4.6 Dimensionnement

La méthode pratique de dimensionnement est essentiellement traitée sur l'exemple des échangeurs multitubulaires.

Les fluides qui y circulent constituent la particularité des échangeurs. A cause de l'importance et la difficulté de dimensionnement de ces équipements, il faut bien vérifier le calcul des coefficients de transfert afin d'obtenir l'échangeur qui correspond exactement.

Le dimensionnement des échangeurs repose principalement sur un calcul de bilan thermique mais également sur la prise en compte des pertes de charges.

4.6.1 Côté Tube

4.6.1.1 Calcul de la puissance d'un échangeur

La puissance d'un échangeur se calcule avec la formule suivante:

$$\Phi = \dot{m} Cp\, \Delta T \qquad (40)$$

L'obtention de la puissance permet de situer l'échangeur par rapport aux autres (faible ou grande puissance) d'unités du complexe. De plus, cela permet de vérifier si le calcul n'est pas aberrant pour une augmentation de capacité.

4.6.1.2 Calcul de la surface d'échange [9]

La surface d'échange est la principale caractéristique des échangeurs, elle se calcule avec la formule ci-dessous.

$$\Phi = U \mathrm{A}\, \Delta T_{LM} \qquad (41)$$

U = coefficient d'échange global (W/m².°C)

Tout d'abord, il faut connaître quelques valeurs du coefficient d'échange global, *U*. Le tableau ci-dessous donne quelques valeurs.

En fonction des caractéristiques du fluide utilisé et selon les différents échanges thermiques (convection, conduction et radiation), et à partir de l'éq. (6 a/b). Le coefficient d'échange global peut être calculé.

Tableau 5 : Valeurs approximatives des coefficients d'échange global. [9]

Situation physique	*U*	
	Btu/h · ft² · °F	W/m² · °C
Paroi extérieur en brick, intérieur en plaster, non isolée	0.45	2.55
Frame de la paroi extérieur, intérieur en plaster, non isolée	0.25	1.42
Isolé avec la laine de roche	0.07	0.4
Fenêtre avec du verre plat	1.10	6.2
Fenêtre avec double verre plat	0.40	2.3
Condensateur de vapeur	200-1000	11000-5600
Réchauffeur alimenté par l'eau	200-1500	1100-8500
Condensateur Fréon-12 avec l'eau comme réfrigérant.	50-150	280-1700
Échangeur Eau-à-Eau	150-300	850-1700
Échangeur tubes à ailettes, l'eau dans les tubes et l'air à travers les tubes	5-10	25-55
Échangeur Eau / huile	20-60	110-350
Échangeur vapeur / fioul léger	30-60	170-340
Échangeur vapeur / fioul lourd	10-30	56-170
Échangeur vapeur / kérosène ou gasoil	50-200	280-1140
Échangeur tubes à ailettes, vapeur dans les tubes et l'air à travers les tubes	5-50	28-280
Condenseur d'ammoniac, l'eau dans les tubes	150-250	850-1400
Condenseur d'Alcool, l'eau dans les tubes	45-120	255-680
Échangeur gaz / gaz	2-8	10-40

Les coefficients de transferts (d'échange global) dépendent du fluide, du matériau utilisé, de la méthode DTLM et de la vitesse du fluide.

4.6.1.3 Calcul du nombre de tubes

La vitesse dans les tubes est d'environs 3 m/s. Grâce à cette vitesse, il est possible de déterminer le nombre de tubes nécessaire pour l'échangeur avec la formule suivante :

$$Q_v = N_{tube} \cdot \overline{v} \cdot S \qquad (42)$$

Le nombre de tube, N_{tube} est souvent conditionné en faisceau, c'est pourquoi il n'est pas toujours égal au nombre de tubes calculés.

