur de Colburn constant,  $20 < Re < 40-50$ ; 3) et un régime turbulent s'établissant dès  $Re=50$ . Pour chacune de ces zones, l'équation de Nusselt est caractérisée avec une erreur d'interpolation comprise sous  $\pm 2\%$ .

Ces formulations traduisant les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques peuvent être directement employées dans un programme de dimensionnement des échangeurs à plaques de type B10. L'étude des différents échangeurs montre que le nombre de canaux

Cette étude a été mandatée par l'Office fédéral de l'énergie. Sans se prononcer définitivement sur son contenu, l'Office fédéral de l'énergie en autorise la publication.

n'influence que très peu sur les caractéristiques globales de l'échangeur alors que le diamètre hydraulique est un paramètre qui influe davantage sur les pertes de charge que sur le transfert de chaleur résultants.

La dernière partie de ce plan de recherche consistait en une étude théorique des échangeurs à plaques. Pour cela, une modélisation numérique de l'échangeur par la méthode  $\epsilon$ -NTU permet une modélisation relativement précise du comportement thermique de l'échangeur à plaques par rapport aux essais expérimentaux. Cependant, l'étude du régime transitoire prévu dans le plan de travail n'a pu être effectuée.

Ce plan de recherche a permis une meilleure connaissance du comportement hydraulique et thermique d'un type d'échangeur à plaques brasées. Une poursuite de ce projet de recherche consisterait en une étude complète des échangeurs à plaques brasées de différents constructeurs, de géométries différentes et cela, pour obtenir une base de données complète et accessible aux utilisateurs de ces appareils.

## 2. Abstract

To study the characteristics of the brazed plate heat exchangers, PHE, a new test facility has been built in the LTT laboratory in collaboration with OFEN and Heat Transfer Technology SA, HTT. The thermal and hydrodynamic characteristics of the plate heat exchanger have to be well determined for a proper design of these apparatus. The goals of our experimental research are to determine the global behavior of the investigated PHE in laminar to turbulent flow regions. This consists of defining first the friction functions and second, the thermal Nusselt correlations in terms involving the nondimensional numbers and characteristic parameters under such flow conditions. An other part of the experimental project on the plate heat exchanger consists of a numerical study of this type of heat exchanger. As the first attempt, it decided to analyze the thermal behavior of a brazed PHE by the  $\epsilon$ -NTU method.

### **3. Table des Matières**

1.	Résumé .....	2
2.	Abstract.....	3
3.	Table des Matières .....	4
4.	Situation Initiale .....	5
5.	Objectifs du Travail .....	6
5.1	Mise en Fonctionnement de l'Installation .....	6
5.2	Essais Systématiques des Echangeurs de Chaleur .....	6
5.3	Comparaison des Calculs par Modélisation Numérique .....	7
6.	Démarche Adoptée .....	8
7.	Principaux Résultats .....	13
7.1	Performances du Stand d'Essai.....	13
7.2	Résultats des Essais Hydrodynamiques, /1/, /4/ et /6/ .....	14
7.3	Résultats des Essais Thermiques, /3/, /4/ et /6/.....	19
7.4	Comparaisons des Performances Thermiques et Hydrodynamiques .....	26
7.4	Résultats de la Modélisation Numérique, /5/ .....	30
8.	Problèmes non Résolus .....	31
9.	Propositions quant à la Suite des Travaux .....	31
10.	Listes de Symboles.....	34
11.	Bibliographie .....	36

#### 4. Situation initiale

La plupart des caractéristiques thermiques et hydrodynamiques des échangeurs de chaleurs à plaques demeurent propriétaires des constructeurs, /9/, et très peu de ces corrélations sont aujourd'hui disponibles auprès des ingénieurs et concepteurs de systèmes énergétiques. Contrairement aux échangeurs à plaques, de nombreuses études ont été publiées sur d'autres types d'échangeurs de chaleur, (e.g. échangeurs à faisceaux tubulaires, à lits fluidisés, compactes, ...) et largement disponibles sous une forme condensée et très pratique pour une utilisation rationnelle de ces échangeurs lors de leur dimensionnement , /10/.

Par conséquent, un des premiers buts de ce projet de recherche est d'expérimenter des échangeurs à plaques brasées de type SWEP B10 et de publier les résultats expérimentaux correspondants. De plus, la connaissance des caractéristiques thermiques et hydrodynamiques d'un échangeur à plaques permet une meilleure intégration de ces appareils dans une application industrielle et cela, quelque soit le régime d'écoulement. En effet, un meilleur dimensionnement des échangeurs permet alors de réduire la surface totale de transfert de chaleur et ainsi que les pertes de charge. Le projet de recherche expérimentale des échangeurs de chaleur à plaques consiste donc à une meilleure connaissance de leurs caractéristiques afin d'optimiser leur dimensionnement. De plus, la zone d'écoulement laminaire- turbulente sera particulièrement étudiée pour observer l'évolution des caractéristiques thermique et hydrodynamique des échangeurs dans de telles conditions d'écoulement. Les résultats expérimentaux seront comparés avec ceux du constructeur et seront par la suite intégrés dans leur logiciel de dimensionnement.

Ce projet de recherche défini en collaboration avec la société HTT<sup>1</sup> consiste en les points suivants:

- construction et réalisation d'un stand d'essai pour l'étude expérimentale en phase liquide- liquide d' échangeurs de chaleur
- expérimentation de différents échangeurs à plaques de type SWEP B10 afin de déterminer leurs corrélations thermiques et hydrauliques pour différents régimes d'écoulement, de laminaire à turbulent, ( $0 < Re \leq 2000$ ).

L'expérimentation systématique de plusieurs échangeurs de type B10 permettra de connaître l'évolution de leurs performances en fonction de différents paramètres, tels que leurs nombres de plaques et leurs diamètres hydrauliques.

<sup>1</sup> HTT- SWEP, Aergera St, Postfach 76, CH-1734 Tentlingen.

## 5. Objectifs du Travail

Ce plan de recherche de deux années sur les échangeurs de chaleur à plaques est constitué de trois parties distinctes, telles que:

- mise en fonctionnement de l'installation
- essais systématiques sur différents échangeurs à plaques brasées
- modélisation d'un échangeur de chaleur.

### 5.1 Mise en Fonctionnement de l'Installation

La mise en fonctionnement de l'installation consiste en le contrôle de l'étanchéité de l'installation, des systèmes mécaniques, de mesure et de régulation. Des essais préliminaires permettront de définir les limites de fonctionnement et la stabilité d'une telle installation ainsi que de vérifier la fiabilité des mesures. Des étalonnages précis des appareils de mesure et des propriétés des fluides seront primordiales lors des essais systématiques menés sur différents échangeurs à plaques. Cette première partie d'une durée estimée à six mois permettra d'apporter d'éventuelles modifications au stand d'essais selon les résultats préliminaires obtenus.

### 5.2 Essais Systématiques des Echangeurs de Chaleur

Le but de ces essais est de caractériser l'échangeur de chaleur dans les plages de fonctionnement les plus larges, c'est à dire des régimes laminaire à turbulent et plus particulièrement dans la zone laminaire-turbulente.

En régime stationnaire, les performances de différents échangeurs de chaleur à plaques seront déterminées par la définition de corrélations de transfert de chaleur et de frottement pour différentes zones de fonctionnement. Les résultats expérimentaux permettront ainsi de vérifier les corrélations existantes et serviront comme base de données lors de la modélisation numérique d'un tel échangeur.

Les essais systématiques en régime stationnaire se feront avec différents types de plaques dont les paramètres seront l'angle de corrugation, la section de passage de l'écoulement entre deux plaques et le pas d'ondulation de la plaque. Le but de ces essais sera également de caractériser la longueur de référence précisée dans la définition du coefficient de frottement, un paramètre dépendant des propriétés géométriques des plaques de l'échangeur testé. De plus, le dépouillement des essais devraient donner des

informations sur la définition du diamètre hydraulique caractérisant le nombre de Reynolds pour différentes géométries de plaques.

La seconde partie des essais systématiques consistera en l'étude des échangeurs de chaleur à plaques lors de régime transitoire afin de prédéterminer son comportement dynamique en situation réelle sur site. Dans les applications industrielles, les perturbations sont nombreuses et de différents types, telles que les variations de débit massique, de pression et de la température des fluides. Cela peut avoir comme effet une surchauffe anormale des plaques, la naissance de points chauds pouvant détériorer l'échangeur, l'évaporation du fluide, etc. Ces conséquences, très néfastes pour la sécurité de l'installation et des personnes, nous pousse à mener une étude sur le comportement dynamique de l'échangeur lors de changement de régime.

Les perturbations expérimentales à apporter peuvent être de plusieurs types tels que les variations de débit massique ou de la température d'entrée de l'échangeur. Lors de ces essais dits "transitoires", les mesures des températures d'entrée et de sortie de l'échangeur, du débit massique, des pertes de pression seront enregistrées pour chaque fluide tout au long de la manipulation.

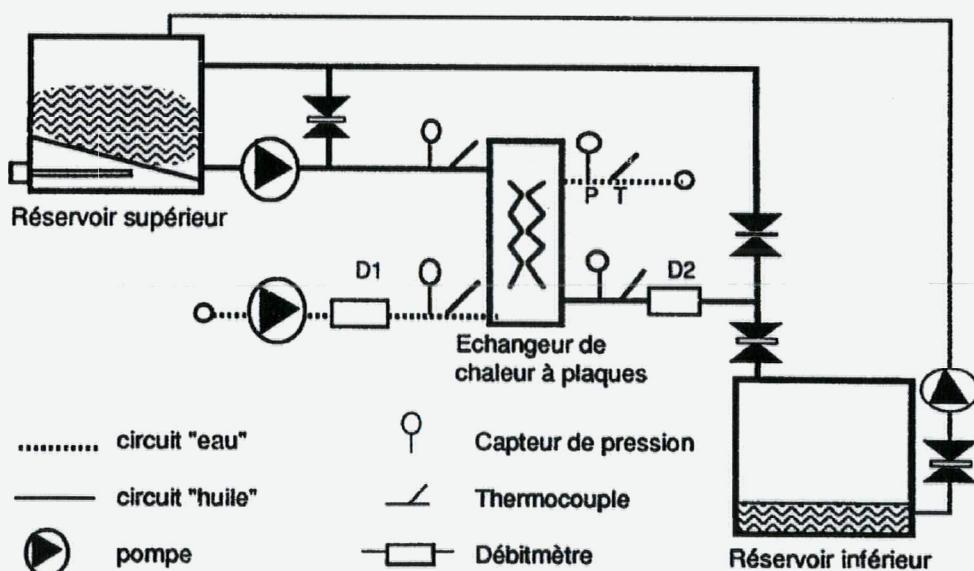
### 5.3 Comparaison des Calculs par Modélisation Numérique

