

Échangeurs de chaleur

Dimensionnement thermique

par **André BONTEMPS**

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Alain GARRIGUE

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Charles GOUBIER

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Jacques HUETZ

Directeur de Recherche émérite au Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS),
Professeur à l'École Centrale de Paris

Christophe MARVILLET

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble

Pierre MERCIER

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble

et **Roland VIDIL**

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble.

Tous ces auteurs font partie du Groupement pour la Recherche
sur les Échangeurs Thermiques (GRETh)

1. Phase de dimensionnement thermique	B 2 342 - 2
1.1 Problème thermohydraulique	— 2
1.2 Logique de la phase de dimensionnement	— 2
1.3 Principe de calcul thermique d'un échangeur.....	— 3
1.4 Méthodes de calcul analytique ou numérique.....	— 3
2. Méthodes de calcul analytique	— 3
2.1 Principes de calcul.....	— 3
2.2 Méthode du DTML.....	— 4
2.3 Méthode du NUT	— 5
3. Méthodes de calcul numérique	— 6
3.1 Méthode des volumes finis.....	— 6
3.2 Méthode du diagramme température-enthalpie	— 9
4. Méthodes de réseaux : étude de la distribution.....	— 12
4.1 Méthode de réseaux pour les échangeurs à plaques et joints	— 12
4.2 Autre exemple.....	— 14
5. Méthodes thermohydrauliques multidimensionnelles	— 14
5.1 Quelques particularités des problèmes liés aux échangeurs	— 14
5.2 Logiciel TRIO	— 15
5.3 Conclusion.....	— 16
Pour en savoir plus.....	Doc. B 2 345

Cet article présente les principes utilisés pour effectuer un dimensionnement thermique d'échangeurs de chaleur. Les principales méthodes, qu'elles soient manuelles ou informatisées, sont exposées et illustrées d'exemples.

L'ensemble **Échangeurs de chaleur** fait l'objet de plusieurs articles :

[B 2 340] Généralités ;

[B 2 341] Description des échangeurs ;

[B 2 342] Dimensionnement thermique ;

[B 2 343] Intensification des échanges thermiques ;

[B 2 344] Problèmes de fonctionnement ;

ainsi que d'un tableau de notations et symboles en tête et d'une documentation en fin, communs à cet ensemble.

1. Phase de dimensionnement thermique

1.1 Problème thermohydraulique

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermohydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils.

La complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs qui sont :

— la **grande diversité des appareils** (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.) ;

— la **variété des régimes d'écoulement** : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc. ;

— le **nombre important des configurations d'écoulement**, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

À cette complexité due à la technologie des appareils et à la nature de la physique des écoulements s'ajoute la difficulté d'écrire un **logiciel** basé sur une méthode de calcul dont on doit parfaitement maîtriser les hypothèses et les paramètres ; il faut donc pour cela :

— définir un modèle d'écoulement lorsque celui-ci est complexe ;

— prendre les corrélations physiques les mieux adaptées ;

— choisir un algorithme pour le problème que l'on se pose, soit de type dimensionnement, soit de type simulation ;

— prendre une méthode numérique fiable assurant une convergence du calcul thermique pour tous les cas spécifiés.

1.2 Logique de la phase de dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure 1. Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

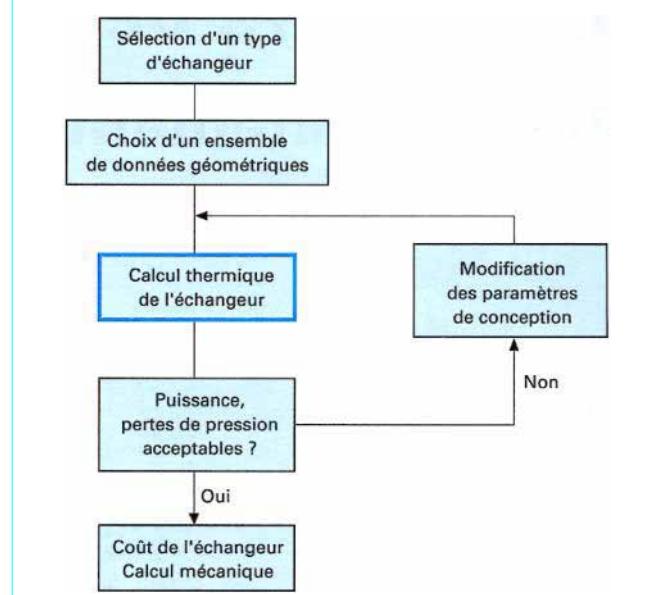


Figure 1 – Logique de la phase de dimensionnement thermique

Remarques

■ Cette phase de dimensionnement thermique peut être manuelle ou effectuée à l'aide d'un outil informatique ; dans les deux cas, l'enchaînement itératif conduisant à répéter le calcul thermique après modification de certains paramètres géométriques est identique.

■ La phase de dimensionnement thermique de l'échangeur n'est qu'une des étapes permettant d'arriver au dessin final, avec la phase de dimensionnement mécanique.

■ Suite au calcul thermique, certains logiciels proposent une phase d'estimation du coût de l'appareil ; cette estimation de coût de fabrication peut être chiffrée à partir des coûts unitaires (prix des composants, temps d'usinage, etc.), ou plus approximativement à partir du poids de l'appareil ou de sa surface d'échange.

■ Au centre de la phase de dimensionnement thermique se trouve le calcul thermique proprement dit.

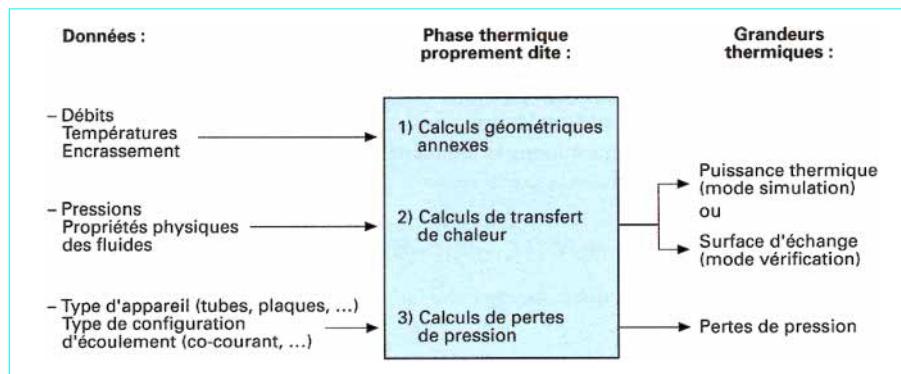


Figure 2 – Principe de calcul thermique d'un échangeur

1.3 Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figure 2 illustre, dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur en précisant :

- les **données nécessaires** : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;
- la **phase thermique proprement dite**, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;
- les **Résultats**, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

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

— par un **mode simulation** : connaissant la géométrie complète de l'appareil, ainsi que les deux fluides et leurs conditions d'entrée, on désire connaître les conditions de sortie des fluides (température, titre de vapeur), d'où la *puissance thermique échangée* ;

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

Il arrive fréquemment que certains logiciels fournissent aussi un autre mode de calcul, le **mode conception (design)**. Ce mode fournit directement l'appareil le mieux adapté au problème, après un examen systématique de différentes solutions, en faisant varier des paramètres géométriques suivant le choix de l'utilisateur. Du point de vue algorithmique, ce mode conception n'est qu'une répétition d'un algorithme de vérification appliqué successivement à plusieurs géométries, suivi d'un tri des solutions obtenues.

1.4 Méthodes de calcul analytique ou numérique

On oppose souvent dans leur principe les méthodes utilisées pour le dimensionnement d'échangeurs en méthodes analytiques et méthodes numériques.

Les **méthodes analytiques globales**, telles que la méthode de l'*écart moyen logarithmique* ou la *méthode de l'efficacité*, sont

toutes basées sur une approche intégrale ; elles présentent donc, du fait de leurs hypothèses, certaines limitations :

— pour permettre une intégration analytique des équations, elles supposent un coefficient d'échange constant le long de l'échangeur ;

— elles n'offrent pas en général la possibilité de dégager l'influence de paramètres géométriques, car les corrélations sont obtenues à partir de résultats globaux sur des appareils standards.

D'une part, ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs dès que l'on s'éloigne des dimensions standards et, d'autre part, elles sont particulièrement inadaptées pour les appareils tels que les évaporateurs ou les condenseurs fonctionnant en régime diphasique.

Les **méthodes numériques** essaient d'améliorer la précision du calcul en décomposant les phénomènes physiques mis en jeu et en prenant en compte la nature de l'écoulement.

Dans cet article, on exploitera les méthodes analytiques du DTML (écart moyen logarithmique) et du NUT (nombre d'unités de transfert) exposées dans l'article *Échangeurs de chaleur. Généralités* [B 2 340], en les illustrant par des exemples.

Puis on détaillera également les méthodes numériques en abordant successivement :

— deux méthodes de dimensionnement thermique pouvant être appliquées à de nombreux types d'appareils ;

— une méthode de type réseau hydraulique appliquée au dimensionnement des échangeurs à plaques et joints ;

— les méthodes de calcul thermohydraulique de type multidimensionnel, trouvant particulièrement leur intérêt lorsque les configurations d'écoulement sont peu connues ou totalement ignorées à l'intérieur d'un échangeur ; on insistera sur les possibilités des logiciels nés de ces méthodes, en illustrant le propos par quelques exemples obtenus récemment au GRETh.

2. Méthodes de calcul analytique

2.1 Principes de calcul

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

- les pertes de pression ;
- l'encombrement ;
- la masse ;

- l'enrassement ;
- une température de paroi à ne pas dépasser ;
- les matériaux utilisés ;
- etc.

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

- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides ([§ 2.2](#)) ;
- la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange ([§ 2.3](#)).

2.2 Méthode du DTML

La valeur locale de la puissance élémentaire $d\Phi$ échangée à travers un élément de surface dS est donnée par l'équation :

$$d\Phi = K(T_1 - T_2) dS$$

avec K coefficient d'échange global,

T_1 et T_2 températures des fluides F_1 et F_2 de part et d'autre de la paroi.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S = \int \frac{d\Phi}{K(T_1 - T_2)}$$

L'intégration ne peut s'effectuer que pas à pas si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange K en fonction des températures T_1 et T_2 , dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- on définit une température moyenne caractéristique ;
- on suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé à la température caractéristique d'échange.

La surface s'obtient par la relation :

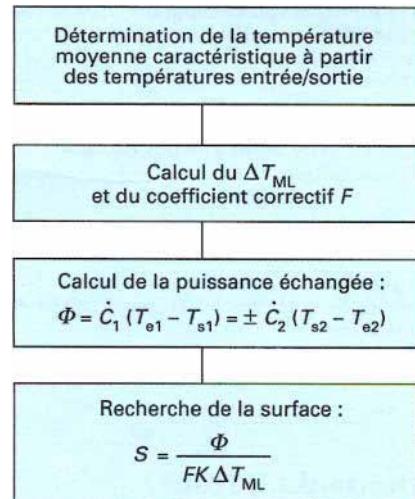
$$S = \frac{\Phi}{K \bar{\Delta}T_{12}} = \frac{\Phi}{FK \Delta T_{ML}}$$

avec $\bar{\Delta}T_{12}$ différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur.

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F (cf. article [B 2 340]).

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Dans certains cas, la solution est analytique mais la formule est complexe, et dépend de \dot{C}_1 , \dot{C}_2 et de l'efficacité ε . Dans la pratique, on a recours à des abaques pour le calcul de F et l'on peut se reporter à l'ouvrage de Kern pour la classification suivant les différents modes de circulation (multipasses, courants croisés, etc.).

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :



avec \dot{C}_1 , \dot{C}_2 débits de capacités (mc_p) des deux fluides.

Exemple de calcul du dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre pour refroidir un débit $Q_1 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ de dodécane de $T_{e1} = 120^\circ\text{C}$ à $T_{s1} = 60^\circ\text{C}$ avec de l'eau industrielle circulant dans les tubes à contre-courant dont la température varie de $T_{e2} = 20^\circ\text{C}$ à $T_{s2} = 30^\circ\text{C}$.

Les propriétés physiques du dodécane à une température moyenne de 90°C sont les suivantes : $\rho_1 = 750 \text{ kg/m}^3$, $c_{p1} = 2260 \text{ J/(kg · K)}$, $\lambda_1 = 0,151 \text{ W/(m · K)}$ et $\mu_1 = 7,5 \times 10^{-4} \text{ Pa · s}$.