4.6.1.4 Calcul de la longueur des tubes [9]

La formule ci dessous calcule la longueur des tubes d'un échangeur.

$$A = N_{tube}\, \pi\, d\, L \qquad (43)$$

A = surface totale des tubes (m^2)

Pour des raisons de transport et de praticité, la longueur des tubes d'un échangeur Tube/Calandre, L ne doit pas dépasser 5 m. La croissance du nombre de passe augmente la surface d'échange sans la nécessité de dépasser les 5 m.

4.6.2 Côté Calandre

L'enveloppe métallique qui entoure le faisceau tubulaire est la calandre. Généralement, elle est construite avec l'acier au carbone.

La calandre doit pouvoir contenir le volume de tous les tubes et l'espace entre chaque tube ainsi qu'un volume entre les tubes et la calandre.

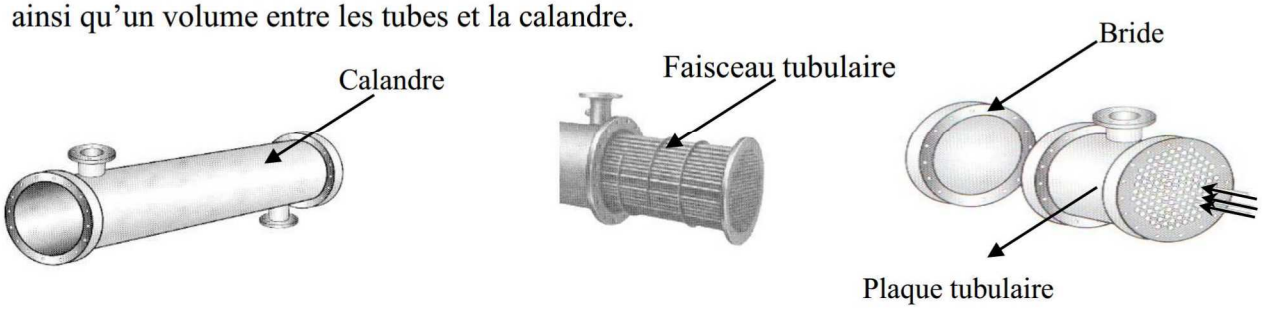
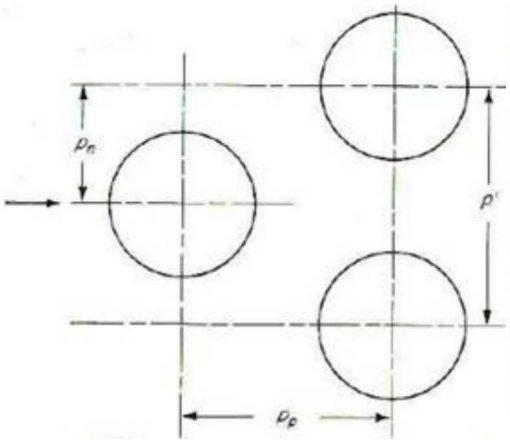


Figure 23 : Plaque tubulaire, calandre et faisceau tubulaire d'un échangeur multitubulaire. [25]

Les trous dans les plaques tubulaires sont performés et normalisés selon une disposition au pas carré ou au pas triangulaire.

Sur une plaque tubulaire de diamètre donné, le pas triangulaire permet le placement d'environ 10% de tubes plus que le pas carré, par contre, cette disposition rendre leur nettoyage extérieur impossible par grattage. Donc, on accède au nettoyage chimique avec l'utilisation des fluides propres.

L'espace entre les tubes (Pitch) est donné grâce au tableau suivant :



Tube O.D. D_o, in.	Tube pitch p', in.	Layout	p_p, in.	p_n, in.
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.938		0.814	0.469
0.750	1		1.000	1.000
0.750	1		0.707	0.707
0.750	1		0.866	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625

Tableau 6 : Valeur de l'espace entre les tubes (Pitch). [18,19]

Due l'importance de ce type d'équipement de transfert de chaleur dans la vie quotidienne, scientifique et industrielle, il a été l'objet d'études et de recherche de plusieurs scientifiques et chercheurs dans le domaine tels que celles mentionnées dans les références [1-8, 12-17, 20-24, 28-30].