Cette dernière partie du projet de recherche est consacrée à la comparaison des résultats expérimentaux avec ceux fournis par le calcul numérique. Elle est composée des étapes suivantes:

- vérification des données expérimentales par l'utilisation d'un logiciel de dimensionnement des échangeurs à plaques "PHE SWEP" qui selon les conditions de fonctionnement, fournit une fiche de spécification contenant les principales caractéristiques de l'échangeur, (la surface nécessaire de l'échangeur, le coefficient d'échange global et les pertes de pression totales). Ces valeurs ainsi obtenues seront comparées avec celles de notre base de données expérimentales
- une étude d'applicabilité de programmes de calculs numériques existants tels que "Fluent" de Creare X Inc, "Phoenics" de Cham, "Fidap" de FDI, "Ideas" de SDR Corp, etc., au calcul de l'écoulement local et du transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur. Les critères de sélection seront leur facilité d'emploi et de mise en oeuvre, leur éventuelle application à des applications industrielles, leur coût d'utilisation et leur temps de calcul
- selon le choix du logiciel, des calculs de l'écoulement hydrodynamique et du transfert de chaleur seront menés dans un canal formé par deux plaques en fonction des paramètres géométriques de la plaque. Cela aboutira à la comparaison des valeurs calculées numériquement à celles obtenues expérimentalement.

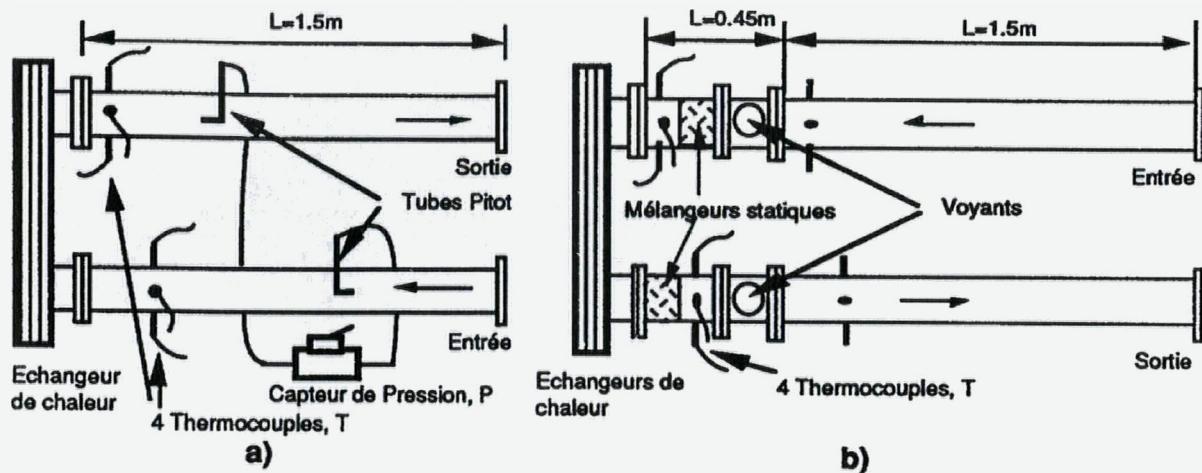
## 6. Démarche Adoptée

La première démarche effectuée fut de terminer la construction du stand d'essai décrit à la figure 6.1. L'échangeur de chaleur est alimenté en fluide chaud (i.e. de l'huile) par un groupe motopompe et le fluide réfrigérant est de l'eau directement soutirée du réseau industriel. L'huile est chauffée indépendamment par des corps de chauffe placés dans un des compartiments du réservoir supérieur. Durant les essais, l'huile est recueillie et stockée dans un réservoir dit "inférieur" laquelle est ensuite transvasée, après les essais, dans le réservoir supérieur par une pompe de refoulement. La contenance des réservoirs est de 1200 litres permettant suivant le débit imposé d'effectuer des mesures sur des intervalles de temps variables. Ce type d'installation assure des conditions de température stables à l'entrée de l'échangeur en raison d'une inertie élevée du système par rapport aux pertes thermiques. Ces contraintes ne seraient que très difficilement réalisables avec une installation à circuit fermé.



**Figure 6.1** Description générale du stand d'essai.

Des essais préliminaires ont permis d'améliorer considérablement les mesures de pression, de température et de débitmétrie, /2/, et deux configurations de la zone de mesure sont définies suivant les types d'essai réalisés: les essais "hydrodynamique" et "transfert de chaleur" permettent de définir respectivement les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques de l'échangeur testé. Ils s'opèrent de manière indépendantes et les configurations des deux essais sont illustrées à la figure 6.2.



**Figure 6.2 zones de mesure :** a) essais "hydrodynamique"  
b) essais "transfert de chaleur", circuit huile.

Quelques remarques par rapport aux zones de mesure:

- en essai "hydrodynamique", (Fig. 6.2a), seul un des fluides circule dans l'échangeur avec un sens d'écoulement ascendant pour éviter l'accumulation d'air dans les canaux
- deux sondes Pitot sont utilisées pour une meilleure mesure de la chute de pression au travers l'échangeur
- en essai dit "thermique", (Fig. 6.2b), aucune mesure de pression différentielle n'est effectuée en raison de l'insertion dans les conduites de mélangeurs statiques<sup>2</sup> aux entrées et sorties de l'échangeur
- sur la figure 6.2b, seul le circuit du fluide "chaud" est représenté mais celui correspondant au fluide "froid" est identique et symétrique à celui du fluide chaud
- un accès visuel du fluide dans les conduites est désormais possible par quatre fenêtres en verre afin d'observer éventuel phénomène d'écoulement.

Les appareils de mesure représentés sur les figures 6.1 et 6.2 utilisés lors des essais possèdent les caractéristiques décrites dans le tableau 7.1.

Les calibrations des appareils de mesure et des propriétés des fluides ont été entreprises afin de minimiser les erreurs expérimentales lors de la détermination des corrélations de transfert de chaleur et de frottement pour un échangeur de chaleur testé. Les étalonnages des propriétés thermiques des fluides utilisés, eau et huile minérale, ont pu être mesurées avec différentes méthodes de mesure par notre laboratoire, l'EMPA et l'université de

<sup>2</sup> Mélangeurs statiques Sulzer SMX DN20, Sulzer Chemtech Ltd., CH- 8401 Winterthur.

Lausanne, /2/. Les fluides utilisés lors des essais ont les propriétés rhéologiques incluses dans le tableau 6.1 et permettent de définir ainsi la plage du nombre de Prandtl investie.

Huile.					Eau.						
Temp.	Cp	$\rho$	v	$\lambda$	Pr	Temp.	Cp	$\rho$	v	$\lambda$	Pr
°C	J/kgC	kg/m <sup>3</sup>	mm <sup>2</sup> /s	W/mC	-	°C	J/kgC	kg/m <sup>3</sup>	mm <sup>2</sup> /s	W/mC	-
30	1967.9	840.7	6.46	0.14	78.87	10	4192.2	999.7	1.31	0.59	9.33
40	2008.3	833.9	4.95	0.13	61.46	20	4181.8	998.2	1.00	0.60	6.95
50	2056.0	827.2	3.92	0.13	49.71	30	4178.3	995.6	0.80	0.62	5.40
60	2111.1	820.4	3.19	0.13	41.40						
70	2173.7	813.6	2.65	0.13	35.32						

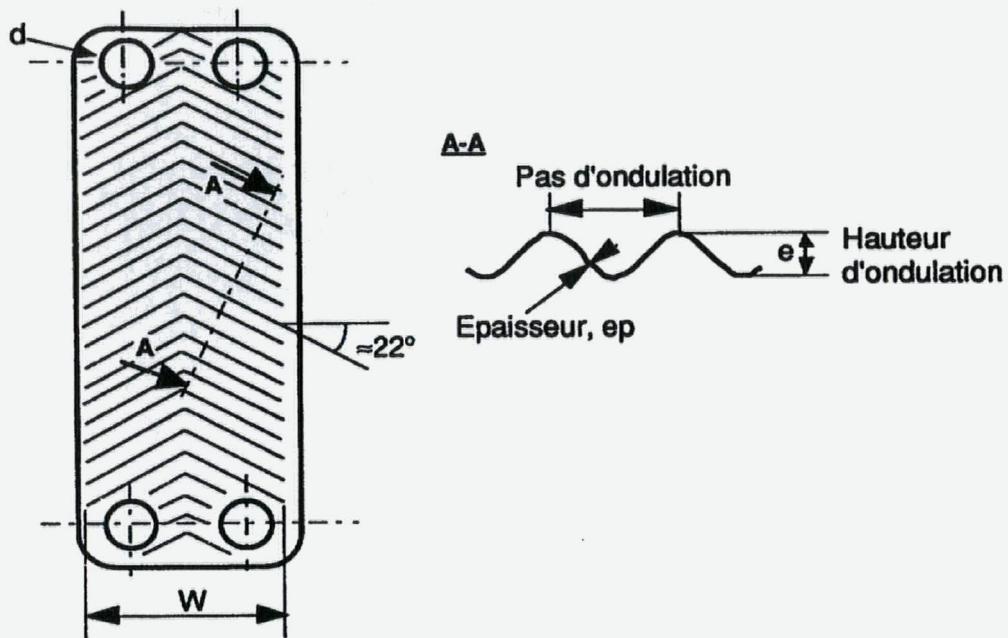
**Tableau 6.1 Caractéristiques des fluides utilisés**

Ce travail préparatoire permet de tester chaque appareil de mesure et de quantifier leur erreur de mesure qui sera ensuite prise en compte dans l'analyse des données expérimentales. Quelques essais préliminaires ont permis de se familiariser avec l'installation et d'étudier les points suivants:

- les régulations de la pompe d'alimentation de l'huile et de température dans le réservoir d'alimentation en huile de l'échangeur de chaleur
- les limites disponibles de travail de l'installation:
  - température du fluide chaud: 120°C
  - pression absolue dans l'installation: 20 bar
  - débit circuit eau: 1.5 l/s
  - débit circuit huile: 2 kg/s

A l'issu de cette première phase préliminaire, des mesures systématiques de transfert de chaleur et de pression furent entreprises sur trois échangeurs de chaleur à plaques brasées de type SWEP B10 dont leurs paramètres géométriques sont illustrés à la figure 6.3 et inclus dans le tableau 6.2. De par leur appartenance au type B10, ils possèdent globalement les mêmes dimensions géométriques mais les seules différences entre les différents échangeurs testés consistent en un nombre de plaques et un diamètre hydraulique différents, (Tab. 6.2). Il s'agit alors de définir l'influence de chacun de ces paramètres sur les performances thermiques et hydrauliques de ces échangeurs.