L'échangeur est constitué d'un faisceau de 66 tubes en acier doux de conductivité $\lambda_p = 50 \text{ W/(m · K)}$, de diamètres intérieur/extérieur de 20/24 mm, au pas triangulaire normal $p = 30 \text{ mm}$. Les tubes sont assemblés en deux passes. La calandre a un diamètre $D = 337 \text{ mm}$ et possède des chicanes d'épaisseur $e = 5 \text{ mm}$ espacées d'une distance $b = 100 \text{ mm}$. La hauteur laissée libre à chaque chicane est de 25 % du diamètre intérieur de la calandre.

Déterminons la longueur des tubes à installer.

• La **PUISANCE ÉCHANGÉE** est calculée par la relation suivante :

$$\Phi = \dot{C}_1(T_{e1} - T_{s1}) = \dot{m}_1 c_{p1}(T_{e1} - T_{s1}) = 4,24 \times 10^5 \text{ W}$$

Le débit \dot{m}_2 de l'eau industrielle est de ce fait :

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi}{c_{p2}(T_{s2} - T_{e2})} = 10,14 \text{ kg/s}$$

avec $c_{p2} = 4180 \text{ J/(kg · K)}$

soit $Q_2 = 36,5 \text{ m}^3/\text{h}$ avec $\rho_2 = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Le rapport des débits de capacités des deux fluides est :

$$R = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{T_{s2} - T_{e2}}{T_{e1} - T_{s1}} = 0,167$$

et l'efficacité de l'échangeur se calcule par la relation :

$$\varepsilon = \frac{T_{e1} - T_{s1}}{T_{e1} - T_{e2}} = \frac{60}{100} = 0,6$$

Ces deux valeurs permettent de trouver dans la littérature [Kern] le coefficient correctif : $F = 0,97$.

- Déterminons les COEFFICIENTS D'ÉCHANGE h des deux fluides.

La vitesse de l'eau dans les tubes est :

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 N_t A_2} = 0,978 \text{ m/s}$$

avec $N_t = 66/2 = 33$ tubes pour une passe,
 A_2 section intérieure des tubes.

Le calcul du nombre de Reynolds pour l'eau donne :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_2}{\mu_2} = 2,20 \times 10^4$$

avec $\mu_2 = 8,9 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,
 $d_2 = 20 \text{ mm}$.

En utilisant la corrélation de Colburn, le coefficient d'échange est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{d_2} 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{1/3} = 3805 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

avec $\lambda_2 = 0,607 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,
 $Pr_2 = 6,13$.

Pour le calcul de la vitesse du dodécane dans la calandre, cherchons tout d'abord la section de passage entre les chicanes :

$$A_1 = (p - d_1)(b - e) = 5,7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La vitesse dans la calandre est de ce fait :

$$v_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 N_c A_1} = \frac{\dot{m}_1 p}{\rho_1 D A_1} = 0,65 \text{ m/s}$$

permettant de déterminer le nombre de Reynolds pour le dodécane, avec $d_1 = 24 \text{ mm}$:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 d_1}{\mu_1} = 15\,600$$

et le nombre de Nusselt :

$$Nu_1 = 0,36 Re_1^{0,55} Pr_1^{1/3} = 163,2$$

avec $Pr_1 = 11,23$.

Le coefficient d'échange côté calandre est donc :

$$h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{d_1} = 1\,027 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

et l'inverse du coefficient d'échange global, en tenant compte de la résistance de paroi, est donné par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1(d_1/d_2)} + \frac{1}{h_2} + \frac{d_2}{2\lambda_p} \ln \frac{d_1}{d_2} = 1,11 \times 10^{-3}$$

soit $K = 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, ce qui donne une SURFACE D'ÉCHANGE pour l'échangeur :

$$S = \frac{\Phi}{FK \Delta T_{ML}} = 7,88 \text{ m}^2$$

avec $\Delta T_{ML} = \frac{90 - 40}{\ln(90/40)} = 61,657$ (§ 3.2.4)

d'où la LONGUEUR L des tubes dans la calandre :

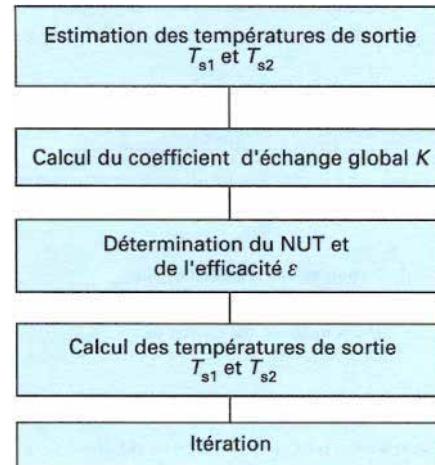
$$L = \frac{S}{\pi d_2 N_t} = 1,90 \text{ m}$$

Si cette longueur n'est pas satisfaisante pour des raisons géométriques, il faut reprendre le calcul en augmentant le nombre de tubes.

2.3 Méthode du NUT

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides.

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :



Exemple de calcul de l'échangeur précédent, en prenant une surface d'échange $S = 7,88 \text{ m}^2$, pour un débit de dodécane devenant $Q_1 = 18 \text{ m}^3/\text{h}$ et pour la même température d'entrée d'eau (20 °C). Cherchons à connaître les températures de sortie des fluides (le débit d'eau restant inchangé).

• Prenons, pour commencer, les mêmes caractéristiques de fluides (ce qui suppose que la température moyenne a peu varié).

Les débits de capacités des fluides sont :

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} = 8\,475 \text{ J}/(\text{s} \cdot \text{K})$$

$$\dot{C}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} = 42\,385 \text{ J}/(\text{s} \cdot \text{K})$$

soit le rapport des débits de capacités :

$$R = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = 0,20$$

Le calcul du coefficient d'échange pour le dodécane donne :

$$h_2 = 3805 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

le coefficient d'échange de l'eau étant inchangé :

$$h_1 = 1\,135 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Le coefficient d'échange global devient par ce fait :

$$K = 968 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

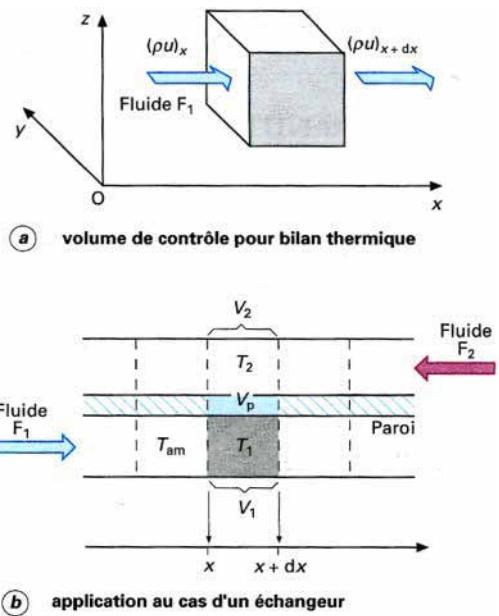


Figure 3 – Bilan sur un volume de contrôle

Nota : pour l'écriture ci-dessus, on a choisi de prendre comme variable l'enthalpie molaire H ; il aurait été également possible d'écrire le bilan en utilisant la variable température.

3.1.3 Application au cas d'un échangeur

Supposons maintenant un échangeur de chaleur à deux fluides séparés par une paroi solide ; pour simplifier, on supposera l'écoulement à contre-courant. Délimitons un volume de contrôle contenant une fraction V_1 où circule le fluide F_1 et une fraction V_2 où circule le fluide F_2 ; les fluides sont séparés par la paroi de volume V_p (figure 3b).

Le bilan thermique sur chacune de ces parties s'exprime de la façon suivante :

— pour le fluide F_1 :

$$(V\rho c_p)_1 \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} \right) = (\dot{m}c_p)_1 [(T_1)_x - (T_1)_{x+dx}] - \varphi_1 S_1$$

— pour le fluide F_2 :

$$(V\rho c_p)_2 \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} \right) = (\dot{m}c_p)_2 [(T_2)_x - (T_2)_{x+dx}] + \varphi_2 S_2$$

— pour la paroi séparant les deux fluides :

$$(V\rho c_p)_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial t} \right) = \varphi_1 S_1 - \varphi_2 S_2$$

Le couplage entre les trois équations est réalisé par le flux de chaleur :

$$\varphi_1 = h_1 (T_1 - T_p)$$

$$\varphi_2 = h_2 (T_p - T_2)$$

Remarques

- Il n'y a pas d'échange thermique autre que fluide/fluide à travers une paroi, c'est-à-dire pas de gain ou de perte vis-à-vis de l'extérieur.

- Les équations ci-avant sont volontairement écrites en régime transitoire, même si l'objectif le plus courant est de calculer le fonctionnement en régime permanent ; cette formulation a pour seul but de faciliter la résolution du problème dont la méthode est présentée au paragraphe suivant.

- Les équations sont écrites cette fois en prenant comme variable les températures ; il serait tout-à-fait équivalent d'écrire le système à résoudre en utilisant les variables enthalpées, comme avant.

3.1.4 Résolution

Équations

Pour la suite, on simplifiera l'équation pour la paroi en écrivant simplement l'équilibre thermique des flux de part et d'autre, sans stockage de chaleur :

$$\varphi_1 S_1 = \varphi_2 S_2$$

Le problème thermique se compose donc pour chaque volume de contrôle des équations pour chacun des fluides, ainsi que de celle qui sert de couplage entre celles-ci (§ 3.1.3). La difficulté de résolution du problème provient en particulier du couplage thermique entre les deux fluides.

Par la suite, on continuera à utiliser, par commodité, les termes transitoire et permanent bien que ceux-ci ne soient plus physiquement corrects du fait de la simplification ci-avant.

Méthode de résolution

La méthode présentée ici possède la caractéristique suivante : on résout les équations en régime transitoire, et l'on présente ici la méthode pour passer des températures de l'instant n aux températures de l'instant $(n+1)$. On cherche à atteindre le régime permanent par une stabilisation de ce régime.

La discrétisation des équations se fait d'après les choix suivants :

- le terme flux est évalué en explicite, c'est-à-dire avec les valeurs du pas de temps précédent connu (instant n) ;
- le terme convectif est évalué en implicite avec les températures à l'instant $n+1$.

Ces choix nous conduisent à la formulation suivante où l'on évalue la température moyenne T_j dans le volume centré en x_j (figure 3b) à partir de la température connue dans le volume amont T_{am} (par rapport à l'écoulement du fluide considéré), soit :

$$V\rho c_p \left(\frac{1}{\Delta t} + \frac{u}{\Delta x} \right) T_j^{n+1} = V\rho c_p \left(\frac{T_j^n}{\Delta t} + u \frac{T_{am}^{n+1}}{\Delta x} \right) + \varphi^n S$$

avec n indice du pas de temps,

Δt pas de temps,

Δx pas d'espace,

T_{am} température de la maille amont.

Ce calcul s'effectue depuis l'entrée du canal (où la température est connue) jusqu'à la sortie où la dernière température calculée est la température de sortie. Une formule identique nous est fournie pour la température de l'autre fluide.

Algorithme du calcul thermique

L'algorithme proposé pour la résolution du problème est le suivant :

- initialisation des températures, étape importante dans la mesure où elle peut permettre une convergence plus rapide vers le régime permanent final ;

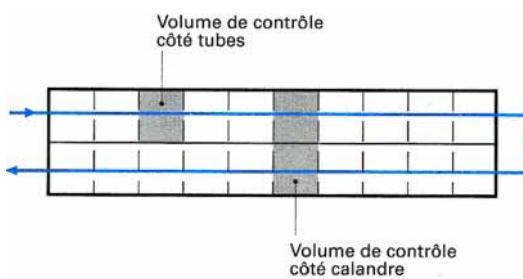


Figure 4 – Représentation d'un échangeur à tubes et calandre par CETUC

- calcul des lois d'échange ;
- calcul des flux thermiques ;
- calcul des températures moyennes locales du fluide 1 ;
- calcul des températures moyennes locales du fluide 2 ;
- calcul des propriétés physiques ;
- test de convergence ;
- retour au point 2 jusqu'à convergence.

La formulation en régime transitoire facilite la résolution du problème en permettant une résolution itérative. Notons, de plus, qu'il est possible de jouer sur l'inertie thermique du fluide (volume ou capacité thermique) pour atteindre plus rapidement ce régime et également éviter les oscillations numériques pouvant conduire rapidement à des divergences.