Exercice 5 Échangeur de chaleur calandre/tube

Pour un taux d'eau de 30 000 Ib_m/h [3.783 kg/s] chauffé de 100 à 130 $°F$ [37.78 à 54.44 $°C$] dans un échangeur de chaleur calandre/tube. Du côté de la calandre un passe utilise de l'eau comme fluide de chauffage, 15 000 lbm/h [1.892 kg/s], présentant l'échangeur à 200 $°F$ [93.33 $°C$]. Le coefficient d'échange global est 250 $Btu/h \cdot ft^2 \cdot °F$ [1419 $W/m^2 \cdot °C$], et la vitesse moyenne d'eau

dans des tubes de diamètre 34 *in* [1.905 *cm*] est 1.2 *ft/s* [0.366 *m/s*]. En raison de limiter les espaces, la longueur de tube ne doit pas être plus longue que 8 *ft* [2.438 *m*].

Avec cette restriction:

Calculez le nombre de passes côté tube, le nombre de tubes par passe et la longueur des tubes.

Solution

D'abord nous assurons d'un passe côté tube et vérifions s'il satisfait les conditions de ce problème. La température de sortie de l'eau chaude est calculée à partir de:

$$\Phi = \dot{m}_f C_f \Delta T_f = \dot{m}_c C_c \Delta T_c$$

$$\Delta T_c = \frac{(30000)(1)(130-100)}{(15\,000)(1)} = 60°F = 33.33°C \qquad [a]$$

$$T_{c,s} = 93.33 - 33.33 = 60°C$$

Tout le transfert thermique exigé est obtenu à partir de l'équation (a) pour le fluide froid :

$$\Phi = (3.783)(4182)(54.44-3778) = 263.6\ \text{kw} \quad [8.08 \times 10^5\ \text{Btu/h}]$$

Pour un échangeur EACC

$$DTLM = \Delta T_{LM} = \frac{(93.33-54.44)-(60-37.78)}{ln[(93.33-54.44)/(60-37.78)]} = 29.78°C$$

$\Phi = UA\,T_{LM}$

$$\text{A} = \frac{2.636 \times 10^5}{(1419)(29.78)} = 6.238\ \text{m}^2 \qquad [67.1\ ft^2] \qquad [b]$$

En utilisant la vitesse moyenne de l'eau dans les tubes et le débit, nous calculons la surface totale d'écoulement avec

$$\dot{m}_f = \rho \cdot \text{A} \cdot \bar{v}$$

$$\text{A} = \frac{3.783}{(1000)(0.366)} = 0.01034\ \text{m}^2 \qquad [c]$$

Cette superficie est le produit du nombre de tubes et la surface d'écoulement par tube:

$$0.01034 = N_{tube}\,\frac{\pi d^2}{4}$$

$$N_{tube} = \frac{(4)(0.01034)}{(0.01905)^2} = 36.3$$

Où $N_{tube} = 36$ tubes, la surface par tube par mètre de longueur est

$$\pi d = \pi(0.01905) = 0.0598\ \text{m}^2/tube.\text{m}$$

Nous nous rappelons que toute la superficie exigée pour un échangeur tube-passe a été calculée dans l'équation (b) en tant que 6.238 m^2. Nous pouvons calculer ainsi la longueur du tube pour ce type d'échangeur de

$n\pi d\ L = 6.238$

$$L = \frac{6.238}{(36)(0.0598)} = 2.898\ \text{m}$$

Cette longueur est plus grande qu'elle les permit 2.438 m, ainsi nous devons employer plus d'un passe côté tubes. Avec l'augmentation du nombre de passes, toute la superficie priée augmente également en raison de la réduction de DTLM provoquée par le facteur *F de correction.* Nous essayons maintenant deux passes côté tubes.