La procédure expérimentale employée se compose de deux parties indépendantes et se constitue respectivement en des études hydrodynamique et thermique. La première est menée sans transfert de chaleur et à une température donnée, voisine de la température ambiante. Pour différents débits, la chute de pression totale dans l'échangeur est mesurée et l'analyse des résultats définit l'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds du fluide dans un canal.



**Figure 6.3 Description d'une plaque de type B10.**

référence	B10-10	B10-14	HP1016-20
diamètres d'entrée- sortie, d,	<----->	0.0245 m	<----->
nombre de plaques	10	14	20
nombre de canaux de fluide froid	5	7	10
nombre de canaux de fluide chaud	4	6	9
nombre de passe en série	<----->	1	<----->
épaisseur de plaque, $e_p$	<----->	0.0006 m	<----->
largeur de plaque, W	<----->	0.113 m	<----->
longueur de l'écoulement, L	<----->	0.236 m	<----->
hauteur de plaque, e	0.002 m	0.002 m	0.0016 m
diamètre hydraulique, $D_h=2e$	0.004 m	0.004 m	0.0032 m
facteur d'élargissement, $\alpha$	<----->	1.2	<----->
surface d'échange par plaque	<----->	0.032 m <sup>2</sup>	<----->
surface totale d'échange	0.256 m <sup>2</sup>	0.384 m <sup>2</sup>	0.576 m <sup>2</sup>
surface d'écoulement	$2.26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	$2.26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	$1.808 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
constante, $Cre$	<----->	17.699	<----->

**Table 6.2 Paramètres géométriques des échangeurs à plaques expérimentés.**

A partir de ces points expérimentaux, plusieurs corrélations de ce coefficient de frottement sont ainsi définies suivant différents régimes d'écoulement.

L'étude des caractéristiques thermiques a pour but de définir l'évolution du nombre de Nusselt en fonction des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl. La procédure expérimentale correspondante est plus complexe que celle relative aux essais hydrodynamiques car elle requiert deux séries d'essais indépendants, telles que:

- les deux fluides sont placés en régime turbulent afin d'établir une seule corrélation de Nusselt valable pour les deux fluides
- le second essai consiste à imposer l'écoulement du fluide froid en régime turbulent alors que celui du fluide chaud est variable, du régime laminaire à turbulent et réciproquement. Cette procédure permet ainsi d'employer l'équation de Nusselt du fluide froid établie lors du précédent essai et ensuite de définir l'évolution du nombre de Nusselt du fluide chaud en fonction du nombre de Reynolds. Enfin, une analyse des résultats permet de corréliser les points expérimentaux en définissant des corrélations de Nusselt suivant différents régimes d'écoulement observés.

Cette procédure expérimentale a été appliquée pour chacun des trois échangeurs testés et les résultats correspondants sont détaillés dans les rapports suivants, (Tab. 6.3), et résumés dans le chapitre suivant.

Echangeur	Caractéristiques	Rapport
B10-10	Hydrodynamiques Thermiques	LTt-93-02, /1/ LTt-94-06, /3/
B10-14	Hydrodynamiques & Thermiques	LTt-94-13, /4/
HP1016-20	Hydrodynamiques & Thermiques	LTt-94-21, /6/

**Tableau 6.3 Correspondance entre les essais et les rapports correspondants.**

Quant à la partie "modélisation d'un échangeur à plaques", elle a été entreprise en parallèle des essais expérimentaux et les principaux buts de ce travail consistent à tester les différents outils de simulation disponibles mais également de simuler les comportements thermique et hydrodynamique des échangeurs à plaques par rapport aux essais expérimentaux. L'utilisation des programmes numériques CFD pour la modélisation numérique des échangeurs de chaleur est délicate et demande un gros effort d'adaptation entre les modèles réel et numérique de l'écoulement entre deux plaques d'un échangeur. Par conséquent, la recherche d'une méthode simple de modélisation d'un échangeur de chaleur a été entreprise pour aboutir à la programmation de la méthode  $\varepsilon$ -NTU présentée par Shah et al., /7/. Une modélisation du comportement thermique de l'échangeur à plaques, HP1016, a été étudiée et les résultats sont inclus dans /5/.

## 7. Principaux Résultats

Les principaux résultats seront décrits et séparés en quatre domaines, ceux relatifs à l'installation, aux caractéristiques thermiques et hydrauliques des échangeurs testés et enfin ceux liés à l'étude de la modélisation numérique.

### 7.1 Performances du Stand d'Essai

Les appareils de mesure représentés sur les figures 6.1 et 6.2 et utilisés lors des essais possèdent les caractéristiques décrites dans le tableau 7.1.

Ref.	Mesure	Type	Domaine	Précision <sup>3</sup>
T	Température	Thermocouple Jonction K	Quatre sondes par section de mesure	0.03 à 0.07°C
P	Pression différentielle	Capteur piezorésistif	0 ... 0.6 bar 0 ... 1 bar	± 0.25% FS ± 0.25% FS
D1	Débitmètre circuit eau	Electromagnétique	0 ... 1 l/s	≤ 0.5% lecture
D2	Débitmètre circuit huile	Piston Massique	0.001 ... 0.5 l/s 0.04 ... 1.9 kg/s	± 0.5% lecture ≤ 0.5% lecture

**Tableau 7.1 Spécifications des appareils de mesure.**

De plus, le stand d'essai possèdent certains caractéristiques suivantes, /2/ :

- pour chacun des fluides, la pose de mélangeurs statiques Sulzer à l'entrée et à la sortie de l'échangeur améliore considérablement la mesure de température et cela en raison d'une meilleure homogénéisation du fluide
- l'installation et l'instrumentation sont conçues pour fonctionner à des températures de l'huile supérieures à 100 °C et à des pressions de 20 bar
- la mesure de température est assurée par quatre thermocouples placés en une même section et la précision de chacun d'entre eux, après étalonnage, est comprise entre 0.03 et 0.07°C
- deux débitmètres en parallèles permettent une large plage de variation du nombre de Reynolds du fluide chaud,  $8 \leq Re \leq 2000$ , avec de bonnes précisions de mesure

<sup>3</sup> Précision déterminée après un calibrage.

- étalonnage des propriétés des fluides telles que la densité, la chaleur spécifique, la viscosité cinématique avec des erreurs de mesure pour l'eau et pour l'huile inférieures à 1% et 2%, respectivement
- l'utilisation de tubes de Pitot lors des essais hydrodynamiques a permis une amélioration de la mesure de la chute de la pression différentielle dans l'échangeur de chaleur, spécialement pour de faible débits. Les sondes Pitot possèdent respectivement des diamètres intérieur et extérieur de 1 et de 2 mm et ne perturbe pas l'écoulement
- erreur expérimentale sur la quantité de chaleur reçue par le fluide froid, <2%
- erreur expérimentale sur la quantité de chaleur transférée par le fluide chaud, <3%
- différences sur le bilan d'énergie globalement inférieures à 2%, /6/.

## 7.2 Résultats des Essais Hydrodynamiques, /1/, /4/ et /6/

Les résultats expérimentaux pour les échangeurs de type B10 et HP1016 sont donnés ci-après sous formes de graphiques et de corrélations, (Tabs. 7.1-7.2 et Figs. 7.1-7.2). De plus, les nombres adimensionnels utilisés dans ce chapitre sont définis ci-dessous.

### Définition du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho Dh u}{\mu} \quad (7.1)$$

### Définition du diamètre hydraulique

$$Dh = \frac{4 \text{ Section de passage du fluide}}{\text{Périmètre mouillé}} \quad (7.2)$$

Comme la valeur de l'espace interplaqué est petite par rapport à la largeur d'une plaque, la définition du diamètre hydraulique employée devient:

$$Dh = \frac{4(eW)}{2e+2W} \approx 2e \quad (7.3)$$

Avec les équations 7.1 et 7.3, on obtient:

$$Re = \frac{2}{W} \frac{Dh_{ch}}{\mu} = 17.699 \frac{Dh_{ch}}{\mu} = Cre \frac{Dh_{ch}}{\mu} \quad (7.4)$$

### Définition du coefficient de frottement

Les caractéristiques hydrodynamiques sont représentées par le coefficient de frottement,  $f$  en fonction de la chute de pression et des dimensions géométriques de l'échangeur, telles que:

$$\Delta p = \frac{u^2 \rho}{2} 4 f \frac{L}{D_h} \quad (7.5)$$

$$f = \frac{\Delta p \rho}{r h_{ch}^2} \frac{e^3 W^2}{L} \quad (7.6)$$

où  $L$  est une longueur caractéristique définie comme étant la longueur de l'écoulement le long d'une plaque. Pour l'échangeur de type B10, le constructeur donne une valeur moyenne de  $L$ , ( $L=0.236$  m). Une autre manière de représenter les caractéristiques hydrodynamique d'un échangeur est de définir une fonction de frottement,  $F_p$ , telle que:

$$F_p = \frac{\Delta p \rho}{r h_{ch}^2} \quad \text{avec} \quad F_p = \frac{f L}{e^3 W^2} \quad (7.7)$$

La formulation de la fonction de frottement,  $F_p$ , évitent ainsi la définition d'une longueur caractéristique utilisée lors de la définition du coefficient de frottement, (Eq. 7.6).

Il a été décidé d'étudier le comportement hydrodynamique des échangeurs de chaleur à plaques dans la zone de transition laminaire- turbulent. Cela a imposé une plage du régime d'écoulement,  $Re \leq 400$ , et les résultats de ces essais consiste en la détermination des deux formulations des équations 7.6 et 7.7 données ci-dessus pour les trois types d'échangeur testés.