3.1.5 Exemple d'application : le logiciel CETUC

Cette méthode des volumes finis a été appliquée dans son principe pour la réalisation du logiciel CETUC [Mercier et Ratei]. Toutefois, une **adaptation de la méthode** telle qu'elle a été exposée ci-avant a été nécessaire ; elle peut se résumer en trois points :

- l'écriture des équations en variables enthalpies pour une description continue du processus d'évaporation ou de condensation ;
- le raffinement de l'intégration des équations du côté de l'échangeur où le régime est diphasique ; la méthode d'intégration des équations dans chaque volume de contrôle du côté tubes est la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4. Une méthode des volumes finis d'ordre 1 est insuffisante dans le cas du changement de phase de l'un des fluides ; du fait de la forte variation des coefficients d'échange thermique locaux, il convient d'estimer le plus précisément possible le flux transféré entre les deux fluides ;
- un découpage à la fois axial et radial de l'échangeur (figure 4) ; au découpage axial déjà vu précédemment, on ajoute un découpage radial afin de suivre au mieux la température du fluide à l'intérieur des tubes dans le cas d'un échangeur bi-passe (ou multipasse) : le nombre de mailles est égal au nombre de passes.

Citons quelques autres caractéristiques du logiciel CETUC :

- l'évaluation du coefficient d'échange thermique local côté calandre par la méthode de Bell [Bell] ;
- le couplage avec des banques de données de propriétés physiques de fluides : DATAPHY pour les corps purs, PROPHY pour le calcul des propriétés des mélanges et d'équilibres entre phases. Le développement d'une interface a été nécessaire pour automatiser l'interrogation de la banque PROPHY ; elle permet, par exemple en

cas de condensation, la description par points de la courbe de condensation sous la forme de triplets (T, H, x) , soit température, enthalpie, titre vapeur ;

— l'utilisation de corrélations physiques locales conformément au régime d'écoulement : corrélation de Chen pour l'évaporation, ou corrélation de Shah en condensation.

Ces différentes caractéristiques confèrent au logiciel une excellente précision dans son domaine d'application.

Exemple d'application du logiciel CETUC

Il s'agit de calculer les performances d'un évaporateur Fréon-R22 dans les conditions suivantes :

- à l'intérieur des tubes, le réfrigérant entre avec un débit de 2 kg/s et un titre massique de 20 %, sous une pression de 5 bar ;
- du côté calandre, on dispose d'un débit de 20 kg/s d'eau à 30 °C.

■ Description géométrique

complète de l'échangeur :	
Diamètre externe des tubes	0,0154 m
Épaisseur des tubes	0,00165 m
Type du faisceau.....	triangulaire
Pas du faisceau/diamètre des tubes.....	1,25
Diamètre interne de la calandre	0,350 m
Jeu faisceau-calandre.....	0,017 m
Diamètre tubulure entrée (tubes)	0,050 m
Diamètre tubulure sortie (tubes).....	0,10 m
Diamètre tubulure entrée (calandre)	0,13 m
Diamètre tubulure sortie (calandre)	0,13 m
Épaisseur des chicanes	0,002 m
Jeu tubes-chicane.....	0,0004 m
Jeu chicane-calandre.....	0,003 m
Ouverture de la fenêtre (% du diamètre)...	20 %
Nombre de passes côté tubes	2
Nombre de tubes.....	220
Distance entre chicanes	0,25 m
Longueur des tubes.....	2,40 m
Nombre de chicanes	9
1 ^{re} passe tubes avec passe calandre	contre-courant
Répartition des tubes par passe	100/120

■ Données thermophysiques

côté tubes réfrigérant R 22 dans les conditions suivantes :

Pression de fonctionnement	5 bar
Température de saturation	0,14 °C
Liquide : masse volumique	1 284 kg/m ³
capacité thermique massique.....	1 169 J/(kg · K)
viscosité dynamique	0,24 × 10 ⁻³ Pa · s
conductivité thermique.....	0,100 W/(m · K)
Vapeur : masse volumique.....	21,3 kg/m ³
capacité thermique massique.....	743 J/(kg · K)
viscosité dynamique	0,12 × 10 ⁻⁴ Pa · s
conductivité thermique.....	0,0094 W/(m · K)

Enthalpie de vaporisation

$205,25 \times 10^3$ J/kg

■ Données de fonctionnement

à l'entrée de l'échangeur :
Côté calandre : un débit de 10 kg/s à 30 °C,

Côté tubes : le réfrigérant entre à saturation avec un titre massique de 20 %, et un débit de 2 kg/s.

■ **Résultats du logiciel CETUC** : ils se situent à quatre niveaux différents :

● **Niveau thermique global**

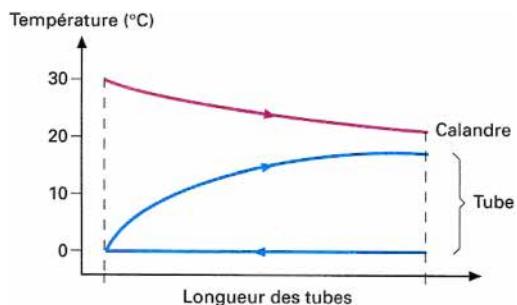
Puissance thermique 355,6 kW
 Calandre : température de sortie 21,53 °C
 Tubes : titre vapeur en sortie 100 %
 température de sortie 17,44 °C
 Coefficient de transfert thermique moyen 630 W/(m² · K)
 Surface d'échange 25,5 m²

● **Niveau hydraulique global**

Pertes de pression côté calandre 8 195 Pa
 Pertes de pression côté tubes 5 351 Pa

● **Niveau thermique local**

Profils de coefficients d'échange côté calandre, côté tubes, global
 Profils de titre massique vapeur
 Profils de températures des parois des tubes
 Profils de températures des deux fluides le long de la calandre (figure ci-après) :



● **Niveau hydraulique local**

Les sorties concernent les pertes de pression dans les différentes parties de l'échangeur, comme par exemple :

Côté tubes : par frottement dans la 1^{re} passe 3 345 Pa
 par frottement dans la 2^{re} passe 1 455 Pa
 dans la tubulure d'entrée 5 190 Pa
 dans la tubulure de sortie 760 Pa
 dans la boîte de retournement 794 Pa
 dans les boîtes d'entrée et sortie 1 144 Pa
 par accélération -7 338 Pa
 Côté calandre : dans l'écoulement transverse 1 589 Pa
 dans les fenêtres 4 747 Pa
 dans la tubulure d'entrée 285 Pa
 dans la tubulure de sortie 142 Pa
 dans le premier compartiment 717 Pa
 dans le dernier compartiment 716 Pa

— possibilité de fournir, en plus des résultats globaux que donnent aussi les autres méthodes, des renseignements plus locaux comme les profils de températures des deux fluides le long de l'échangeur, ou les profils de titre vapeur ; cela permet l'accès à la connaissance de la position des zones caractéristiques délimitées par les points d'assèchement ou de rosée.

De plus, la méthode présente naturellement certaines extensions possibles :

— le traitement des cas de régimes permanents aussi bien que transitoires, en ajoutant la possibilité de traitement des inerties thermiques de parois ;

— l'extension possible de la méthode à des configurations très diverses, comme par exemple 1 D à contre-courant ou cocourant, ou 2 D à courants croisés, à condition que les configurations d'écoulement soient parfaitement identifiées ;

— l'adaptation à des échangeurs de plus de deux fluides comme les échangeurs à plaques brasées.

3.2 Méthode du diagramme température-enthalpie

3.2.1 Principe de la méthode

Le principe de cette méthode de calcul d'un échangeur est la **vérification de ses performances** :

— à partir de la connaissance de la géométrie complète de l'échangeur et de ses conditions de fonctionnement à l'entrée et à la sortie (et donc de la puissance qui doit être échangée), ainsi que des propriétés physiques des fluides ;

— la méthode permet la qualification de cet appareil en calculant un **critère de surdimensionnement ou de sous-dimensionnement** qui caractérise le fonctionnement thermique de l'appareil.

Cette méthode est bien adaptée au problème de dimensionnement thermique d'appareils, tel que celui qui se pose dans l'industrie, en apportant un résultat sous forme synthétique. Le critère de bon ou mauvais dimensionnement thermique est le rapport entre la surface géométrique S_g réelle de l'échangeur et la surface nécessaire S_n pour faire passer la puissance exigée.

Quelques commentaires sur la méthode :

— cette approche exige la connaissance des conditions à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, c'est-à-dire les débits de chaque fluide ainsi que les quatre températures (ou enthalpies) ;

— cette méthode a été développée à l'origine pour le dimensionnement d'échangeurs tubulaires [Kakac, Bergles et Mayinger] et, en particulier, de condenseurs, mais elle présente la particularité d'être applicable à bien d'autres types d'appareils ; le paragraphe 3.2.7 illustre cela pour les échangeurs à plaques et joints.

3.2.2 Étapes de la méthode de vérification

Les principales étapes de la méthode sont les suivantes :

- construction du graphe température-enthalpie ;
- évaluation des coefficients d'échange thermique en fonction de la géométrie et des conditions locales de l'écoulement ;
- calcul de la surface nécessaire pour échanger la puissance imposée ;
- obtention du critère de dimensionnement thermique, comparaison entre la surface géométrique réelle de l'échangeur et la surface nécessaire.

3.1.6 Conclusion

S'il est certain que la méthode des volumes finis nécessite une plus grande attention lors de sa mise en œuvre en comparaison avec les méthodes analytiques (§ 2), en contrepartie, elle offre un certain nombre d'avantages :

— fabrication d'un outil numérique permettant de s'adapter à des modèles physiques plus ou moins sophistiqués, allant du calcul en simple phase liquide d'un appareil à contre-courant, jusqu'au calcul de la condensation avec incondensables d'un échangeur multipasse ;

— utilisation pour une plus grande précision de corrélations physiques locales ;

3.2.3 Construction du diagramme température-enthalpie

On suppose connus les deux débits et les quatre enthalpies massiques (ou températures), soit :

m_1, H_{e1}, H_{s1} pour le fluide F_1

m_2, H_{e2}, H_{s2} pour le fluide F_2

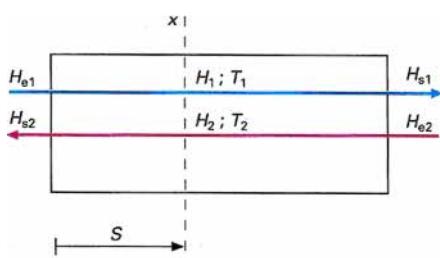
La méthode consiste à tracer successivement la courbe des deux températures des fluides froid et chaud en fonction de l'enthalpie de l'un des deux fluides, par exemple ici le fluide F_2 . On procède de la façon suivante.

■ Il est possible de tracer, tout d'abord, à partir de la connaissance des propriétés physiques du fluide F_2 , la courbe $T_2 = f(H_2)$ entre les bornes de fonctionnement de l'échangeur.

■ Si l'on considère un échangeur parcouru à contre-courant par deux fluides, le bilan thermique entre l'entrée du fluide F_1 et la cote x , c'est-à-dire sur une surface S , donne les variations d'enthalpies des fluides 1 et 2 :

$$H_1 - H_{e1} = (H_2 - H_{s2}) \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$$

avec H_1 et H_2 enthalpies des deux fluides à la position x de l'échangeur.



En mode cocourant, il faut inverser H_e et H_s et changer \dot{m} en $(-\dot{m})$.

Cette formule permet donc de connaître, par simple écriture du bilan thermique, la variation de l'enthalpie du fluide F_1 en fonction de celle du fluide F_2 entre deux points quelconques d'un échangeur.

■ Comme on connaît, grâce aux propriétés physiques du fluide F_1 , la relation reliant sa température et son enthalpie :

$$T_1 = f(H_1)$$

il est possible d'obtenir à l'aide des deux relations précédentes la courbe donnant la température du fluide F_1 en fonction de l'enthalpie du fluide F_2 , soit :

$$T_1 = f(H_2)$$

■ La figure 5 illustre le diagramme obtenu ; l'exemple est caractéristique de l'évaporation du corps pur F_1 et de la condensation d'un mélange pour ce qui concerne le fluide F_2 .

Il faut remarquer les points suivants :

— tout point H_2 pris sur l'axe des abscisses de la figure 5 correspond à une abscisse x de l'échangeur à dimensionner ;

— la construction de ces courbes est indépendante du type d'échangeur choisi parce que c'est la conséquence de la conservation de l'énergie, mais la correspondance (H_2, x) dépend du nombre de passes et de la configuration (contre-courant ou cocourant).