$F = 0.88$, et ainsi

$$A_{total} = \frac{\Phi}{UF\Delta T_{LM}} = \frac{2.636 \times 10^5}{(1419)(0.88)(29.78)} = 7.089\ \text{m}^2$$

Le nombre de tubes par passe est toujours 36 en raison de la condition de vitesse. Pour un échangeur deux- passes côté tubes toute la superficie est maintenant lié à la longueur avec:

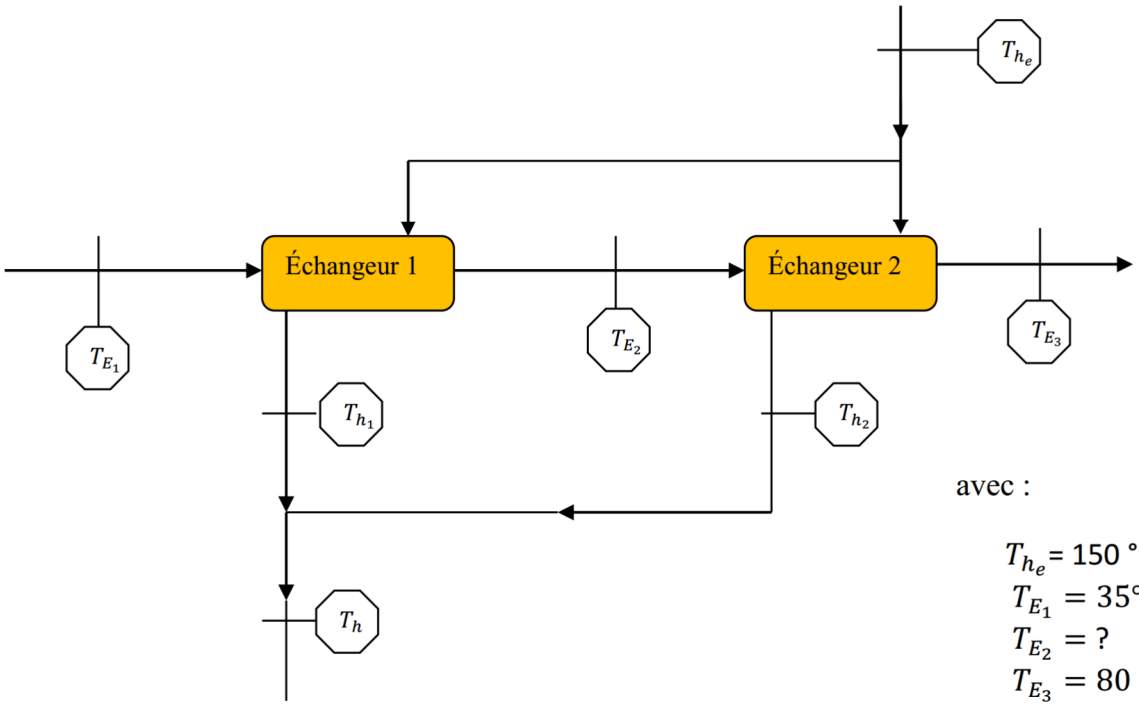
$$A_{total} = 2N_{tube}\pi d\ L$$

$$L = \frac{7.089}{(2)(36)(0.0598)} = 1.646\ \text{m} \quad [5.4\ \text{ft}]$$

Exercice 6 Comparaison du choix d'un ou deux Échangeurs

Un échangeur de chaleur coaxiaux à contre-courant est utilisé pour chauffer 1.25 kg/s d'eau de 35 à 80 °C en refroidissant une huile [$C_p = 2.0$ kJ/kg · °C] de 150 à 85 °C. Le coefficient global de transfert est 150 $Btu/h \cdot ft^2 \cdot {}^\circ F$. Un arrangement similaire doit être construit à un autre emplacement de l'installation, mais on désire de comparer la performance d'un seul échangeur de chaleur à contre-courant avec deux petits échangeurs de chaleur à contre-courant reliés en série du côté de l'eau et en parallèle du côté d'huile, comme le montre la figure 24. L'écoulement d'huile est divisé également entre les deux échangeurs, et on peut supposer que le coefficient du transfert global pour le petit échangeur est le même que pour le grand échangeur.