### Caractéristiques hydrodynamiques des échangeurs SWEP de type B10

Plage de validité	Interpolations pour $\mu=6.8 \text{ mPa.s}$ , $Pr=100$	Précisions
$10 \leq Re < 50$	$f = 57.282 / Re^{0.689}$ $F_p = 132358800 / Re^{0.689}$	$\pm 5\%$ $\pm 5\%$
$Re = 50$	$f = 4.45$ $F_p = 20079605.6$	Valeurs moyennes
$50 < Re < 80$	$f = 28.706 / Re^{0.445}$ $F_p = 66376440 / Re^{0.446}$	$\pm 1\%$ $\pm 1\%$
$Re = 80$	$f = 4.11$ $F_p = 18545433.5$	Valeurs moyennes
$80 < Re \leq 300$	$f = 11.708 / Re^{0.237}$ $F_p = 27057370 / Re^{0.237}$	$\pm 0.75\%$ $\pm 0.75\%$

Tableau 7.1 Corrélations hydrodynamiques des échangeurs SWEP de type B10.

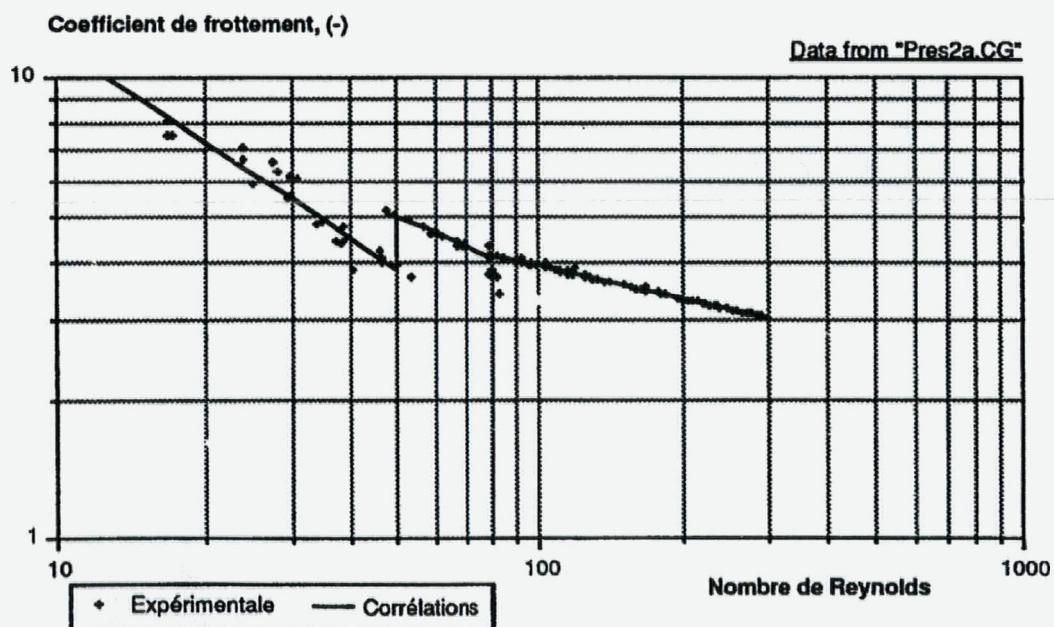


Figure 7.1 Coefficient de frottement des échangeurs SWEP de type B10.

### Caractéristiques hydrodynamiques de l'échangeur SWEP HP1016

Plage de validité	Interpolations pour $\mu=7$ mPa.s, $Pr=100$	Précisions
$10 \leq Re < 30$	$f = 58.5 / Re^{0.757}$ $Fp = 263888400 / Re^{0.757}$	$\pm 5\%$ $\pm 5\%$
$Re = 30$	$f = 5$ $Fp = 2.2561355e+7$	valeurs moyennes
$30 < Re < 75$	$f = 25.528 / Re^{0.439}$ $Fp = 115115400 / Re^{0.439}$	$\pm 1\%$ $\pm 1\%$
$Re = 75$	$f = 3.85$ $Fp = 17372243$	valeurs moyennes
$75 < Re \leq 200$	$f = 11.215 / Re^{0.248}$ $Fp = 50602690 / Re^{0.248}$	$\pm 0.75\%$ $\pm 0.75\%$

Tableau 7.2 Corrélations hydrodynamiques de l'échangeur SWEP HP1016.

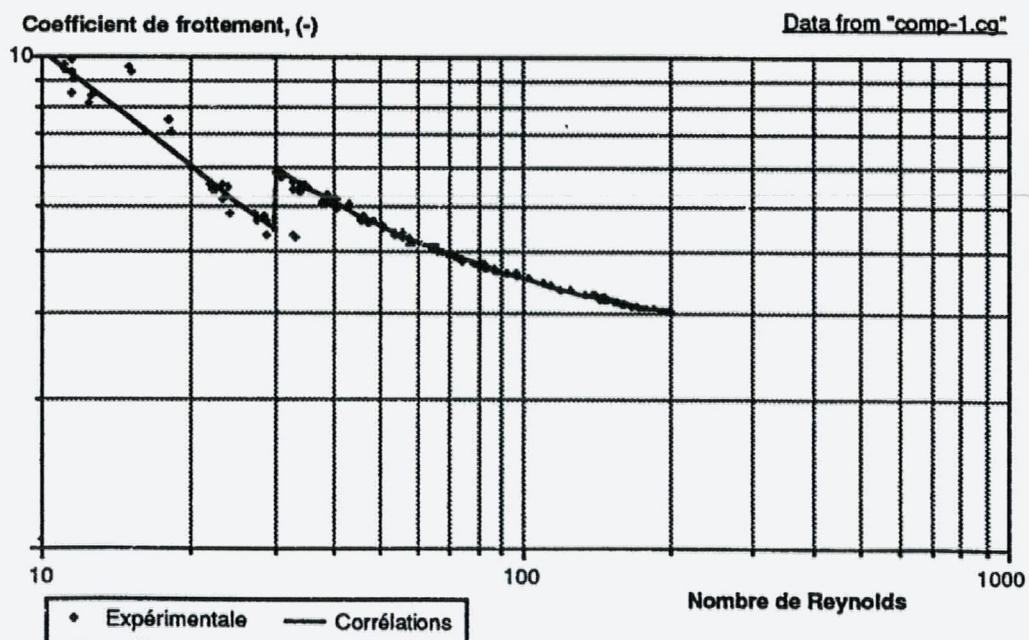


Figure 7.2 Coefficient de frottement de l'échangeur SWEP HP1016.

### Caractéristiques hydrodynamiques des échangeurs testés

Elles sont décrites précisément dans /1/, /4/ et /6/, mais les principaux résultats de cette étude sont résumés ci-dessous:

- le coefficient de frottement et la fonction du coefficient de frottement,  $f$  et  $F_p$  respectivement, sont indépendants du sens d'écoulement dans l'échangeur mais dépendent de la viscosité du fluide
- les caractéristiques hydrodynamiques des échangeurs de type B10, (B10-10 et B10-14), sont équivalents et sont représentées ensemble, (Fig. 7.1 et Tab. 7.1)
- trois zones de fonctionnement sont caractéristiques:
  - a) une zone d'écoulement visqueux pour de bas nombres de Reynolds
  - b) une zone de transition où une discontinuité des caractéristiques hydrodynamiques est observée
  - c) une zone d'écoulement turbulent constitué de deux zones linéaires
- les corrélations du coefficient et de la fonction de frottement sont du type:
  - a)  $f, F_p = a/Re^b$  en régime quasi-visqueux, erreur d'interpolation  $<\pm 5\%$
  - b)  $f, F_p = \text{constant au point de discontinuité}$
  - c)  $f, F_p = a + b/Re^b$  en régime turbulent, erreur d'interpolation  $<\pm 1\%$
- en régime turbulent, les données expérimentales des deux échangeurs B10-10 et B10-14 sont très proches de celles du constructeur. Quant au prototype HP1016-20, aucune référence n'a pu être encore formulée
- une diminution de 20 % du diamètre hydraulique a les conséquences suivantes:
  - une accélération de la transition entre les régimes visqueux et turbulent. En effet, le nombre de Reynolds "critique" est de 60 et 30 pour des diamètres hydrauliques de 4 et 3.2 mm, respectivement
  - une augmentation des pertes de charge totales de l'échangeur traduite par un accroissement de 75- 80% du coefficient de frottement.

### Exemple de calcul de pertes de charge, $\Delta p$

Soit une huile circulant dans un échangeur à plaques SWEP HP1016-20 avec un débit moyen  $m = 0.5 \text{ kg/s}$ , une viscosité dynamique  $\mu = 7 \text{ mPa.s}$ , une densité  $\rho = 845 \text{ kg/m}^3$ , la perte de charge totale du fluide chaud dans l'échangeur est calculée par:

- $r_{h,ch} = 0.5 / 9 = 0.056 \text{ kg/s}$
- (Eq 7.1):  $Re = 17.699 \cdot 0.056 / 0.007 = 140.5$
- (Tab. 7.2):  $f = 11.215 / (140.5)^{0.248} = 3.29$
- (Eq. 7.3):  $\Delta p = 3.29 \cdot 0.056^2 \cdot 0.236 / (0.0016^2 \cdot 0.113^2) = 74'488 \text{ Pa} = 0.745 \text{ bar}$

### 7.3 Résultats des Essais Thermiques, /3/, /4/ et /6/

Les résultats expérimentaux pour les échangeurs de type B10 et HP1016 sont donnés ci-après sous formes de graphiques et de corrélations, (Tabs. 7.3-7.4, Figs. 7.3-7.4). De plus, les nombres adimensionnels utilisés dans les formules ou dans les graphes ainsi que les hypothèses simplificatrices sont présentés ci-dessous. Le détail des analyses de données est inclus dans /2/.

#### Hypothèses simplificatrices, /9/

- l'échangeur ne travaille qu'en régime permanent liquide-liquide et sans changement de phase
- le coefficient global de transfert de chaleur est constant au travers de l'échangeur
- les profils de températures et de vitesse sont totalement établis dans l'échangeur
- la température et le débit des fluides sont uniformes à l'entrée de chaque canal des deux fluides
- l'écoulement est uniformément distribué entre chaque canal pour les deux fluides
- pas de conduction de chaleur dans le fluide et les plaques
- les pertes de chaleur à l'extérieur sont négligeables; les deux plaques externes de l'échangeur se comportent comme deux surfaces adiabatiques
- la chaleur spécifique de chaque fluide est constante dans l'échangeur, (de même que pour la capacité thermique).