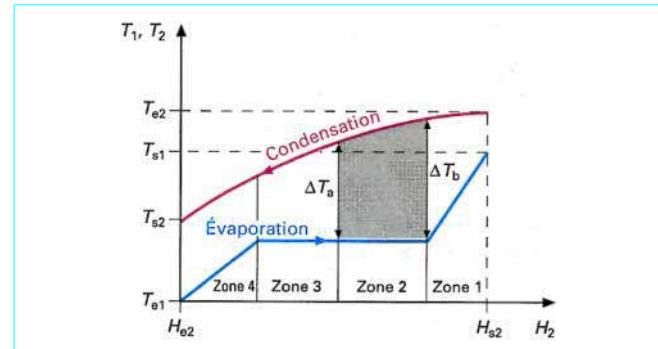


Figure 5 – Découpage du diagramme température/enthalpie en zones pour un échangeur contre-courant à une passe

3.2.4 Évaluation des coefficients d'échange de chaleur

À partir de la courbe température-enthalpie, il est possible d'effectuer un découpage en n intervalles (figure 5), sur lesquels les températures des deux fluides varient à peu près linéairement. Sur chacun de ces intervalles, l'écart moyen de températures entre les deux fluides est exprimé par l'écart logarithmique :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

avec ΔT_a et ΔT_b écarts de températures aux extrémités de la zone.

Dans chacune des zones, le bilan d'enthalpie sur le fluide 2 s'écrit :

$$\dot{m}_2 \Delta H_{2i} = K_i S_i \Delta T_{MLi}$$

avec \dot{m}_2 débit massique du fluide,

ΔH_{2i} variation d'enthalpie sur la zone considérée,

S_i surface d'échange,

K_i coefficient d'échange global,

i indice de la zone de découpage.

Pour cette étape, il est nécessaire :

- de choisir un type d'échangeur ;
- de définir une géométrie d'échangeur ;
- d'évaluer les coefficients d'échange thermique pour chacun des deux fluides ;
- d'en déduire le coefficient d'échange global.

Aux conditions près exprimées ci-dessus, on constate que la seule inconnue de l'équation précédente est la surface S_i , qui représente la surface d'échange nécessaire pour augmenter l'enthalpie du fluide 2 d'une quantité ΔH_{2i} , soit :

$$S_i = \frac{\dot{m}_2 \Delta H_{2i}}{K_i \Delta T_{MLi}}$$

Il est clair qu'au niveau de cette deuxième étape, il est nécessaire d'avoir une idée approximative de la géométrie de l'échangeur, pour évaluer successivement les vitesses et les régimes d'écoulement et les nombres adimensionnels de Reynolds conduisant à la détermination des coefficients de transfert.

3.2.5 Calcul de la surface nécessaire

Antant discrétisé la courbe température-enthalpie en n intervalles sur lesquels les températures des deux fluides varient presque linéairement, on estime sur chacun de ces intervalles la surface S_i nécessaire pour faire varier l'enthalpie de la quantité ΔH_{2i} . En sommant toutes les surfaces S_i , on obtient la surface totale nécessaire de l'échangeur S_n , soit :

$$S_n = \sum_1^n S_i$$

3.2.6 Calcul du critère de dimensionnement

Le rapport S_g/S_n nous donne un critère qui permet de vérifier si l'échangeur est correctement dimensionné :

- inférieur à 1 correspond à un sous-dimensionnement thermique ;
- égal à 1 correspond à un échangeur correctement dimensionné ;
- supérieur à 1 correspond à un surdimensionnement thermique.

Il ne faut pas perdre de vue que le calcul de la surface S_n a nécessité l'évaluation des coefficients d'échange de chaleur ; or ceux-ci sont liés aux fluides et aux grandeurs géométriques de l'appareil. On a donc lié une surface géométrique supposée S_g à la surface nécessaire S_n qui doit répondre au service demandé.

Il est donc nécessaire de faire une itération sur cette surface supposée, par un retour à la deuxième étape (évaluation des coefficients d'échange) jusqu'à ce que le rapport soit proche de l'unité.

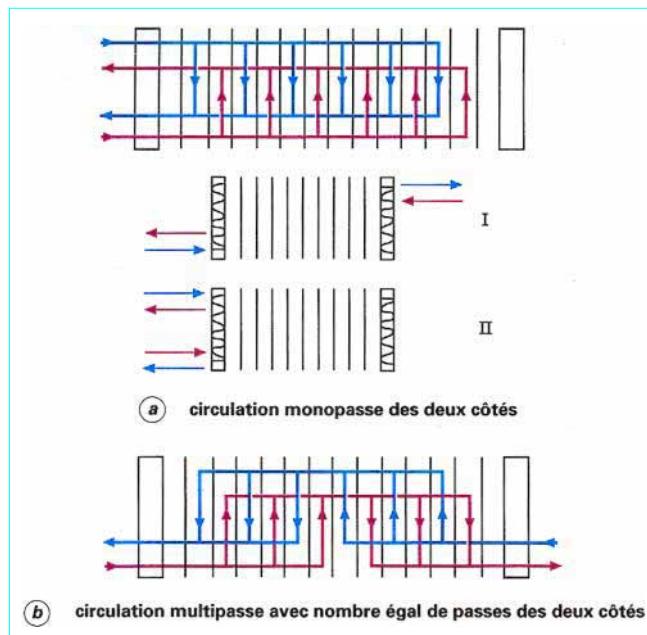


Figure 6 – Types de circulation des fluides pris en compte dans le logiciel CEPAJ

3.2.7 Exemple d'application : le logiciel CEPAJ

Cette méthode du diagramme température-enthalpie a été mise en œuvre dans le cas des échangeurs à plaques et joints pour la réalisation du logiciel CEPAJ [Vidil, Ratel et Grillot]. Il réalise le dimensionnement thermique d'échangeurs dont les caractéristiques sont les suivantes :

— **géométrie** : les types de circulation possibles, illustrés sur la figure 6, sont soit la circulation monopasse des deux fluides à contre-courant avec deux types de montage, en Z ou en U, soit la circulation multipasse ;

— **fluide** : dans sa version 1, le logiciel se limite aux fluides newtoniens en simple phase.

On trouvera dans la référence [Vidil, Grillot, Marville et coll.] quelques éléments descriptifs supplémentaires du logiciel. Notons que le logiciel présente l'avantage d'intégrer un nombre important de corrélations physiques établies expérimentalement au GRETh [Amblard ou Hugonnot].

Exemple d'application du logiciel CEPAJ

Considérons l'exemple suivant :

- un débit de 2,75 kg/s d'huile passe de 140 à 100 °C ;
- ce refroidissement est assuré par de l'eau sous une pression de 1 bar. L'eau liquide entre dans l'échangeur à 80 °C, se vaporise entièrement et présente en sortie une légère surchauffe de 13 °C ; le débit est de 0,1 kg/s.

L'objectif est d'illustrer la construction du graphe température-enthalpie. Appelons l'huile le fluide F_1 et l'eau le fluide F_2 . Les différentes étapes visent à tracer les courbes de température des deux fluides F_1 et F_2 en fonction de la seule enthalpie du fluide F_2 .

Les étapes sont les suivantes.

■ Les propriétés physiques du fluide F_2 sont indispensables pour la première étape :

- capacité thermique massique de la phase liquide : 4 200 J/(kg · K) ;
- capacité thermique massique de la phase vapeur : 2 000 J/(kg · K) ;
- enthalpie de vaporisation : $2 200 \times 10^3$ J/kg.

Depuis l'entrée dans l'échangeur à 80 °C, le fluide F_2 atteint d'abord la température de saturation (approximativement 100 °C sous 1 bar de pression), puis se vaporise jusqu'à la disparition complète du liquide et, enfin, se surchauffe. Les différences d'enthalpie peuvent donc être calculées à partir de ces trois phases :

$$H_b - H_{e2} = 84 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$H_c - H_b = 2 200 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$H_{s2} - H_c = 26 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

Si l'on choisit la référence enthalpique zéro à l'entrée de l'appareil, pour la température liquide 80 °C, on a :

$$H_{e2} = 0$$

$$H_b = 84 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$H_c = 2 284 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

$$H_{s2} = 2 310 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

À partir de ces valeurs, il est donc possible de tracer la courbe $T_2 = f(H_2)$ pour le fluide F_2 .

Dans le cas d'un échangeur à contre-courant, les bilans thermiques sur une portion de la surface permettent d'écrire la relation entre les enthalpies H_1 et H_2 des deux fluides à la même position x de l'appareil, soit :

$$H_1 - H_{s1} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} (H_2 - H_{e2}) \quad (1)$$

Cette relation fait intervenir les débits massiques des deux circuits ainsi que les enthalpies à l'une des extrémités de l'appareil. Si l'échangeur est correctement dimensionné pour réaliser le service demandé, à chaque position x de l'appareil les enthalpies des deux fluides H_1 et H_2 sont en correspondance d'après cette relation.

La capacité thermique massique de l'huile est supposée constante dans l'intervalle de température considéré : 2 100 J/(kg · K).

La relation simplifiée entre les écarts d'enthalpies et de températures peut s'écrire par rapport à la référence en sortie (T_{s1} , H_{s1}) :

$$H_1 - H_{s1} = c_{p1} (T_1 - T_{s1})$$

De plus, on peut décider de choisir la référence suivante :

$$H_{s1} = 0 \text{ pour } T_{s1} = 100^\circ\text{C}$$

ce qui simplifie l'équation et donne :

$$H_1 = c_{p1} (T_1 - 100) \quad (2)$$

La combinaison des équations (1) et (2) permet donc le calcul des enthalpies H_1 puis des températures T_1 du fluide F_1 , pour les différentes enthalpies H_2 du fluide F_2 ; soit :

— pour $H_2 = H_{e2}$, $H_1 = H_{s1}$,

d'où : $T_1 = T_{s1} = 100^\circ\text{C}$

— pour $H_2 = H_b$, $H_1 - H_{s1} = 3,055 \times 10^3 \text{ J/kg}$,

d'où : $T_1 - T_{s1} = 1,45^\circ\text{C}$

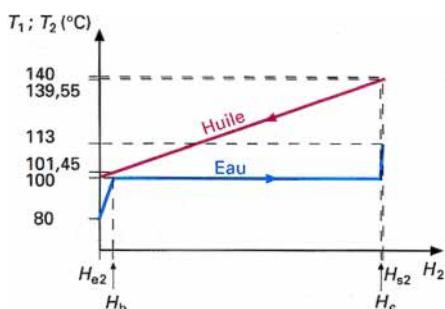
— pour $H_2 = H_c$, $H_1 - H_{s1} = 83,054 \times 10^3 \text{ J/kg}$,

d'où : $T_1 - T_{s1} = 39,55^\circ\text{C}$

— pour $H_2 = H_{s2}$, $H_1 - H_{s1} = 84 \times 10^3 \text{ J/kg}$,

d'où : $T_1 - T_{s1} = 40^\circ\text{C}$.

Il en résulte le graphe complet suivant.



3.2.8 Conclusion

La méthode du diagramme température-enthalpie présente un certain nombre de spécificités :

— elle est applicable dans son principe aussi bien à des échangeurs fonctionnant en régime monophasique qu'en régime diphasique ;

— la méthode est bien adaptée à un mode de calcul de type dimensionnement : la grande rapidité de calcul de l'algorithme rend possible l'évaluation successive de plusieurs configurations d'échangeurs afin de choisir la plus adaptée au problème posé ;

— par l'utilisation de corrélations physiques locales et par un découpage en zones du diagramme enthalpique suffisamment fin, elle possède une bonne précision se rapprochant de celle de la méthode des volumes finis ;

— si le principe de la méthode est simple dans le cas d'un échange contre-courant à une passe, la complexité du tracé de la courbe enthalpie-température devient vite grande dès lors que l'on aborde les échangeurs multipasses.

Les caractéristiques de cette méthode en font une des plus performantes en matière de dimensionnement thermique d'échangeurs.

4. Méthodes de réseaux : étude de la distribution

L'approche conventionnelle pour le dimensionnement thermique d'échangeurs de chaleur prendra comme hypothèse une distribution uniforme du fluide dans les différents canaux ; par exemple, tous les tubes d'un échangeur tubulaire sont supposés alimentés avec des débits égaux, cette équirépartition étant supposée également valable en régime diphasique, ainsi que dans un échangeur multipasse.