Si les petits échangeurs coûtaient à 20% de plus par superficie d'unité, qui serait l'arrangement le plus économique- un seul grand échangeur ou deux petits échangeurs de la même tailles?



avec :

$T_{h_e} = 150$ °C
$T_{E_1} = 35$°C
$T_{E_2} = ?$
$T_{E_3} = 80$ °C
$T_{h_1} = ?$
$T_{h_2} = ?$
$T_h = 85$ °C

Figure 24: Schématisation du problème 6.

Solution:

On calcule la superficie nécessaire pour les deux alternatives, puis on compare les coûts. Pour le grand échangeur :

$$\Phi = \dot{m}_f C_{p_f} \Delta T_f = \dot{m}_c C_{p_c} \Delta T_c$$

$$= (1.25)(4180)(80 - 35) = m_c C_{p_c}(150 - 85)$$

$$= 2.351 \times 10^5\ W\ \ [8.02\ \times 10^5\ \text{Btu/h}]$$

$\dot{m}_f C_{p_f} = 5\ 225\ \text{W/°C}$ $\dot{m}_c C_{p_c} = 3617\ \text{W/°C}$

De sorte que l'huile soit le fluide minimum

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta T_c}{150 - 35} = \frac{150 - 85}{150 - 35} = 0.565$$

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{3617}{5225} = 0.692$$

À partir de la figure 18, $NUT_{\max} = 1.09$, ainsi

$$\text{A} = NUT_{\max}\frac{C_{\min}}{U} = \frac{(1.09)(3617)}{850} = 4.649\ \text{m}^2\ [50.04\ \text{ft}^2]$$

On souhaite maintenant de calculer la superficie pour les deux petits échangeurs montrés dans le schéma. On a:

$\dot{m}_c C_{p_c} = 3617/2 = 1809\ W/°C$

$\dot{m}_f C_{p_f} = 5225\ W/°C$

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1809}{5225} = 0.347$$

Le nombre d'unités de transfert est le même pour chaque échangeur de chaleur parce que *U*A et C_{min} sont les mêmes pour chaque échangeur. Ceci exige que l'efficacité soit la même pour chaque échangeur.

Donc,

$$\varepsilon_1 = \frac{T_{h_e} - T_{h_1}}{T_{h_e} - T_{E_1}} = \varepsilon_2 = \frac{T_{h_e} - T_{h_2}}{T_{h_e} - T_{E_2}}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{150 - T_{h_1}}{150 - 35} = \varepsilon_2 = \frac{150 - T_{h_2}}{150 - T_{E_2}} \qquad \text{[a]}$$

Où la nomenclature des températures est indiquée dans la figure 21. Puisque l'écoulement d'huile est le même dans chaque échangeur ainsi, que la température moyenne de sortie d'huile doivent être 85 °C, on peut écrire :

$$\frac{T_{h_1}-T_{h_2}}{2} = 85 \qquad [b]$$

Le bilan énergétique sur le deuxième échangeur de chaleur donne :

$$(5225)\left(T_{E_3} - T_{E_2}\right) = (1809)\left(T_{h_e} - T_{h_2}\right)$$

$$(5225)\left(80 - T_{E_2}\right) = (1809)\left(150 - T_{h_2}\right) \qquad [c]$$

Maintenant, on a trois équations (a), (b), et (c) donc, ont peut résoudre les trois inconnues T_{h_1}, T_{h_2} et T_{E_2}. Les solutions sont

$$T_{h_1} = 76.89\,°C$$

$$T_{h_2} = 93.02\,°C$$

$$T_{E_2} = 60.26\,°C$$

On peut calculer l'efficacité comme suit:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{150 - 76.98}{150 - 35} = 0.635$$

À partir de la figure 2.18, on obtient $NUT_{\max} = 0.16$,

Ainsi,

$$\mathrm{A} = NUT_{\max}\frac{C_{\min}}{U} = \frac{(1.16)(1809)}{850} = 2.47\mathrm{m}^2$$

On constate aussi que chacun des petits échangeurs nécessitent 2.47 m^2 de superficie, ou une surface totale de 4.94 m^2.