#### Calcul de la chaleur reçue par le fluide froid:

$$Q_1 = \dot{m}_1 C_{p1} \Delta t_1 \quad (7.8)$$

#### Calcul de la chaleur transmise par le fluide chaud:

$$Q_2 = \dot{m}_2 C_{p2} \Delta t_2 \quad (7.9)$$

#### Calcul du coefficient global de transfert de chaleur, U:

$$U = \frac{Q_1}{Fk a_t \Delta t_{lm}} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e_p}{\lambda_p} \quad (7.10)$$

avec  $a_t = (np_1 + np_2 - 1) a_p$

**Définition de la différence de température moyenne logarithmique:**

$$\Delta t_{lm} = \frac{(T_{2i} - T_{1o}) - (T_{2o} - T_{1i})}{\ln \left( \frac{(T_{2i} - T_{1o})}{(T_{2o} - T_{1i})} \right)} \quad (7.11)$$

**Définition du nombre de Nusselt:**

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} = a Re^b Pr^c \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^n \quad (7.12)$$

avec  $c = 0.333 e^{6.4/(Pr+30)}$  et  $n = 0.3/(Re+6)^{0.125}$ .

Cette expression du nombre de Nusselt est une valeur moyenne du transfert de chaleur moyen de l'échangeur. En effet, le coefficient de convection est déterminé globalement à partir des températures d'entrées et sorties de l'échangeur et non localement. Une écriture plus correcte du nombre de Nusselt, Nu, de l'équation 7.12 serait  $\bar{Nu}$  mais par souci de simplification, les corrélations des tableaux 7.3 et 7.4 sont de la forme de l'équation 7.12.

### Caractéristiques thermiques des échangeurs SWEP de type B10

Plage de validité	Interpolations	Précisions
0 ≤ Re < 15	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 0.4491 Re^{0.4608}$	±2%
Re = 15	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 1.54$	Valeur moyenne
15 < Re < 45	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 0.1 Re$	±2.5%
Re = 45	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 4.54$	Valeur moyenne
45 < Re < 85	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 0.5283 Re^{0.5672}$	±1%
Re = 85	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 6.67$	Valeur moyenne
85 < Re	$Nu / [Pr^C (\frac{\mu}{\mu_p})^n] = 0.37906 Re^{0.6519}$	±1 %
Plage de variation du nombre Prandtl du fluide chaud: 55 ≤ Pr ≤ 90		
Plage de variation du nombre Prandtl du fluide froid: 8 ≤ Pr ≤ 10		
avec $c = 0.333 e(6.4/(Pr+30))$ et $n = 0.3/(Re+6)^{0.125}$		

Tableau 7.3 Corrélations thermiques des échangeurs SWEP de type B10.

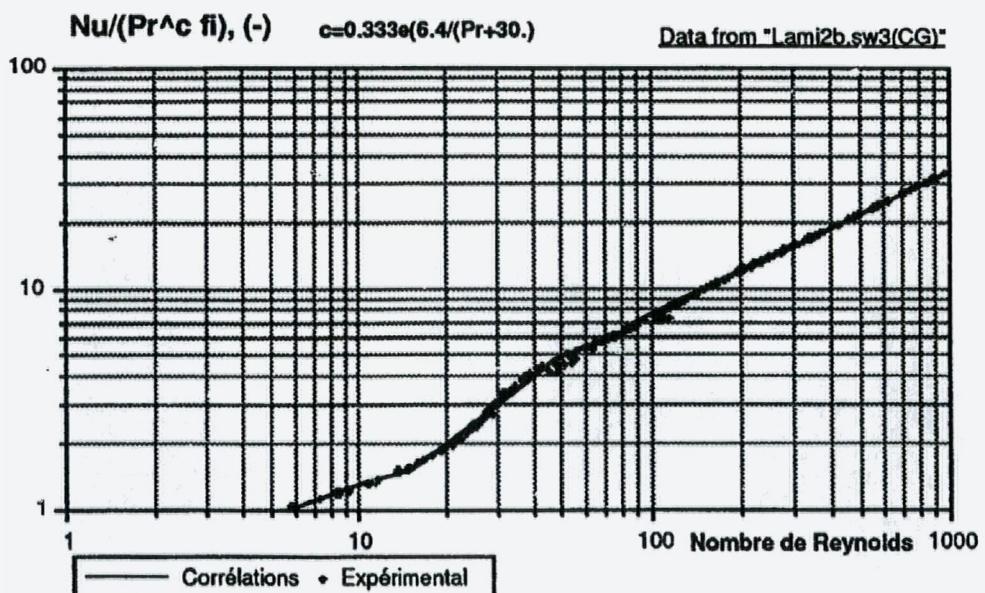


Figure 7.3 Caractéristiques thermiques des échangeurs SWEP de type B10.

### Caractéristiques thermiques de l'échangeur SWEP HP1016

Plage de validité	Interpolations	Précisions
0 ≤ Re < 20	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 0.4621 Re^{0.4370}$	±2%
Re = 20	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 1.730$	Valeur moyenne
20 < Re < 50	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 0.0875 Re$	±2.5%
Re = 50	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 4.4$	Valeur moyenne
50 < Re < 80	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 0.4223 Re^{0.6012}$	±1%
Re = 80	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 5.95$	Valeur moyenne
80 < Re	$Nu / [Pr^C \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n] = 0.26347 Re^{0.7152}$	±2 %
Plage de variation du nombre Prandtl du fluide chaud: 67 ≤ Pr ≤ 87		
Plage de variation du nombre Prandtl du fluide froid: 8 ≤ Pr ≤ 10		
avec c = 0.333 e <sup>(6.4/(Pr+30))</sup> et n = 0.3/(Re+6) <sup>0.125</sup>		

Tableau 7.4 Corrélations thermiques de l'échangeur SWEP HP1016.

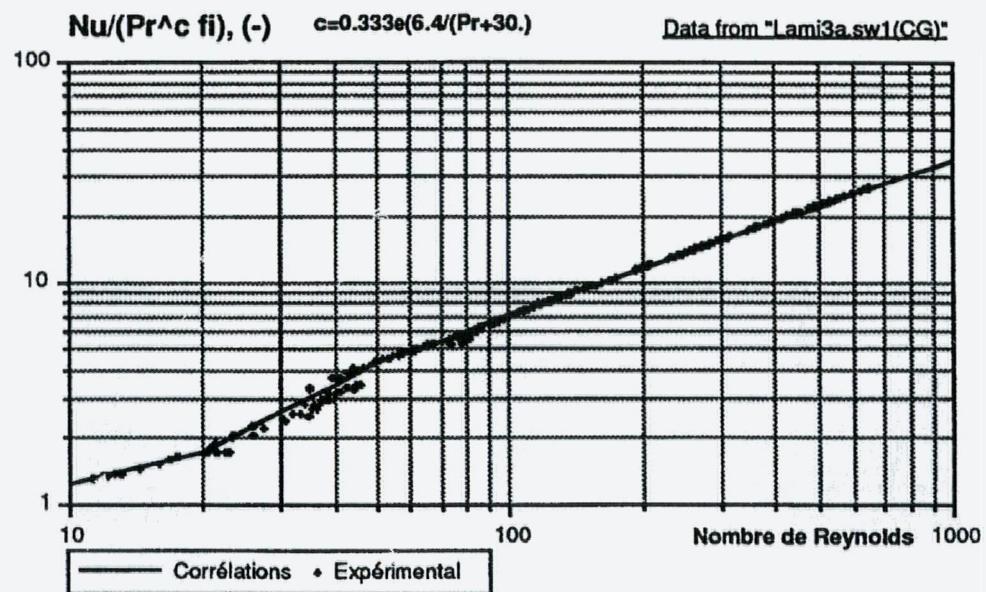


Figure 7.4 Caractéristiques thermiques de l'échangeur SWEP HP1016.

### Caractéristiques thermiques des échangeurs testés

Elles sont décrites précisément dans /3/, /4/ et /6/ mais les principaux résultats de cette étude sont résumés ci-dessous:

- l'étude du bilan d'énergie montre qu'il est généralement entre  $\pm 2.5\%$  avec néanmoins de très grands écarts jusqu'à 30% sous certaines conditions d'écoulement. En effet, dans la zone de transition, la couche limite de l'écoulement est quelque peu instable, étant partiellement laminaire ou partiellement turbulent. Cela provoque des fluctuations du coefficient de frottement entraînant ainsi des instabilités d'écoulement mesurées par le débitmètre. De plus, l'observation de ces différences sur le bilan d'énergie nous renseigne sur les différents régimes d'écoulement de l'échangeur
- ces fluctuations observées dans l'étude des caractéristiques hydrodynamiques sont également visibles sur l'évolution du nombre de Nusselt, (Figs. 7.3 et 7.4). Les comportements hydrodynamiques et thermiques des échangeurs à plaques sont par conséquent directement liés
- comme précédemment dans l'étude hydrodynamique, trois régimes d'écoulement se distinguent, tels que:
  - a) un régime visqueux pour des nombres de Reynolds,  $8 \leq Re \leq 15-20$
  - b) une zone de transition,  $20 \leq Re \leq 50$ , où le facteur de Colburn est relativement constant
  - c) un régime turbulent s'établissant dès  $Re=50$  et étant également défini par deux zones "linéaires"
- les caractéristiques thermiques sont précisément corrélées par l'expression du nombre de Nusselt décrite dans l'équation 7.12. Ce nombre adimensionnel détermine le coefficient de convection par film global pour un type de géométrie
- l'erreur d'interpolation pour les trois échangeurs testés est globalement comprise entre  $\pm 2\%$ , quelles que soient les zones d'écoulement, (laminaire, transition ou turbulent)
- l'exposant du nombre de Prandtl dans l'équation 7.12 est issu de la procédure de dimensionnement des échangeurs SWEP et nous obtenons les valeurs moyennes:
  - pour l'eau:  $c \approx 0.392$
  - pour l'huile:  $c \approx 0.355$
- une valeur de ce coefficient égale à  $1/3$  est généralement employée dans la littérature, /9/, mais son utilisation commune pour les deux fluides diminue la précision globale de la corrélation du nombre de Nusselt, (Eq. 7.12)
- le rapport des viscosités dynamiques,  $(\frac{\mu}{\mu_p})^n$ , dans l'équation 7.12 tient compte de la thermodépendance des fluides et il est communément appelé "coefficient de Sieder-Tate":

- pour l'eau:  $(\frac{\mu}{\mu_p})^{n=1}$
- pour l'huile:  $0.9 \leq (\frac{\mu}{\mu_p})^n \leq 0.95$
- les caractéristiques thermiques sont indépendantes du nombre de plaques de l'échangeur. Pour les deux échangeurs testés, B10-14 et B10-10 ayant respectivement 12 et 8 plaques thermiques, l'écart entre leurs corrélations de Nusselt respectives est relativement faible, <1%, avec néanmoins de plus grandes différences en régime de transition. Cependant, la zone de transition reste également "insensible" au nombre de plaque. Par conséquent, les caractéristiques thermiques et les différents régimes d'écoulement dépendent essentiellement des spécificités géométriques de la plaque plutôt de la configuration de l'échangeur
- une diminution de 20 % du diamètre hydraulique a les conséquences suivantes:
  - la zone de transition a lieu plus rapidement, (Figs. 7.3- 7.4)
  - une diminution des performances thermiques en faible régime d'écoulement,  $Re \leq 300$ , et inversement pour  $Re > 300$ . Les différences sont comprises entre  $\pm 6\%$  pour  $10 \leq Re \leq 1200$  mais elles augmentent de plus en plus avec un nombre de Reynolds croissant
- le facteur de correction,  $F_k$ , calculé pour ce type d'échangeur est très proche de l'unité, démontrant ainsi leur très grande efficacité. Les échangeurs à plaques de type SWEP peuvent donc être assimilés à des échangeurs à pure contre-courant où  $F_k=1$  dans l'équation 7.10.