Il est certain que la mauvaise distribution peut déteriorer considérablement les performances thermiques et surtout hydrauliques d'un appareil ; Mueller et Chiou ont passé en revue diverses causes de mauvaise distribution, ainsi que leurs effets dans différents types d'échangeurs.

Dans le domaine des échangeurs à plaques et joints, de nombreuses études ont permis de connaître les performances des canaux corrugués, en mesurant leurs caractéristiques hydrauliques et thermiques [Focke et coll., Hugonnot]. Mais très peu d'études [Edwards et coll., Bassiouny et Martin] se sont intéressées à la distribution de l'écoulement et à son impact sur les performances globales. Les effets de bord et d'arrangement entre passes ont été étudiés sous l'aspect de l'efficacité thermique [Kandlikar et Shah].

Présentons dans ce paragraphe une **méthode du type réseau hydraulique**. Son application aux échangeurs à plaques et joints est présentée dans ses grandes lignes : la méthode permet d'identifier chaque canal indépendamment de ses voisins, pour calculer la proportion de débit qui y circule, et analyser l'impact sur les performances globales de l'appareil.

4.1 Méthode de réseaux pour les échangeurs à plaques et joints

Dans le domaine des échangeurs à plaques et joints, l'égalité des débits entre les différents canaux est gouvernée par la différence des profils de pression le long des collecteurs ; c'est par ceux-ci

qu'est distribué, puis restitué, le fluide. Les différences de pression dans ces collecteurs dépendent principalement de deux facteurs : le frottement et aussi la variation de quantité de mouvement, par perte ou gain de débit lors des connexions avec les canaux.

4.1.1 Modélisation

La méthode numérique présentée ici est basée sur une représentation de l'échangeur, sous forme d'un réseau de différentes branches connectées par des nœuds (figure 7). Chaque branche horizontale représente un tronçon de collecteur entre deux bifurcations du débit entre les plaques de l'échangeur ; chaque branche verticale représente un canal complet entre deux plaques consécutives.

Des nœuds de pression sont positionnés aux extrémités de chaque branche, assurant ainsi leur connectivité. Chaque branche i est parcourue par un débit de fluide \dot{m}_i .

L'objectif de la méthode est de calculer à la fois les pressions aux nœuds du maillage et les débits dans chaque branche. Pour cela, on utilise les équations de conservation :

- conservation de la masse à chaque nœud : $\sum \dot{m}_i = 0$;
- conservation de la quantité de mouvement, avec pour hypothèses générales : régime permanent et fluide incompressible.

4.1.2 Écoulement dans les collecteurs

L'écoulement dans les collecteurs est considéré comme monodirectionnel : le bilan de quantité de mouvement est établi sur un volume de contrôle similaire à celui de Bajura et Jones. L'expression est obtenue à partir de la projection de l'équation de quantité de mouvement sur l'axe du collecteur (axe x) où la pression et la vitesse sont moyennées sur la section de passage :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \theta u \frac{\partial u}{\partial x} + 4f \frac{1}{D_h} \frac{u^2}{2} = 0$$

L'établissement de cette équation est détaillé dans [Thonon]. Signalons simplement que le facteur θ de correction de la quantité de mouvement tient compte des effets du profil de vitesse sur la section droite de passage du fluide, et aussi des pertes de débit dues au branchement latéral.

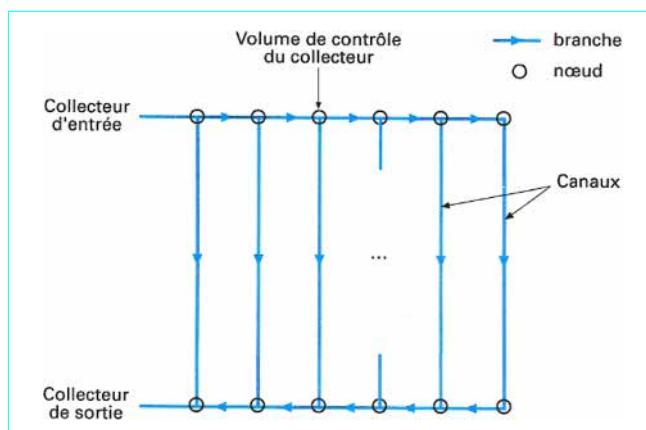


Figure 7 – Représentation schématique d'un échangeur à plaques et joints par un réseau hydraulique (logiciel TRICOT)

4.1.3 Écoulement dans les plaques

Pour ce qui concerne l'écoulement dans les plaques, l'équation est établie en incluant les pertes de pression régulières et les pertes singulières aux extrémités entrée et sortie :

$$p_e - p_s = \frac{1}{2} \rho \zeta_e u_e^2 + 4f \frac{L}{D_h} \rho \frac{u^2}{2} + \frac{1}{2} \rho \zeta_s u_s^2$$

Ces deux équations font appel à des lois ne pouvant provenir que de la littérature ou de mesures expérimentales : le frottement f le long des plaques de longueur L , les coefficients de singularité ζ pour les changements de direction.

4.1.4 Résolution numérique

La méthode numérique proposée pour la résolution du problème comporte les étapes suivantes.

- Les variables principales du problème hydraulique sont le débit massique circulant dans chaque branche et la pression à chaque nœud du réseau.
- Sur chaque branche, on peut montrer que la forme générale de l'équation de mouvement est :

$$\Delta p = b \dot{m}^2 - a$$

avec a, b constantes.

Elle relie la pression à deux nœuds adjacents au débit-masse circulant dans la branche qui relie ces nœuds. Le premier terme $b \dot{m}^2$ contient la contribution du frottement à la perte de pression et le second terme a la part d'accélération (positive ou négative) pour les portions de collecteur seulement.

- À chaque nœud, la conservation de masse est satisfaite par :

$$\sum \pm \dot{m}_i = 0$$

suivant qu'il s'agit d'une jonction ou d'une séparation du débit.

- Dans un but de simplification de la procédure numérique, il est possible de transformer l'équation relative à la perte de pression en introduisant un terme instationnaire :

$$\Delta p = c \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + b \dot{m}^2 - a$$

avec a, b et c constantes.

La méthode numérique devient alors une méthode pas à pas dans laquelle le régime permanent souhaité est atteint par un algorithme transitoire.

- La forme discrète de l'équation est :

$$\Delta p^{n+1} = \frac{c}{\Delta t} (\dot{m}^{n+1} - \dot{m}^n) + b (\dot{m}^{n+1})^2 - a$$

avec n indice du pas en temps.

Un linéarisation au premier ordre donne la forme simple suivante :

$$\Delta p^{n+1} = d \dot{m}^{n+1} - e$$

avec $d = 2b\dot{m}^n + \frac{c}{\Delta t}$,

$$e = a + b(\dot{m}^n)^2 + \frac{c}{\Delta t} \dot{m}^n$$

■ Solution numérique : une élimination algébrique des variables débit dans l'équation du mouvement de masse, en utilisant les équations ci-avant, conduit à un système linéaire en pression facile à résoudre. Un nouveau calcul des débits termine le pas en temps.

4.1.5 Exemple d'application : le logiciel TRICOT

La méthode décrite précédemment a été utilisée dans le logiciel TRICOT [Thonon, Mercier et Feidt] de manière à prédire la distribution de débit dans les différents canaux d'un échangeur à plaques et joints. Un calcul thermique est superposé à ce calcul hydraulique et permet de prédire la performance réelle de l'appareil, compte tenu de l'hétérogénéité d'alimentation calculée.

L'exemple proposé est extrait de [Thonon] et illustre les résultats obtenus par cette méthode de réseau hydraulique pour un échangeur à plaques. Les collecteurs sont montés en U (entrée et sortie dirigées du même côté), et les plaques sont au nombre de 61. On s'intéresse ici à l'un des deux fluides sur le plan de son comportement hydraulique. Le calcul nécessite l'introduction dans le modèle de différentes données géométriques, ainsi que de plusieurs paramètres physiques ajustés sur des expériences spécifiques.

La figure 8 montre les profils de pression dans les collecteurs d'entrée et de sortie pour l'un des fluides et la distribution de débit de ce fluide dans les 30 canaux qui le concernent.

Pour la distribution de pression dans les collecteurs (figure 8a), on observe une allure caractéristique des profils ; en suivant le fluide, la courbe est croissante dans le collecteur d'entrée et décroissante dans celui de sortie. Pour ce qui est des débits alimentant les 30 canaux (figure 8b), on note une suralimentation des premiers canaux de l'échangeur, de l'ordre de 50 % au-dessus du débit moyen. Les derniers canaux de l'appareil présentent un défaut d'alimentation d'environ 30 %.

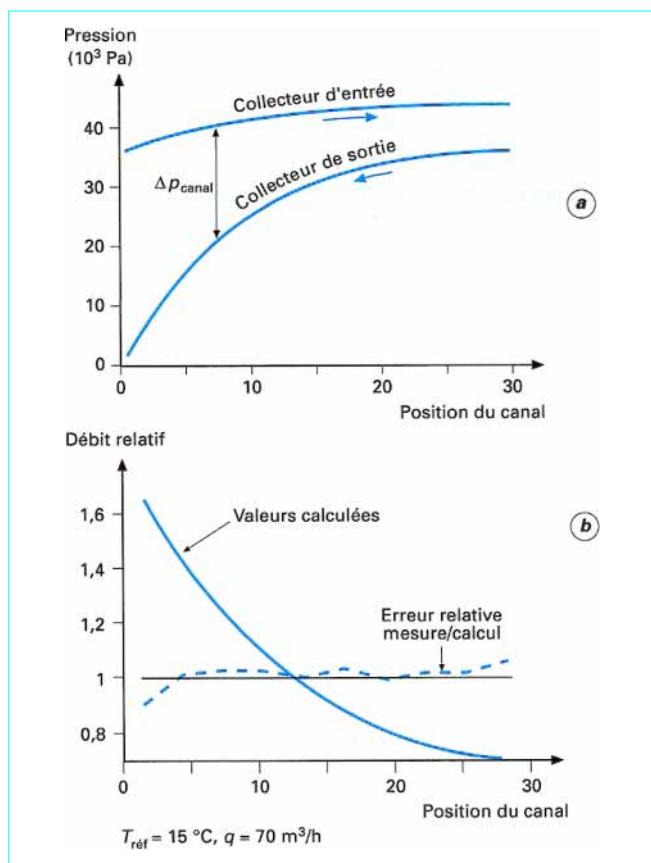


Figure 8 – Profils de pression et distribution de débit dans les collecteurs d'un échangeur à plaques, calculés par la méthode des réseaux hydrauliques [Thonon]

La conséquence sur le plan du rendement thermique reste cependant assez faible ; par contre, il en va tout autrement sur le plan hydraulique, puisque la perte de pression globale de l'appareil est environ le double de ce que donnerait le calcul pour une alimentation homogène.

4.2 Autre exemple

Ce type de méthode est rarement utilisé dans le domaine des échangeurs de chaleur. On peut toutefois noter la méthode due à Palen et Taborek pour les tubulaires classiques. Elle a été développée pour améliorer la description complexe de la configuration d'écoulement entre deux chicanes consécutives d'un échangeur tubulaire. Cette méthode est reconnue pour apporter une meilleure prédiction dans l'estimation des pertes de pression et du transfert de chaleur, par rapport à la méthode classique de Bell-Delaware.

La plus grande complexité de la méthode est compensée par une meilleure précision et par la possibilité d'accès à une évaluation de la distribution du fluide dans la calandre, ce qui est impossible par une méthode plus classique. En contrepartie, elle nécessite un plus grand nombre de coefficients et de paramètres ajustables.

5. Méthodes thermohydrauliques multidimensionnelles

Les méthodes de dimensionnement thermique exposées ci-dessus sont toujours très employées dans l'industrie des échangeurs de chaleur, car elles fournissent la base d'outils de calculs simples et rapides d'exécution, qui approchent le résultat avec une bonne précision.

Afin d'améliorer la qualité des appareils et de prolonger leur durée de fonctionnement, il apparaît nécessaire d'accéder à des informations détaillées et crédibles concernant :

- l'efficacité de l'échangeur ;
- les chargements thermiques des structures de l'échangeur : faisceau de tubes, plaques tubulaires, viroles, etc.