Elle est plus grande que la surface exigée (4.649) m^2 dans un grand échangeur ; en outre, le coût par unité de surface est plus grand de sorte que le choix le plus économique soit un seul grand échangeur. Il peut être noté, cependant, que les coûts de pompage pour l'huile seraient probablement moins avec les deux petits échangeurs, de sorte que ceci a pu précipiter une décision en faveur des petits échangeurs si les coûts de pompage ont représenté un facteur économique considérable. [9]

Liste des figures

Figure	Titre	Page
1	Échangeur tubulaire simple. [27]	5
2	Principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre. [11]	6
3	Schématisation d'un échangeur de chaleur multitubulaire : réchauffeur d'Ethylène, démontage du côté tubes et côté calandre pour test de réépreuve. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)	7
4	Plaque d'identification fixée sur le réchauffeur d'Ethylène présenté dans la figure 3.	8
5	Principe d'un échangeur de chaleur 1-2.	9
6	Principe d'un échangeur de chaleur 2-4.	27
7	Échangeurs à courants croisés, fluides non mixés. [9, 11]	10
8	Échangeur à courants croisés, un seul fluide mixé. [11]	10
9	Exemple des différentes parties d'un échangeur à plaque. (CP/2K, Sonatrach de Skikda)	11
10	Principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint. [25]	11
11	Échangeur de chaleur à plaque en spirale. Les deux fluides circulent en contre courant. [25]	13
12	Profil de Température à travers un élément de surface dA.	16
13	Principe de fonctionnement des échangeurs ***a)*** EACP et ***b)*** EACC.	21
14	Facteur de correction présenté pour un échangeur 1 passe côté calandre et 2, 4, 2n passes côté tubes. [9, 10]	28
15	Facteur de correction présenté pour un échangeur 2 passes côté calandre et 4, 8, 4n passes côté tubes. [9, 10]	28
16	Facteur de correction présenté pour un échangeur à courant croisé, fluides non mixés. [9, 10]	28
17	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACP et différentes valeurs de $C_r = 0$, 0.25, 0.5, 0.75, 1.	32
18	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur EACC et différentes valeurs de $C_r = 0$, 0.25, 0.5, 0.75, 1.	33
19	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur tubulaire 1 passe coté calandre et 2n passes coté tubes et différentes valeurs de $C_r = 0$, 0.25, 0.5, 0.75, 1.	35

20	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluides non mixés pour différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	**35**
21	Relation $\varepsilon - NUT$ pour l'échangeur à courants croisés : fluide C_{min} mixé, C_{max} non mixé et différentes valeurs de $C_r = 0, 0.25, 0.5, 0.75, 1$.	**35**
22	Comparaison de l'efficacité des échangeurs EACP, EACC, Échangeur 1-2, Échangeur à courants croisés : fluides non mixés et fluide C_{max} non mixé pour C_r=0.75.	**36**
23	Plaque tubulaire, calandre et faisceau tubulaire d'un échangeur multitubulaire.	**44**
24	Schématisation du problème 6.	**48**

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
1	Caractéristique de l'échangeur à plaque présenté dans la figure 9.	**13**
2	Classification des échangeurs de chaleur. [26]	**14**
3	Quelques valeurs de résistance d'encrassement. [5, 9, 11]	**19**
4	$\varepsilon - NUT$ de quelques échangeurs. [5, 9, 11]	**34**
5	Valeurs approximatives des coefficients d'échange global. [9]	**43**
6	Valeur de l'espace entre les tubes (Pitch). [18, 19]	**45**

Références bibliographiques

[1] Padet J.P. (1997); Echangeurs Thermiques., Masson.

[2] Bontemps A. et al. (1998); Technologie des Echangeurs Thermiques, Techniques de L'ingénieur.

[3] Sacadura J.F. (1978); Initiation aux transferts thermiques, Paris.