### **Exemple de dimensionnement d'un échangeur à plaques**

Dans une application de refroidissement d'une huile, un échangeur de chaleur à plaques brasées de type SWEP HP1016 est choisi en fonction de son poids, de son envergure et de sa disponibilité. Le problème de l'ingénieur consiste alors à le dimensionner thermiquement afin de satisfaire le point de fonctionnement désiré.

#### *Point de fonctionnement*

Circuit primaire:	eau	secondaire: huile
Débit massique:	0.467 kg/s	0.416 kg/s
Température entrée:	7.5 °C	35.5 °C
Température sortie:	14.2 °C	-

#### *Échangeur de chaleur*

Type:	HP1016-20
Nombre de canaux:	10

### *Caractéristiques des fluides utilisés*

Eau à T=11°C:	Huile à T=28°C:
$\mu$ : 1.276 mPa.s	5.87 mPa.s
Cp: 4190.9 J/kgK	1958.8 J/kgK
$\lambda$ : 0.595 W/mK	0.13 W/mK

---

### *Calculs à effectuer*

- chaleur reçue par le fluide froid, (Eq 7.8):  $Q_1 = 0.467 \cdot 4190.9 \cdot (14.2 - 7.5) = 13'113 \text{ W}$
- température sortie fluide chaud., (Eq 7.9):  $T_{2o} = 35.5 - 13'113 / 0.416 / 1958.8 = 19.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- différence de température moyenne logarithmique, (Eq 7.10):  $\Delta t_{lm} = 16.11 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- nombre de Reynolds
  - fluide froid:  $Re_1 = 17.699 \cdot (0.467 / 10) / 1.276e-3 = 648$
  - fluide chaud:  $Re_2 = 17.699 \cdot (0.416 / 9) / 5.87e-3 = 139$
- nombre de Prandtl
  - fluide froid:  $Pr_1 = 1.276e-3 \cdot 4190.9 / 0.595 = 9$
  - fluide chaud:  $Pr_2 = 5.87e-3 \cdot 1958.8 / 0.13 = 88$
- exposant du nombre de Prandtl
  - fluide froid:  $c_1 = 0.333 \cdot e^{(6.4 / (9 + 30))} = 0.393$
  - fluide chaud:  $c_2 = 0.333 \cdot e^{(6.4 / (88 + 30))} = 0.352$
- nombre de Nusselt, (Tab. 7.4)
  - fluide froid:  $Nu_1 = 0.26347 \cdot (648)^{0.7152} \cdot (9)^{0.393} = 64$
  - fluide chaud:  $Nu_2 = 0.26347 \cdot (139)^{0.7152} \cdot (88)^{0.393} \cdot 0.925 = 48.3$
- coefficient de convection par film, (Eq. 7.12)
  - fluide froid:  $h_1 = 64 \cdot 0.595 / 0.0032 = 11'900 \text{ W/m}^2\text{K}$
  - fluide chaud:  $h_2 = 48.3 \cdot 0.13 / 0.0032 = 1'961.6 \text{ W/m}^2\text{K}$
- coefficient global de transfert de chaleur par film, (Eq. 7.10), ( $\lambda_{inox} = 16.3 \text{ W/mK}$ )
 
$$1/U = 1/11'900 + 1/1'961.6 + 0.0006 / 16.3$$

$$U = 1'585.7 \text{ W/m}^2\text{K}$$
- surface de transfert de chaleur requis, ( $F_k = 1$ ):  $a_t = 13'113 / (1'585.7 \cdot 16.11) = 0.513 \text{ m}^2$
- surface de transfert de chaleur disponible,  $a_t' = (10 + 9 - 1) \cdot 0.032 = 0.576 \text{ m}^2$

### *Conclusion*

Comme  $a_t' \geq a_t$ , l'échangeur de chaleur avec la configuration choisie permet de satisfaire le point de fonctionnement désiré. Par conséquent, l'échangeur de chaleur est dimensionné thermiquement.

## 7.4 Comparaison des Performances Thermiques et Hydrauliques

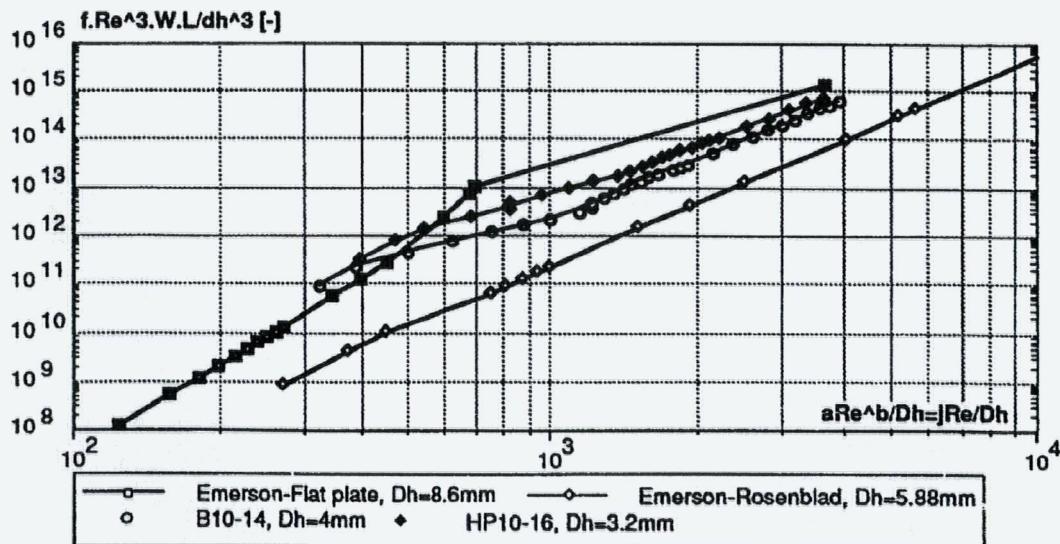
Les performances thermiques et hydrauliques d'un échangeur peuvent être associées afin de définir l'efficacité globale de celui-ci. Les performances thermiques d'un échangeur peuvent être associées au coefficient de transfert de chaleur,  $h$ :

$$h = \frac{Nu \lambda}{Dh} = Pr^c \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^n \lambda \left( \frac{a Re^b}{Dh} \right) = f_1 \left( \frac{a Re^b}{Dh} \right) \quad (7.13)$$

La puissance de pompage est définie par:

$$E = \frac{\mu^3}{\rho^2} f \left( \frac{Re}{Dh} \right)^3 WL = f_2 \left( f \left( \frac{Re}{Dh} \right)^3 WL \right) \quad (7.14)$$

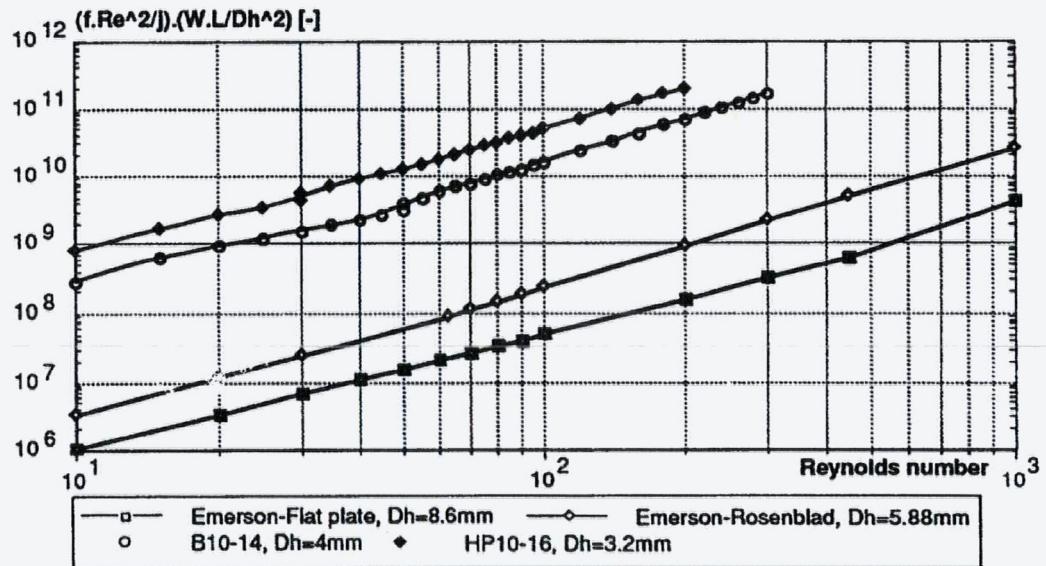
Par conséquent, les termes  $(aRe^b/Dh)$  et  $(f(Re/Dh)^3WL)$  représentent respectivement le transfert de chaleur et la puissance de pompage d'un échangeur de chaleur. Le rapport de ces deux termes permet de coupler les performances thermiques et hydrodynamiques et les évolutions des expressions  $(aRe^b/Dh)$  et  $(f(Re/Dh)^3WL)$  sont illustrées aux figures 7.5 et 7.6. Les résultats expérimentaux d'Emerson, /11/-/12/, menés sur des échangeurs à plaques planes et à chevrons sont également représentés de manière à représenter leurs performances par rapport aux échangeurs SWEP.