Avec le développement de modèles thermohydrauliques, il devient désormais possible de prédire les détails de l'écoulement et du transfert de chaleur ; cette représentation est très réaliste, car elle tient compte de la géométrie réelle à caractère multidimensionnel. Notons que ces méthodes ont été initialement développées pour l'industrie nucléaire et sont en passe actuellement d'être plus largement utilisées dans toute l'industrie.

5.1 Quelques particularités des problèmes liés aux échangeurs

L'étude de problèmes industriels dans le domaine des échangeurs thermiques présente quelques particularités : il convient de tenir compte, afin de rendre les modèles thermohydrauliques applicables et performants :

- d'une représentation tridimensionnelle réelle ;
- d'une grande complexité géométrique liée à deux aspects des échangeurs industriels : d'une part, la présence de zones dites chargées, comme les faisceaux de tubes et, d'autre part, l'existence de parois perturbant l'écoulement, telles que chicanes ou déflecteurs ;
- d'un grand nombre de Reynolds lié à la recherche d'une meilleure efficacité ;
- de la nécessité d'avoir recours à des lois de frottement et d'échange thermique avec les tubes, en raison de la taille importante des volumes d'intégration par rapport à l'échelle physique des phénomènes locaux.

5.2 Logiciel TRIO

5.2.1 Modélisation physique

Le logiciel TRIO (travaux CEA) est un outil de calcul thermo-hydraulique général multidimensionnel, destiné à la simulation numérique d'écoulements laminaires ou turbulents, en présence de transfert de chaleur ou de masse.

Les calculs permettent d'estimer, tant en régime permanent que transitoire, les valeurs de la pression, de la température et des trois composantes de la vitesse dans le domaine étudié.

En régime turbulent sont également déterminées les grandeurs caractéristiques de l'écoulement liées à la turbulence moyenne : énergie cinétique, dissipation, viscosité et diffusivité.

■ Écoulement à l'extérieur du faisceau de tubes

Par nature, un faisceau de tubes présente un grand nombre de parois et de sous-canaux ; la description d'une telle géométrie exigerait un maillage très fin, ce qui rendrait la résolution numérique trop coûteuse. C'est pourquoi on utilise une description macroskopique du faisceau de tubes.

Celle-ci est basée sur la modélisation du *type milieu poreux* [Coeffe, Todreas, Viollet]. Cette approche s'appuie sur la notion de porosité qui sont les fractions de volume ou de surface offertes au passage du fluide entre les tubes ; ces porosités sont des grandeurs géométriques qui dépendent uniquement de la taille des tubes et de la disposition du faisceau (pas triangulaire ou carré, espacement).

Les équations de conservation sont intégrées sur des volumes de contrôle pouvant regrouper plusieurs tubes ou des fractions d'entre eux. Cette intégration fait apparaître les porosités surfacique et volumique, et porte sur les valeurs moyennes des grandeurs de l'écoulement (vitesse, pression et température) dans chaque volume de contrôle.

Des lois constitutives sont nécessaires pour décrire les pertes de pression et les échanges thermiques entre le fluide et les parois. Les corrélations utilisées pour cela sont issues de la littérature et dépendent des grandeurs géométriques (disposition et pas du faisceau), ainsi que de la direction de l'écoulement par rapport à l'axe des tubes.

■ Écoulement à l'intérieur du faisceau de tubes

Le faisceau de tubes est traité comme une suite de canaux en parallèle connectés à des collecteurs d'entrée et de sortie. Ces collecteurs fournissent les conditions aux limites et assurent le couplage hydraulique entre les différents canaux en permettant de prévoir la répartition de débit entre eux.

Le fluide peut être soit incompressible et faiblement dilatable pour les applications simple phase, soit constitué d'un mélange eau-vapeur pour les applications liées aux générateurs de vapeur.

Dans chaque volume de contrôle, les tubes sont supposés être dans les mêmes conditions et sont représentés par un tube unique.

5.2.2 Méthode numérique

La méthode numérique utilisée dans TRIO-VF est dérivée de la méthode SOLA développée à Los-Alamos [Hirt, Nichols et Romero]. Les équations locales décrivant les phénomènes physiques (équations de Navier-Stokes et équations de transport) sont intégrées sur des volumes de contrôle pour aboutir à des équations macroscopiques de bilan.

Les principales caractéristiques de la méthode sont les suivantes :

— **maillage entrelacé** : les variables principales ne sont pas situées au même point du maillage. Les variables scalaires comme pression et température sont localisées au centre des volumes,

entourées par des nœuds où sont positionnées les différentes composantes de la vitesse. Il s'ensuit que les équations de continuité et d'énergie sont intégrées sur le même volume de contrôle, alors que les projections de l'équation vectorielle de quantité de mouvement sont intégrées sur des volumes décalés d'une demi-maille dans chacune des directions ;

— **algorithme transitoire** : les équations de bilan sont discrétisées en temps sous forme semi-implicite : les termes de convection et de diffusion des équations du mouvement sont explicites, c'est-à-dire évalués au pas de temps précédent. La conservation de masse ainsi que le champ de pression sont implicites, évalués au nouveau pas de temps. Par conséquent, la conservation de masse est automatiquement respectée dans chaque volume de contrôle et donc dans le domaine de calcul complet ;

— **système linéaire** : la combinaison des équations de masse et de mouvement conduit à un système linéaire reliant les variables entre elles. La matrice contient uniquement des informations géométriques et est indépendante du temps dès lors que les termes de frottement sont discrétisés en explicite. La résolution du système est obtenue par une inversion directe (méthode de Choleski) ou itérative (méthode du gradient conjugué).

5.2.3 Exemples

Initialement développés pour le domaine nucléaire [Grand, Menant et coll.], les logiciels comme TRIO présentent des applications potentielles importantes dans le domaine industriel. Le logiciel TRIO a été utilisé lors de nombreuses études touchant au domaine des échangeurs de chaleur et l'on présente ici quelques applications.

■ Distribution de débit dans un échangeur compact

D'une manière générale, les effets d'entrée dans les échangeurs sont de nature à créer des non-homogénéités de distribution entre les différents canaux. La figure 9 montre l'échangeur avec tubulure d'entrée, collecteur de distribution chargé de répartir le fluide dans 7 canaux, puis collecteur de restitution sur lequel vient se piquer la tubulure de sortie ; deux cas de figures sont possibles :

- les canaux centraux sont lisses (loi de frottement de type Blasius) ;
- ces mêmes canaux sont corrugés.

Si la configuration générale de l'écoulement est à peu près identique dans les deux collecteurs (de distribution et de restitution), par contre la distribution de débit dans les canaux est totalement modifiée. Elle est d'autant plus uniforme que le frottement le long des canaux est plus important.

■ Configuration d'écoulement dans un échangeur tubulaire

Les possibilités de TRIO se prêtent parfaitement aux études d'écoulements internes des échangeurs classiques de type tubes et calandre [Menant, Mercier et coll.]. Parmi ces études, l'application aux problèmes de chicanage (taille et espacement des chicanes) permet d'éclairer d'un jour nouveau les réponses aux questions suivantes :

- quelle est la distribution du fluide dans un compartiment entre deux chicanes consécutives ? ;
- cette distribution est-elle modifiée par les grandeurs géométriques ?

La figure 10 illustre l'influence sur les champs de vitesses des paramètres suivants :

- l'ouverture de la fenêtre f , pour un écartement e entre chicanes égal à cette ouverture ;
- l'espacement e entre chicanes, pour une même ouverture f/D de 30 %.

D'un point de vue qualitatif, ces résultats numériques permettent de mieux situer les zones potentielles de recirculation ou de faible vitesse. Une ouverture importante de la fenêtre est de nature à mal alimenter les tubes situés en périphérie de faisceau ; la valeur optimale semble tourner autour de 30 % du diamètre de calandre D .

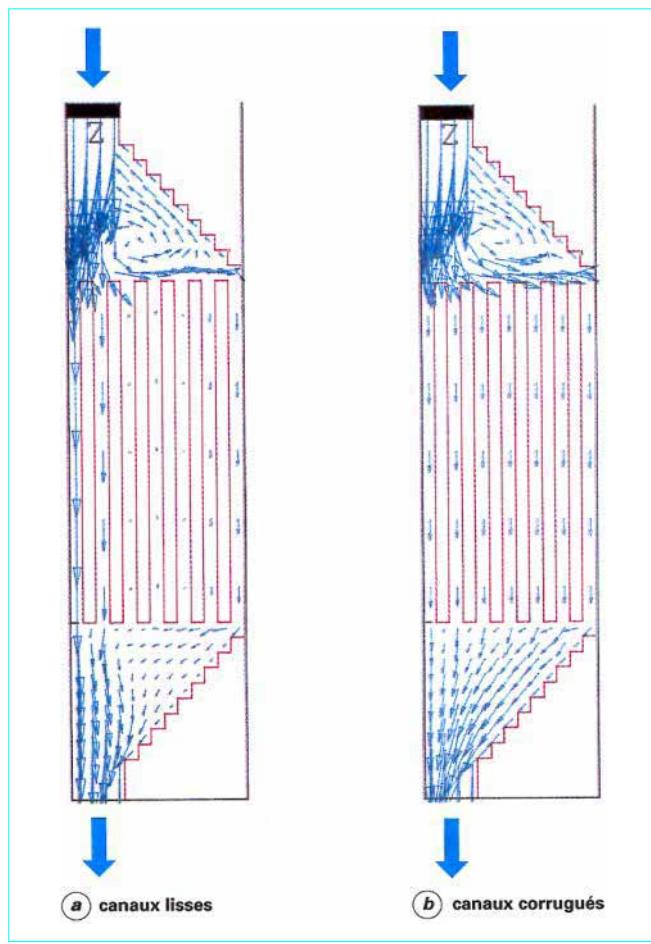


Figure 9 – Distribution de débit dans un échangeur compact

Au sujet de l'espacement entre les chicanes, la meilleure configuration semble obtenue lorsque l'espacement des chicanes est d'une taille voisine de l'ouverture de la fenêtre. Un espacement plus important accentue l'effet de jet au passage du fluide dans la fenêtre et favorise le développement d'une recirculation derrière la chicane.

5.3 Conclusion

L'apport des modélisations multidimensionnelles est important ; outre le fait d'apporter des renseignements sur le comportement thermohydraulique des fluides à l'intérieur des échangeurs, elles permettent d'aborder avec une plus grande confiance des situations nouvelles.

■ Ces modélisations fournissent de nombreuses informations détaillées sur la structure interne de l'écoulement. L'analyse des

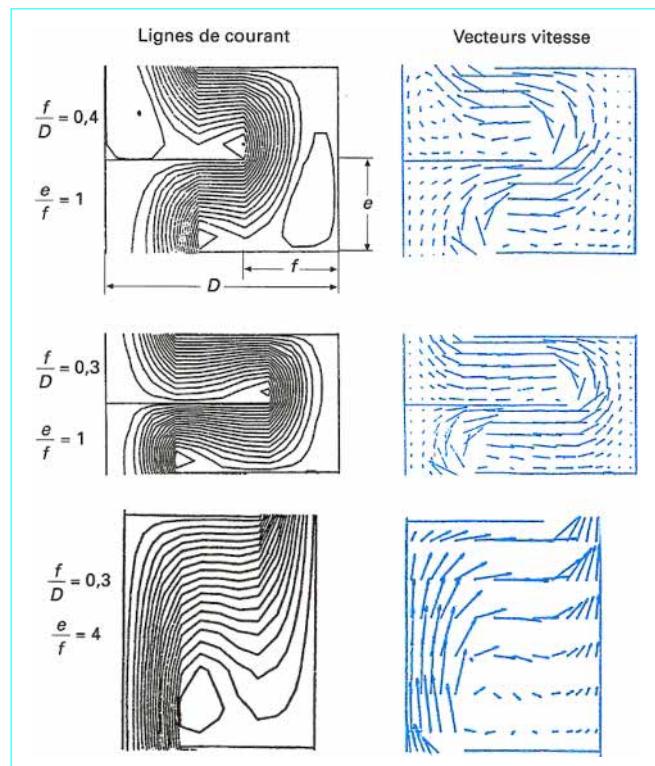


Figure 10 – Influence de l'ouverture de la fenêtre et de l'espacement entre chicanes

résultats est une importante contribution à l'optimisation de l'échange thermique : mise en évidence de zones mortes, de bipasse.