[4] Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 6th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York, 1978.

[5] Kays W.M., London A.L. (1984); Compact heat exchangers, 3rd Ed., Mc Graw-Hill, New York.

[6] Leontiev A. (1985); Théorie des échanges de chaleur et de masse, Editions Mir, Moscou.

[7] Wang C., Hsieh Y., Lin Y. (1997); Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions., J. Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 119, pp. 109-117.

[8] Kreith F. : Professeur de Mécanique, Université du Colorado, (1967) Transmission de la chaleur et Thermodynamique., traduction et adaptation par Kodja Badr-el-dine; Masson et Cie, éditeurs ; Paris.

[9] Holman J. P. (2010); Heat transfer, 10th ed. Mc Graw-Hill, series in mechanical engineering, New York.

[10] Liengme B. V. (1997); A Guide to Microsoft Excel for Scientists and Engineers. New York: John Wiley.

[11] Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P. (2011); Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7 ème édition: John Wiley & Sons, Inc.

[12] Jakob M. (1949); Heat Transfer, vol. 1. New York: John Wiley.

[13] Hilpert R. (1933); Ẅarmeabgabe von geheizen Drahten und Rohren, Forsch. Geb. Ingenieurwes. vol. 4, pp. 215-220.

[14] Knudsen J. D. and Katz D. L. (1958); Fluid Dynamics and Heat Transfer. New York: McGraw-Hill.

[15] Bowman R. A., Mueller A. E. and Nagle W. M. (1940); Mean Temperature Difference in Design, Trans. ASME, vol. 62, pp. 283.

[16] Rohsenow, W. M. (1985); Hand book of Heat Transfer Applications, McGraw-Hill, NewYork.

[17] Dittus F.W. and Boelter L. M. K. (1930); Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng., vol. 2, p. 443, 1930.

[18] Perry J. H. (1963), Chemical Engineers' Handbook, 4th ed. New York: McGraw-Hill.

[19] Tyler G. Hicks, P.E., Nicholas P. Chopey, Handbook of Chemical Engineering calculations, 4th Edition. Heat Transfer, Chapter.

[20] Present R. D. (1958); Kinetic Theory of Gases. New York: McGraw-Hill.

[21] Bird R., Stewart W. E. and Lightfoot E. N. (1960); Transport Phenomena. New York: John Wiley & Sons.

[22] Labuntsov D. A. (1957), Teploenergetika, vol.4, pp. 72.

[23] Dobson M. K. and Chato J. C., (1998); J. Heat Transfer, vol. 120, pp. 193.

[24] Griffith P., in Hewitt G. F. (1990); Exec. Ed., Heat Exchanger Design Handbook, Section 2.6.5, Hemisphere Publishing, New York.

[25] Alfa-Laval, (1987); Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, N°17. Documentations techniques fabricants (Mueller, Superchanger, Alfa-Laval).

[26] Shah R.K. and London A.L. (1978); Laminar flow forced convection in ducts, a source book for compact heat exchanger analytical data. Academic Press, New York.

[27] http://me1065.wikidot.com/automotive-heat-exchangers.

[28] http://genie.industriel.iaa.free.fr

[29] http://www.thermique55.com

[30] http://www.utc.fr/~houde/TF11/ch3b.html

Copyright Edtions El-Djazair — Janvier 2014
13, rue des frères Boulahdour
16000 Alger-Algérie
Dépot légal 71-2014



Cet ouvrage est soumis au copyright. Le présent ouvrage présent sur le site web et à son contenu appartient aux Editions El-Djazair.
Le présent site web et son contenu, que ce soit en tout ou en partie, ne peuvent être reproduits, publiés, affichés, téléchargés, modifiés, utilisés en vue de créer des œuvres dérivées ou reproduits ou transmis de toute autre façon par tout moyen électronique connu ou inconnu à la date des présentes sans l'autorisation écrite expresse des Editions El-Djazair
Les actes ci-dessus sont des infractions sanctionnées par le Code de la propriété intellectuelle Algérienne.