**Figure 7.5** Evolution de  $(f(Re/Dh)^3WL)$  en fonction de  $(aRe^b/Dh)$ .

La figure 7.5 montre que l'échangeur Rosenblad étudié par Emerson, /12/, semble être le plus efficace car pour une abscisse fixée (imposant un niveau d'échange thermique), ce dernier requiert le minimum d'énergie de pompage comparativement aux échangeurs SWEP. De même, par rapport au prototype HP1016, l'échangeur de type B10 est le plus efficace selon les paramètres des équations 7.5 et 7.6. Ces dernières formulations ne donnent aucune indication du régime d'écoulement représenté généralement par le nombre de Reynolds. Aussi, le rapport entre les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques en fonction du nombre de Reynolds permet de situer plus clairement le régime d'écoulement des échangeurs, (Eq. 7.15):

$$\frac{f \cdot Re^2 \cdot W \cdot L}{j} \approx \frac{f \cdot Re^3 \cdot W \cdot L}{Nu \cdot Dh^2} = f_3(Re) \quad (7.15)$$



**Figure 7.6** Evolutions de  $(\frac{f \cdot Re^3 \cdot WL}{Nu \cdot Dh^2})$  en fonction du nombre de Reynolds.

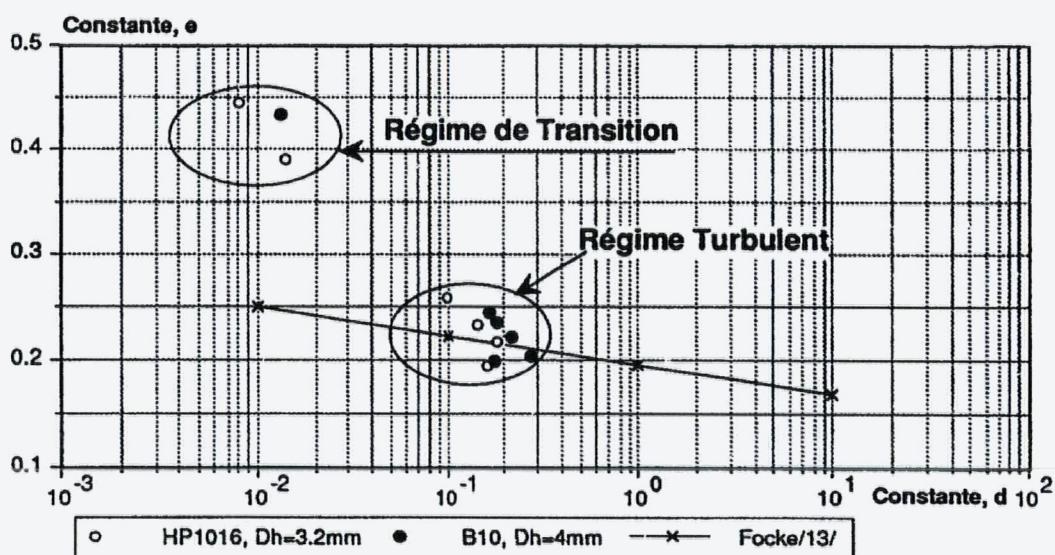
Il apparaît qu'au plus le rapport est petit, meilleures sont les performances globales de l'échangeur. La figure 7.6 montre à nouveau que l'échangeur de type B10 est plus efficace que le prototype HP1016. Dans ce cas, cela démontre que pour les deux types d'échangeurs testés, une diminution du diamètre hydraulique contribue à la diminution des performances globales de l'échangeur s'exprimant en fonction des pertes de charge engendrées par rapport aux transferts de chaleur résultants.

De plus, les travaux de Focke, /13/, ont montré qu'une formulation unique (Eq. 7.16) permet de corrélér les caractéristiques thermiques et hydrodynamiques en régime turbulent de différents échangeurs de chaleur à plaques avec une précision inférieure à 50% et une déviation moyenne de 7%, /13/, telle que:

$$jRe = d (fRe^3)^e \quad (7.16)$$

avec  $e=0.1955-0.0278\log_{10}(d)$ .

Les valeurs des constantes "e" et "d" de l'équation 7.16 ont été calculées pour les échangeurs HP1016 et de type B10 et sont représentées à la figure 7.7.



**Figure 7.7** Evolutions de l'équation des coefficients "d" et "e" de l'équation 7.16.

Les figures 7.6 et 7.7 montre qu'une formulation unique pour les échangeurs à plaques étudiés liant les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques peut être calculée de la forme:

$$jRe = \frac{Nu}{Pr^c \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^n} = a_1 (fRe^3)^{a2} \quad (7.17)$$

$$\text{et} \quad fRe^3 = b_1 (jRe)^{b2} \quad (7.18)$$

En régime turbulent,  $Re>80$ , on obtient:

- échangeurs de type B10, (B10-10, B10-10):

$$a_1=0.212 \text{ et } a_2=0.236$$

$$b_1=714.63 \text{ et } b_2=4.24$$

- échangeur HP1016:

$$a_1=0.141 \text{ et } a_2=0.260$$

$$b_1=1900 \text{ et } b_2=3.85$$

A partir des essais hydrodynamiques déterminant l'évolution du coefficient de frottement, le facteur de Colburn et/ou le nombre de Nusselt peuvent être ensuite calculés par l'équation 7.17. Les caractéristiques thermiques ainsi calculées en régime turbulent pour les échangeurs B10-14 et HP1016 ont été estimées avec une erreur inférieure à 3% par rapport aux mesures effectuées. L'équation 7.16 permet donc de prédire les performances thermiques de l'échangeur B10 à partir des essais hydrodynamiques avec une bonne précision.

De même, l'équation 7.18 définit les caractéristiques hydrodynamiques en fonction des performances thermiques d'un échangeur de chaleur à plaques. L'avantage de cette équation consiste en la prédition des performances hydrodynamiques d'un échangeur sur un plus large domaine d'écoulement que celui actuellement expérimenté. En effet, à partir des corrélations de transfert de chaleur, (Tab. 7.4), le facteur de frottement pour l'échangeur HP1016, (Eq. 7.18), est représenté à la figure 7.8 sur un domaine d'écoulement plus étendu que celui expérimenté lors des essais hydrodynamiques.

Ces formulations, (Eqs. 7.17- 7.18), pourraient être généralisées à différents échangeurs à plaques couramment utilisés et seraient alors très pratiques lors de leurs procédures de dimensionnement.

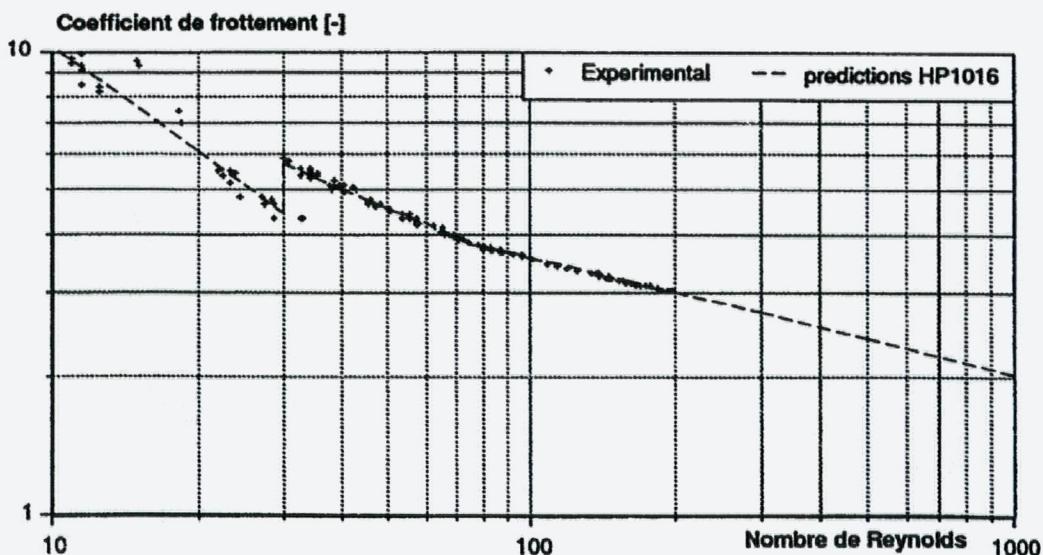


Figure 7.8 Prédiction des performances hydrodynamiques de l'échangeur HP1016.

## 7.5 Résultats de la Modélisation Numérique, /5/

La méthode  $\epsilon$ -NTU permet une modélisation numérique du comportement thermique d'un échangeur de chaleur et consiste en la détermination des températures de sorties des fluides froids et chauds à partir des corrélations de transfert de chaleur introduites dans le modèle numérique. Notre démarche fut tout d'abord de tester la méthode  $\epsilon$ -NTU sur un échangeur de chaleur à plaques SWEP HP1016 en régime turbulent et ensuite de conclure quant à son éventuelle application lors de la modélisation du comportement thermique de ce type d'échangeur. Pour cela, la méthode  $\epsilon$ -NTU a été programmée pour déterminer le coefficient global de transfert de chaleur,  $U$ , à partir de points de fonctionnement expérimentaux mesurés sur notre installation. Cette méthode numérique ainsi que les principaux résultats de cette étude sont détaillés dans le rapport intermédiaire, /5/, et montre les points suivants:

- les écarts dans les déterminations du coefficient globale de transfert de chaleur calculé et expérimental sont généralement comprises entre -0.5 et 1%
- les températures de sortie des deux fluides ainsi calculées par cette méthode ont une erreur d'estimation compris entre  $\pm 0.5\%$ . Cela correspond généralement à une différence de  $0.2^\circ\text{C}$  qui est à comparer à l'erreur de mesure de température de  $0.1^\circ\text{C}$
- cette méthode de calcul détermine la valeur du facteur de correction,  $F_k$ , qui est utilisé dans la méthode DTLM lors de la détermination de la puissance échangée, (Eq. 7.10). Ce facteur représente les différences de transfert de chaleur entre un échangeur à plaques et celui défini comme à pure contre-courant
- pour chaque point de fonctionnement, le facteur de correction est généralement compris entre 0.97 et 1. Ces valeurs calculées voisines de l'unité sont très proches de celles fournies par le constructeur et celles disponibles dans la littérature, /7/, /9/
- comme  $F_k \approx 1$ , la valeur du facteur de correction employé dans la méthode DTLM, (Eq. 7.10), pourra être fixée à 1 et les échangeurs à plaques SWEP de type B10 peuvent être considérés comme des échangeurs à pure contre-courant.

En conclusion, cette méthode  $\epsilon$ -NTU est validée et adaptée à la modélisation du transfert de chaleur dans un échangeur à plaques et possède, en outre, une bonne précision de calcul des températures de sortie et du coefficient globale de transfert de chaleur par rapport aux essais expérimentaux. La seconde étape pourrait consister à insérer les corrélations de transfert de chaleur, (Tabs. 7.3 et 7.4), dans le modèle numérique afin de calculer les températures de sorties correspondantes aux deux fluides.