■ Alors que les méthodes de dimensionnement thermique global s'appuient sur des configurations connues des écoulements, les logiciels multidimensionnels peuvent s'adapter aux cas non conventionnels. La configuration des écoulements n'est plus supposée *a priori*, mais réellement calculée ; elle dépend des conditions aux bornes de l'appareil et de la description que l'on fait des obstacles internes (faisceau, bipasse, chicanes, etc.).

■ Les calculs des régimes transitoires ne posent souvent pas plus de difficultés que ceux des régimes stationnaires, du fait des méthodes numériques utilisées. Cette facilité permet d'aborder une nouvelle gamme d'études centrées autour de la réponse d'un échangeur à une sollicitation transitoire : chocs thermiques d'un fluide, chocs de débit lors de démarrages d'appareils, etc.

■ La connaissance des températures locales des fluides est d'une grande importance pour l'appréciation du chargement thermique des structures et l'étude de leur comportement thermomécanique.

■ L'utilisation future de ce type de logiciels dans l'industrie des échangeurs doit pouvoir être plus étendue dans les années à venir ; leur succès industriel dépend de leur possibilité à satisfaire les exigences des problèmes de dimensionnement, ainsi que celles des problèmes de recherche de meilleures solutions.

Échangeurs de chaleur

par **André BONTEMPS**

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Alain GARRIGUE

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Charles GOUBIER

Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie,
Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

Jacques HUETZ

Directeur de Recherche émérite au Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS),
Professeur à l'École Centrale de Paris

Christophe MARVILLET

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble

Pierre MERCIER

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble

et **Roland VIDIL**

Centre d'Études Nucléaires de Grenoble.

Tous ces auteurs font partie du Groupement pour la Recherche
sur les Échangeurs thermiques (GRETh).

Bibliographie

Ouvrages généraux

KERN (D.Q.). – *Process heat transfer*. Éd. McGrawHill, New York (1965).

CHISHOLM (D.). – *Heat exchanger technology*. Applied Science Publishers Ltd, Londres (1980).

MAC ADAMS (W.H.). – *Transmission de la chaleur*. Éd. Dunod, Paris (1961).

TEMA. – Standard of the Tubular Exchanger Manufacturer Association, 6^e éd. (1978).

KREITH (F.). – *Transmission de chaleur et thermodynamique*. Éd. Masson, Paris (1967).

LEONTIEV (A.). – *Théorie des échanges de chaleur et de masse*. Éd. MIR, Moscou, édition originale de 1979, traduction française de 1985.

SACADURA (J.F.). – *Initiation aux transferts thermiques*. Éd. Tech. et Doc., Paris (1982) réédition 1993.

VIDIL (R.), GRILLOT (J.M.), MARVILLET (C.), MERCIER (P.) et RATEL (G.). – *Les échangeurs à plaques : Description et éléments de dimensionnement*. Collection Échangeurs de chaleur, 2^e éd. Lavoisier, sept. 1990.

HUETZ (J.) et PETIT (J.P.). – *Notions de transfert thermique par convection*. Éd. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique A 1540, août 1990.

CHAUDOURNE (S.). – *Caloducs*. Éd. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique B 9 545, avril 1997.

Description des échangeurs

AZBEL (D.). – *Heat transfer application in process engineering*. Noyes Publication Park Ridge, New Jersey (1985).

SIMONSON (J.R.). – *Engineering heat transfer*. Éd. McMillan Education Ltd, Hounds Mills (UK) (1988).

SHAH (R.K.). – *Industrial heat exchangers*. Von Karman Institute for Fluid Dynamics. Lecture series 1991-04, classification of heat exchangers, 27-31 mai 1991.

Heat Exchangers Design Handbook : 3.7 Plate heat exchangers. Éd. Hemisphere Publishing Corporation (1983).

KAYS (W.M.) et LONDON (A.L.). – *Compact heat exchangers*. Éd. McGraw-Hill (1964).

PEZE (A.). – *L'échangeur platulaire dans les procédés*. Informations Chimie n° 291, janv.-fév. 1988.

HOLGER (M.). – *Heat exchangers*. Éd. Hemisphere Publishing Corporation, Washington (1992).

LERİY (J.). – *Les échangeurs à plaques Alfa-Laval : une technologie en mutation*. Informations Chimie n° 291, janv.-fév. 1988.

BAILLY (M.) et NAVARRO (M.). – *Présentation des échangeurs à films*. Conférence ATEE : Quoi de neuf sur les échangeurs de chaleur ?, Martigues, mai 1988.

ROUSSEL (M.). – *Les récupérateurs de chaleur air-air*. Éd. SEDIT, Paris (1980).

LELEU (R.). – *Calcul et construction des évaporateurs à film ruisselant*. Colloque international : La technique du film appliquée aux opérations du génie chimique, IFP, 27-28 avril 1983.

HEILMANN (W.) et HAGEMEISTER (K.). – *Die Entwicklung von Gasturbinen kleiner leistung mit regenerativen Wärmetauschern in der MTV*. MTZ 38, 5, p. 209-11 (1977).

HOLMES (R.C.) et PERRY (J.H.). – *Chemical engineering handbook*. 3^e éd. McGraw-Hill (1974).

PERRY (J.H.) et CHILTON (C.H.). – *Chemical engineering handbook*. 5^e éd. McGraw-Hill (1974).

Heat Exchange Institute. – *Standards for steam surface condensers*, 6^e éd. New York (1970).

LEVY (W.). – *Condenseurs par surface dans les centrales thermiques*. Éd. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique B 1540, mai 1990.

VERDU (J.). – *Vieillissement des plastiques*. AFNOR, Technique. Éd. AFNOR diffusion Eyrolles (1984).

DERONZIER (J.C.) et LAURO (F.). – *Les échangeurs de chaleur en matière plastique*. Collection Échangeurs de chaleur, diffusion Lavoisier, sept. 1989.

LAURO (F.) et HUYGHE (J.). – *Utilisation des matières plastiques comme surface d'échange de chaleur pour économiser l'énergie dans les procédés industriels de concentration par évaporation*. Revue Physique Appliquée 17-1982, p. 617-623.

FRAAS (A.P.). – *Heat exchanger design*. Éd. John Wiley (1984).

Dimensionnement thermique

BELL (K.). – *Exchanger design based on the Delaware research program*. Petro. Chem. Engineer, oct. 1960.

BELL (K.). – *Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers*. University of Delaware, janv. 1963.

KAKAC (S.), BERGLES (A.E.) et MAYINGER (F.). – *Heat exchangers thermohydraulic fundamentals and design*. Éd. Hemisphere Publishing Corporation, New York (1981).

THONON (B.). – *Étude et optimisation de la distribution du fluide dans un échangeur de chaleur à plaques*. Thèse à l'université de Nancy (1991).

MERCIER (P.) et RATEL (G.). – *Dimensionnement des échangeurs à tubes et calandre, le logiciel CETUC*. Revue générale de Thermique n° 313, janv. 1988.

VIDIL (R.), RATEL (G.) et GRILLOT (J.M.). – *Thermal hydraulic performances of plate and frame heat exchangers. The CEPAJ software*. Eurotherm seminar, Hambourg mars (1991).

AMBLARD (A.). – *Comportement hydraulique et thermique d'un canal plan corrugé. Application aux échangeurs de chaleur à plaques*. Thèse INP Grenoble (1986).

HUGONNOT (P.). – *Étude locale de l'écoulement et performances thermohydrauliques à faible nombre de Reynolds d'un canal plan corrugé. Applications aux échangeurs de chaleur à plaques*. Thèse à l'université de Nancy (1989).

MUELLER (A.C.) et CHIOU (J.P.). – *Review of various flow maldistribution in heat exchangers*. Heat Transfer Engineering, vol. 9, p. 36-50 (1988).

EDWARDS (M.F.) et al. – *The flow distribution in plate heat exchanger*. First nat. conf. on heat exchanger, the Institution of Chemical Engineers (UK) (1984).

FOCKE (W.W.) et al. – *The effect of corrugation inclination angle on the thermohydraulic performances of a plate heat exchanger*. Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 28, p. 1 469-1 478 (1985).

BASSIOOUNY (M.K.) et MARTIN (H.). – *Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanger*. Chemical Engineering Science, vol. 39, p. 693-704 (1984).

KANDIKAR (S.G.) et SHAH (R.K.). – *Multipass plate heat exchanger. Effectiveness NTU results and guidelines for selecting pass arrangements*. Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, vol. 111, p. 300-313 (1989).

BAJURA (R.A.) et JONES (E.H.). – *Flow distribution in Manifolds*. Trans. of ASME, J. of Fluid Engineering, p. 654-666, déc. 1976.

THONON (B.), MERCIER (P.) et FEIDT (M.). – *Flow distribution in plate heat exchangers and consequences on thermal and hydraulic performances*. Eurotherm seminar, Hambourg, mars 1991.

PALEN (J.W.) et TABOREK (J.). – *Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method*. Chemical Engineering Progress Symposium Series, Philadelphie, oct. 1960.

HIRT (C. W.), NICHOLS (B.D.) et ROMERO (N.C.). – *SOLA : a numerical solution algorithm for transient fluid flows*. Los Alamos, rapport n° 5 852 (1975).

GRAND (D.), MENANT (B.), MERCIER (P.) et VILLAND (M.). – *Numerical modelling of heat exchanger of LMFBR*. IARH meeting, Lausanne (1987).

MENANT (B.), MERCIER (P.) et VILLAND (M.). – *Logiciel de thermohydraulique TRIO-VF. Applications aux échangeurs de chaleur*. Revue générale de Thermique n° 340, avril 1990.

COEFFE (Y.) et TODREAS (N.). – *Formulation of the fluid-solid interaction force for multi-dim. Two phase flow within tube arrays*. Nuclear Engineering and Design, p. 383-391 (1980).

VIOLET (P.L.). – *Sur la modélisation des écoulements dans des faisceaux de tubes ou contenant des inclusions dispersées*. IARH meeting, Lausanne (1987).

DOMINGOS (J.D.). – *Analysis of complex assemblies of heat exchangers*. Int. J. Heat Mass Transfer, 12, p. 537-548 (1968).

Intensification des échanges

ROBINSON (H.) et BRIGGS (D.E.). – *Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes*. CEP Symp. Series n° 64, vol. 62, p. 177-188 (1966).

JOSHI (H.M.) et WEBB (R.L.). – *Prediction of heat transfer and friction in the offset strip fin array*. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 30, n° 1, p. 69-84 (1987).

DAVENPORT (C.J.). – *Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fins*. Heat Transfer. Seattle 1983. AIChE Symp. Series n° 225, vol. 79, p. 19-27 (1983).

BRIGGS (D.E.) et YOUNG (E.H.). – *Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes*. Chem. Eng. Progr. Symp. Series n° 41, vol. 59, p. 1-10 (1983).

RABAS (T.J.). – *The effect of fin density on the heat transfer and pressure drop performance of low finned tube banks*. ASME paper n° 80-HT-97 (1980).

ACHAICHA (A.A.) et COWELL (T.A.). – *Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces*. Experimental thermal and fluid Science, p. 147-157 (1987).

GRAY (D.L.) et WEBB (R.L.). – *Heat transfer and friction correlations for plate fin and tube heat exchangers having plain fins*. Heat Transfer, vol. 6, p. 2 745-2 750 (1986).

UTTAWAR (S.B.) et RAJA RAO (M.). – *Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single spirally enhanced tubes*. J. Heat Transfer, vol. 107, p. 930-935 (1985).

KUMAR (R.) et JUDO (R.L.). – *Heat transfer with coiled wire turbulence promoters*. Canad. J. Chem. Eng., vol. 48, p. 378-383 (1970).

HONG (S.W.) et BERGLES (A.E.). – *Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted tape inserts*. J. Heat Transfer, vol. 91, p. 434-442 (1969).

THORSEN (R.) et LANDIS (F.). – *Friction and heat transfer characteristics in turbulent swirl flow subjected to large transverse temperature gradients*. J. Heat Transfer, vol. 90, p. 87-89 (1968).

SETHUMADHAVAN (R.) et RAJA RAO (M.). – *Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single and multistart spirally enhanced tubes*. J. Heat Transfer, vol. 108, p. 55-61 (1986).

WEBB (R.L.). – *Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness*. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 14, p. 601-617 (1971).

SHAH (M.M.). – *A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes*. ASHRAE Transactions, vol. 22 (1976).

YILMAZ (S.) et WESTWATER (J.W.). – *Effect of commercial enhanced surfaces on the boiling heat transfer curve*. Advances in enhanced Heat Transfer. ASME (1981).