## 8. Problèmes non Résolus

Par rapport aux essais systématiques, il n'est encore pas possible de définir une "loi générale" régissant les caractéristiques thermiques et hydrauliques des différents échangeurs de chaleur testés. Davantage d'échangeurs de chaleur seraient à tester pour y parvenir. Cependant, les essais déjà réalisés permettent de définir certains comportements de ces caractéristiques en fonction du diamètre hydraulique et du nombre de plaques.

Les essais expérimentaux ont démontré des zones de fluctuation d'écoulement pour certains nombres de Reynolds. Certaines explications ont pu être apportées et des essais complémentaires seraient nécessaires pour définir exactement les causes de ces fluctuations, pouvant être provoquées par l'échangeur et/ou par des phénomènes d'écoulement dans l'installation.

De plus, la longueur d'écoulement le long d'une plaque définie dans la formulation du coefficient de frottement, (Eqs 7.5 et 7.6), est une donnée "délicate" à déterminer car l'écoulement étant tridimensionnel, la longueur de l'écoulement diffère suivant le régime d'écoulement, /9/. Pour cela, la définition d'une fonction de frottement,  $F_p$ , (Eq. 7.7), permet de palier à cette difficulté mais il serait souhaitable de définir une longueur représentative de l'écoulement et valable pour tous types d'échangeurs à plaques.

Des essais en régime transitoire n'ont pu être actuellement réalisés en raison de problèmes expérimentaux retardant le projet de recherche.

---

## 9. Propositions quant à la Suite des Travaux

Ce précédent plan d'étude a permis la mise en fonctionnement du stand d'essai suivi par des essais systématiques sur des échangeurs de chaleurs à plaques brasées. Les possibilités de l'installation permettent de déterminer leurs caractéristiques thermiques et hydrauliques selon une large gamme d'écoulement, ( $8 < Re < 2000$ ) avec une très bonne précision de mesure (bilan thermique inférieur à 2%), /4/-/6/. Cette partie expérimentale a permis d'acquérir de grandes expériences dans la technique de mesure des propriétés thermiques de fluides, de transfert de chaleur ainsi que dans l'analyse des résultats obtenus.

Les échangeurs de chaleur à plaques sont des appareils compacts, très efficaces et sont disposés à être de plus en plus intégrés dans des systèmes énergétiques tels que les pompes à chaleur à absorption. L'optimisation et le dimensionnement de tels systèmes imposent alors la connaissance des performances globales de ce type d'échangeurs de

chaleur qui restent généralement confidentielles et donc indisponibles aux utilisateurs ou aux concepteurs, /9/.

Une poursuite de ce projet de recherche consisterait en une étude complète de ce type d'échangeurs de chaleur en phase liquide- liquide et se décompose en deux étapes. La première consiste à mener des essais systématiques sur différents types d'échangeurs à plaques et de constituer une base de donnée suffisamment complète et représentative. A partir de ces résultats, la seconde partie permettra de déterminer une méthode de calcul généralisé des échangeurs à plaques brasées afin de mieux intégrer ces appareils dans la conception et l'optimisation d'un système énergétique.

Dans cette optique, une offre pour un nouveau mandat de recherche énergétique a été déposée à l'intention de l'Office fédéral de l'Energie, /8/. La nouvelle étude globale sur les caractéristiques de différents types d'échangeurs à plaques a les objectifs suivants:

- la création d'une base de données suffisamment précise, complète et accessible aux utilisateurs
- la définition d'une méthode simple de calcul de dimensionnement (performances et pertes de charge) de ces échangeurs à plaques afin de fournir aux utilisateurs de ces appareils un outil adéquat, facile et efficace.

Etant d'une utilité générale, l'étude sur les échangeurs de chaleur à plaques s'incorpore dans le cadre d'un projet de développement et d'amélioration des systèmes de pompes à chaleur à absorption mené par l'Office fédéral de l'énergie. La démarche proposée s'articule en deux étapes:

1) lors de la première étape, un groupe de travail sera constitué de constructeurs, de vendeurs d'échangeurs de chaleur à plaques et de spécialistes de transfert de chaleur afin de définir la partie expérimentale du projet de recherche. Les essais systématiques seront menés sur différents échangeurs à plaques afin de déterminer leurs caractéristiques thermiques et hydrodynamiques afin d'établir une base de données conséquente et suffisamment complète.

Les paramètres d'essai définis par le groupe d'experts pourront être les suivants:

- les différents constructeurs: SWEP, APV, Alpha-Laval, CIAT, Barriquand, Uranus, Vicarb, ou vendeur (Jaggi- Berne)
- les différents procédés d'assemblage: plaques à joints ou brasées
- les différentes géométries (les plus utilisées): largeur, longueur ou espacement entre plaques
- les différents régimes d'écoulement de laminaire à turbulent.

Une attention toute particulière sera réservée à l'étude du comportement de l'échangeur étudié dans la zone d'écoulement de transition laminaire-turbulent, des conditions d'écoulement existantes dans les pompes à chaleur.

2) à partir de ces essais avec les différents paramètres précédemment mentionnés, une analyse des caractéristiques obtenues devrait permettre de définir une ou plusieurs formulations globales et simplifiées des performances d'un échangeur à plaques. Ce formulaire serait alors à utiliser lors de l'intégration d'un échangeur à plaques dans un système énergétique, par exemple, lors de la conception d'une pompe à chaleur.

## 10. Listes de Symboles

<b>Symbole</b>	<b>Unité</b>	<b>Définition</b>
$a_p$	$m^2$	surface d'échange par plaque
$a_t$	$m^2$	surface totale d'échange
$C_p$	$J/kgK$	chaleur spécifique
$Cre$	-	constante de Reynolds
$d$	$m$	diamètre des tubulures d'entrée et de sortie
$dh$	$m$	diamètre hydraulique
$e$	$m$	hauteur entre deux plaques
$e_p$	$m^2$	épaisseur de la plaque
$F_k$	-	facteur de correction
$F_p$	$10^{-3}/m^4$	fonction du coefficient de frottement
$h$	$W/m^2K$	coefficient de transfert de chaleur par film
$W$	$m$	largeur d'une plaque
$L$	$m$	longueur d'écoulement dans l'échangeur
$m$	$kg/s$	débit massique
$n_p$	-	nombre de canal
$Q$	$W$	puissance de chaleur
$T$	$K, ^\circ C$	température
$U$	$W/m^2K$	coefficient global de transfert de chaleur

### Nombres adimensionnels

$f$	-	coefficient de frottement
$j$	-	coefficient modifié de Colburn
$Nu$	-	nombre de Nusselt
$Pr$	-	nombre de Prandtl
$Re$	-	nombre de Reynolds

### Grecques:

$\phi$	-	rapport de la surface développée sur la surface projetée
$\mu$	$Pa.s$	viscosité dynamique ( $kg/m.s$ )
$\nu$	$m^2/s$	viscosité cinématique ( $\nu = \mu/\rho$ )
$\rho$	$kg/m^3$	masse volumique
$\lambda$	$W/m.K$	conductivité thermique
$\Delta t$	$K, ^\circ C$	différence de température
$\Delta p$	$Pa$	chute de pression

**Indices:**

- 1      **relatif au fluide froid**
- 2      **relatif au fluide chaud**
- i      **entrée**
- o      **sortie**
- p      **paroi.**

## 11. Bibliographie 4

**/1/ Bogaert R., 1993**

"Caractéristiques Hydrauliques d'un Echangeur à Plaques Brasées, B10-10"  
*Brazed Plate Heat Exchanger Project, LTT 93-02.*

**/2/ Bogaert R., 1994**

Brazed Plate Heat Exchanger Project, "Test Facility Description and Heat Transfer Analysis", Statusreport I, LTT 94-04.

**/3/ Bogaert R., 1994**

"Thermal Characteristics of the Brazed Plate Heat Exchanger, B10-10"  
*Brazed Plate Heat Exchanger Project, Statusreport II, LTT 94-06.*

**/4/ Bogaert R., 1994**

"Thermal and Hydrodynamics Characteristics of the Brazed Plate Heat Exchanger B10-14",

*Brazed Plate Heat Exchanger Project, Statusreport III, LTT 94-13.*

**/5/ Bogaert R., 1994**

"Modeling of a Plate Heat Exchanger"

*Brazed Plate Heat Exchanger Project, Statusreport IV, LTT 94-19.*

**/6/ Bogaert R., 1994**

"Thermal and Hydrodynamics Characteristics of the Brazed Plate Heat Exchanger, HP1016-20",

*Brazed Plate Heat Exchanger Project, Statusreport V, LTT 94-21.*

**/7/ Shah R.K. ; Kandlikar S.G., 1988**

"The Influence of the Number of Thermal Plates on Plate Heat Exchanger Performance"  
*Current Researches in Heat and Mass Transfer, a Compendium and a Festschrift for Professor Arcot Ramachandram, pp. 267-288, Hemisphere Publishing Corp, Washington DC.*

4 Les rapports techniques relatifs au projet de recherche sur les échangeurs de chaleur à plaques sont disponibles auprès de Mme Despont, EPFL- LTT, 1015 Lausanne.

**/8/ Bogaert R., 1994**

" Méthode de Calcul Généralisé des Echangeurs de Chaleur à Plaques",  
*Offre à l'intention de l'Office fédéral de l'Energie pour un Mandat de Recherche Energétique, LTT 94-24.*

**/9/ Shah R.K.; Focke W.W, 1988**

"Plate heat exchangers and their design theory"  
*Heat transfert equipment design, edited by Shah, Subbaro, Mastelkar, Hemisphere publishing Corp.*

**/10/ VDI Heat Atlas, 1993**

*Edited by Verein Deutscher Ingenieure, ISBN 3-18-400915-7.*

**/11/ Emerson, W.H.,1967**

"The Thermal and Hydrodynamic Performance of a Plate Heat Exchanger: I Flat Plates"  
*National Engineering Laboratory Report n°283, Ministry of Technology, April 1967.*

**/12/ Emerson, W.H.,1967**

"The Thermal and Hydrodynamic Performance of a Plate Heat Exchanger: IV a Rosenblad Exchanger"  
*National Engineering Laboratory Report n°286, Ministry of Technology, April 1967.*

**/13/ Focke W.W.,1983**

"Turbulent Convective Heat Transfer in Plate Heat Exchanger"  
*International Communication in Heat and Mass Transfer, Vol 10, pp. 201- 210, 1983.*