GAMBILL (W.R.) et GREENE (N.D.). – *Heat transfer and pressure drop for water in swirl flow tubes with internal twisted tape*. Chem. Eng. Prog., vol. 54, n° 10, p. 68-76 (1958).

KIMURA (H.) et ITO (M.). – *Boiling heat transfer and pressure drop in internal spiral-grooved tubes*. Bulletin of JSME, vol. 24, n° 195, p. 1 602-1 607 (1981).

Problèmes de fonctionnement et aspects réglementaires

Encrassement

EPSTEIN (N.). – *Fouling in heat exchangers*. Fouling of heat transfer equipment. Éd. Somerscales EFC. Knudsen JG., p. 701, Hemisphere Washington DC (1981).

GUDMUNSSON (J.S.). – *Particule fouling*, idem p. 357.

EPSTEIN (N.). – *Fouling : technical aspects*, idem p. 31

LECONTE (J.). – *Protection contre la corrosion*. Éd. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique A830, nov. 1981.

NALCO water Handbook. Éd. McGraw-Hill Book Company. Mémento technique de l'eau, société DEGREMONT.

FROMENT (G.F.). – *Fouling of heat transfer surfaces by coke formation in petrochemical reactor*. Fouling of heat transfer equipment. Éd. Somerscales EFC. Knudsen JG., p 411 Hemisphere Washington DC (1981).

LUND (D.) et SANDHU (C.). – *Chemical reaction fouling due to foodstuffs*, idem p. 437.

BEAMA. – *Recommended practice for the design of surface type steam, condensing plants*. British Electrical and Allied Manufacturer's Association. Publ. n° 222 (1967).

MARNER (J.) et WEBB (R.L.). – *Workshop on an assessment of gas-side fouling in fission fuel exhaust environment*. DOE/ID/12138-1, juil. 1982.

TABOREK (J.), AOKI (T.), RITTER (R.B.), PALEN (J.W.) et KNUDSEN (J.G.). – *Fouling : the major unresolved problem in heat transfer*. Chem. Eng. Prog. vol. 68, n° 2, avril 1972.

DUFFAU (C.), GRILLOT (J.M.), NAVARRO (J.M.) et VIDIL (R.). – *L'encrassement dans les échangeurs : description, prévention*. Collection Échangeurs de chaleur, diffusion Lavoisier, réédition fév. 1991.

Corrosion

Corrosion basics. National Association of Corrosion Engineers, 360 pages (1984).

UHLIG (H.). – Corrosion et protection (traduction d'un ouvrage allemand). Éd. Dunod (1970).

PLUDEK (R.). – *Design and corrosion control*. Éd. Mac Millan Press Ltd (1977).

LAQUE (F.L.) et COPSON (H.R.). – *Corrosion resistance of metals and alloys*. Reinhold Publishing Corporation (1963).

MAURIN (A.). – *Manuel anticorrosion*. Éd. Eyrolles (1961).

BLIEM (C.), LANDINI (D.J.) et FEDERER (J.L.). – *Ceramic heat exchanger, ceramic corrosion evaluation*. Éd. Noyes Publications (1985).

SEYMOUR (R.). – *Plastics corrosives*. A Wiley Interscience Publication, Éd. John Wiley and Sons.

Vibrations

LALANNE (M.), BERTHIER (P.) et DER-HAGOPIAN (J.). – *Mécanique des vibrations linéaires*. Éd. Masson (1980).

HEDH, Mechanical Design of Heat Exchanger. Hemisphere, révision 1987.

CONNORS (H.J.). – *Fluid elastic vibration of heat exchanger tube arrays*. Trans. ASME, J. Mech. Des., vol. 100, n° 2, p. 347-353.

MUKHERJEE (R.). – *Use double segmental baffles in shell and tube heat exchangers*. Chemical Eng. Progress, nov. 1992.

Normalisation

Normes européennes

ENV 247 Échangeurs thermiques. Terminologie (E 38-320, déc. 1990). Ce document donne une terminologie des échangeurs thermiques permettant l'utilisation de termes cohérents. Elle a été établie à partir d'une analyse des critères fondamentaux relatifs à la conception, la réalisation et le mode d'exploitation des échangeurs thermiques.

ENV 305 Échangeurs thermiques. Définitions de la performance des échangeurs thermiques et procédure générale d'essai pour la détermination de la performance de tous les échangeurs thermiques (E 38-321, déc. 1990). Ce document donne les termes généraux et la méthodologie de calcul à utiliser pour déterminer les caractéristiques de performances des échangeurs thermiques. Il inclut des considérations théoriques et un mode opératoire d'essai général.

ENV 306 Échangeurs thermiques. Méthodes de mesurage des paramètres nécessaires à l'évaluation des performances (E 38-322, déc. 1990). Ce document indique les méthodes et la précision de mesurage de la température, de la pression, de la qualité et du débit-masse de divers fluides et spécifie la mesure de la perte d'énergie mécanique d'un échangeur thermique.

ENV 307 Échangeurs thermiques. Guide de préparation des notices d'installation, de fonctionnement et de maintenance nécessaires au maintien des performances de tous les types d'échangeurs thermiques (E 38-323, déc. 1990).

ENV 308 Échangeurs thermiques. Procédures d'essai pour la détermination de la performance des récupérateurs de chaleur air/air et air/gaz (E 38-324, déc. 1991). Ce document décrit les méthodes d'essais communes en laboratoire des récupérateurs de chaleur air/air ou utilisant des produits de combustion des installations de chauffage dans le domaine du bâtiment (à l'exclusion des applications de process), en vue de déterminer leurs caractéristiques de fonctionnement. Sont spécifiées les exigences et procédures pour leur exécution ainsi que les conditions initiales permettant de vérifier les caractéristiques de fonctionnement indiquées par le fabricant.

ENV 327 Échangeurs thermiques. Procédures d'essai pour la détermination de la performance des aérocondenseurs à convection forcée (E 38-325, avril 1991). Ce document s'applique aux appareils isolés fonctionnant avec un fluide réfrigérant (primaire). Son but est de définir des méthodes d'essais uniformes.

ENV 328 Échangeurs thermiques. Procédures d'essai pour la détermination de la performance des aérofrigorifères à convection forcée (E 38-326, nov. 1992). Ce document s'applique aux appareils utilisant soit l'expansion directe d'un fluide frigorigène, soit un fluide frigoporteur. Son but est de préciser une méthode unique. Il ne concerne pas les aérofrigorifères à convection naturelle.

ENV 1048 Échangeurs thermiques. Refroidisseurs de liquide à convection forcée. Batteries froides. Procédures d'essais pour la détermination des performances (E 38-327, août 1993). Ce document s'applique aux refroidisseurs de liquide à convection forcée pour lequel n'intervient pas de changement de phase.

ENV 1117 Échangeurs de chaleur. Condenseurs à eau. Procédures d'essai pour la détermination des performances (E 38-328, avril 1994). Ce document s'applique aux condenseurs à eau qui fonctionnent avec un fluide frigorigène.

ENV 1118 Échangeurs de chaleur. Refroidisseurs de liquides. Procédures d'essais pour la détermination des performances (E 38-329, avril 1994).

Ce document s'applique aux refroidisseurs de liquides fabriqués en série qui fonctionnent avec un fluide frigorigène.

ENV 1148 Échangeurs thermiques. Échangeurs eau/eau pour le chauffage urbain. Procédures d'essais pour la détermination des performances (E 38-331, déc. 1993).

Ce document s'applique aux appareils fabriqués en série pour les appareils de chauffage urbain et son objet est de définir un essai type.

ENV 1397 Échangeurs thermiques. Ventoconvecteurs à eau. Procédures d'essais pour la détermination des performances (E 38-332, déc. 1994).

Ce document s'applique aux ventiloconvecteurs utilisant de l'eau ou des mélanges à base d'eau chaude ou glacée.

Normes françaises

Association Française de Normalisation AFNOR

NF E 38-200 4.87 Pompes à chaleur et échangeurs thermiques. Appareils pour la récupération d'énergie sous forme d'eau chaude à partir des équipements frigorifiques.

NF E 51-702 7.85 Composants de ventilation mécanique contrôlée. Code d'essais aérauliques et thermiques des récupérateurs de chaleur et des centrales monoblocs de récupération à échangeurs statiques à double flux.

NF E 51-703 6.81 Composants de ventilation mécanique contrôlée. Code d'essais aérauliques et thermiques des récupérateurs de chaleur à échangeur rotatif.

Normes suédoises

National Testing Institute of Sweden

Methods of measuring the parameters necessary for establishing the performance.

Normes finlandaises

NORDTEST

NT-VVS-021 1983 Heat recovery units. External leakage.

NT-VVS-022 1983 Heat recovery units. Internal leakage.

NT-VVS-023 1983 Heat recovery units. Air flow capacity.

NT-VVS-024 1983 Heat recovery units. Temperature efficiency.

NT-VVS-025 1983 Heat recovery units. Functioning at low outdoor temperatures.

MET-84-24 Air to air heat recovery units. Test methods.

Normes allemandes

EUROVENT

10/1 1986 Récupérateurs de chaleur. Définitions, terminologie, classification et caractéristiques de fonctionnement.

10/2 1986 Récupérateurs de chaleur. Méthodes d'essais pour dispositifs de récupération de chaleur destinés aux systèmes de traitement d'air.

7/3 1986 Réchauffeurs d'air et refroidisseurs d'air à écoulement forcé. Règles d'essai relatives avec échangeurs thermiques.

Laboratoires et organismes

Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (**ADEME**)
Armines (Association de recherches), Centre de Mise en Forme des matériaux (**CEMEF**)
Centre de thermique de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) (**CETHIL**)
Centre National du Machinisme Agricole, du Génie Rural, des Eaux et des Forêts (**CEMAGREF**)
Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques (**CETIAT**)
Centre Technique des Industries Mécaniques (**CETIM**)
Électricité de France (**EDF**), Direction des Recherches
Groupement pour la Recherche sur les Échangeurs Thermiques (CENG) (**GRETh**)
Heat Transfer and fluid Flow Service (**HTFS**)
Heat Transfer Research Incorporation (**HTRI**)
Institut de Mécanique des Fluides, de l'Institut National Polytechnique de Toulouse (**INPT**)
Institut Français du Pétrole (**IFP**)
Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (**IKE**)
Institut National de la Recherche Agronomique (**INRA**)

Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (**LEMTA**)
Laboratoire d'Énergétique Moléculaire et Macroscopique et de Combustion (**EM2C**), de l'École Centrale de Paris
Laboratoire d'Études Thermiques (**LET**), de l'École Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique de Poitiers (**ENSMA**)
Laboratoire de Thermocinétique, de l'Institut des Sciences de l'Ingénieur en Thermique, Énergétique et Matériaux (**ISITEM**)
Laboratoire de Thermodynamique, Moteurs et Propulsion (Serpong, Indonésie) (**LTMP**)
Laboratoire des Transferts Thermiques (**LTT**), de l'université de Pau
Laboratoire des Systèmes Énergétiques et Transferts Thermiques (**SETT**), de l'université de Provence (**IUSTI**), Institut universitaire des Systèmes Thermiques Industriels
Laboratoire Fluides, Automatique, Systèmes Thermiques (**FAST**), de l'université de Paris Sud, Paris XI
National Engineering Laboratory (**NEL**)
Service Universitaire d'Énergétique (**SUE**), de l'université de Reims
Vereinigung der Technischen Überwachungs Verein (**VDTUV**)
Uniclima Union syndicale des constructeurs de matériels aérauliques, thermiques, thermodynamiques et frigorifiques

Fabricants

(liste non exhaustive)

Acova
ASET Appareils Spéciaux d'Échangeurs de Température
Barriquand
Brown Fintube
BTT Batignolles Technologies Thermiques
Calor
Carrier
Cepic
Chaffoteaux et Maury
CIAT Cie Industrielle d'Applications Thermiques
DATE Développement et Applications des Techniques de l'Énergie
Elm Leblanc
Friga Bohn
GEC Alsthom Delas
GEC Alsthom Stein Industries
GES-GEA Ergé Spirale
Hamon Lummus
Le Carbone Lorraine

Mannesmann Carnoy
Microturbo
Niro Kestner
Nordon Cryogénie
Packinox
Secan
SEPR Sté Européenne des Produits Réfractaires
Setrem
Spirec
Tétra Laval, Division Alfa-Laval SNC
Thermi-consult
Tréfimétaux
Valéo Thermique Habitacle
Valinox Welded
Vicarb
Vulcanic
Ziemann-Secathen