

## ANÁLISE COMPARATIVA DE TROCADORES DE CALOR DE CORRENTES CRUZADAS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

### **Cristina Autuori Tomazeti**

Departamento de Energia  
Faculdade de Engenharia Mecânica  
Universidade Estadual de Campinas  
Caixa Postal 6122  
CEP 13083-970 – Campinas – SP Brasil  
[crism@fem.unicamp.br](mailto:crism@fem.unicamp.br)

### **Carlos Alberto Carrasco Altemani**

Departamento de Energia  
Faculdade de Engenharia Mecânica  
Universidade Estadual de Campinas  
Caixa Postal 6122  
CEP 13083-970 – Campinas – SP Brasil  
[altemani@fem.unicamp.br](mailto:altemani@fem.unicamp.br)

**Resumo.** Um parâmetro essencial na análise térmica de trocadores de calor é o coeficiente global de transferência de calor. Em algumas configurações simples, este coeficiente pode ser obtido a partir de correlações da literatura para o número de Nusselt associado aos escoamentos no trocador. Para configurações mais complexas existem resultados obtidos experimentalmente e apresentados na literatura. Para as demais configurações, que podem ser muitas, não há informações disponíveis na literatura sobre os coeficientes convectivos e de atrito dos escoamentos no trocador de calor. Uma alternativa à necessidade de testes experimentais para cada configuração particular de um trocador é a simulação numérica dos escoamentos e da troca de calor. Para avaliar a validade desta aproximação, foram selecionados três dutos aletados, com valores dos coeficientes convectivo de atrito conhecidos e disponíveis na literatura de trocadores de calor compactos. Foram executadas simulações numéricas para diferentes condições de escoamento para estes dutos, resultando em valores de coeficientes similares aos experimentais. Os coeficientes numéricos foram então empregados no método de efetividade para prever o desempenho de um trocador de calor compacto de correntes cruzadas, comparando o seu desempenho quando este é composto por cada um dos dutos selecionados. O estudo foi feito considerando uma carga térmica constante e um valor máximo para a temperatura de entrada do fluido quente. Os fluidos quente e frio eram ar atmosférico e a temperatura de entrada do fluido frio era constante. As comparações feitas incluíam volume do trocador de calor, peso, potência de bombeamento, geração de entropia adimensional e efetividade.

**Palavras chaves:** trocadores de calor de correntes cruzadas, coeficiente global de troca de calor, simulação numérica.

### **1. Introdução**

Equipamento presente em muitas indústrias, um trocador de calor é um dispositivo que permite a troca de calor entre dois fluidos (quente e frio). Esta troca pode ser feita através de elementos que separam os fluidos ou diretamente, em um processo de mistura. Radiadores, condensadores, economizadores e evaporadores são exemplos de trocadores de calor.

O estudo de trocadores de calor tem como objetivos determinar a taxa de troca de calor entre os fluidos e avaliar suas temperaturas de saída. Um parâmetro imprescindível na análise térmica de qualquer trocador de calor é o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ). Ele é determinado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos, quente e frio, presentes no trocador. Ela engloba as resistências convectivas associadas ao escoamento de cada fluido e a resistência condutiva na placa de separação entre os fluidos. Desta forma, para determinar ( $U$ ) é necessário conhecer, entre outros parâmetros, os coeficientes convectivos médios ( $h_m$ ) relacionados ao escoamento dos fluidos quente e frio e a geometria do trocador. A complexidade de algumas geometrias e de alguns escoamentos torna inviável a avaliação de ( $U$ ) através de métodos analíticos, especialmente a obtenção dos coeficientes convectivos. Estas dificuldades são geralmente contornadas efetuando medidas experimentais nos canais utilizados nos trocadores de calor (Kays e London, 1955). Nota-se, entretanto, que o procedimento praticamente restringe a sua aplicabilidade aos canais testados em bancadas experimentais.

O presente trabalho foi desenvolvido com a finalidade de verificar a substituição dessas medidas experimentais por simulações numéricas do escoamento e da troca de calor nos canais dos trocadores. O arranjo selecionado para os testes foi o de um trocador de calor de correntes cruzadas com dutos aletados. Foram analisados trocadores de três diferentes tipos de dutos aletados, cujos valores dos coeficientes convectivo e de atrito eram conhecidos.

O desenvolvimento do trabalho foi efetuado através de dois procedimentos. No primeiro, os escoamentos nos dutos aletados do trocador foram simulados separadamente considerando superfícies isotérmicas nas paredes. Obtiveram-se assim os coeficientes convectivos e de atrito em cada escoamento. Estes resultados foram comparados com valores experimentais da literatura e em seguida utilizados no método da efetividade ( $\epsilon$ -NUT) para uma previsão do comportamento termo fluido do trocador. No segundo procedimento, foi realizada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas compostos pelos dutos aletados testados. Para realizar esta análise, foi considerada uma situação prática, onde a temperatura do fluido frio e a taxa de transferência de calor são conhecidas.

## 2. Equacionamento

O trocador de calor analisado é composto por dois dutos aletados, tendo o ar como fluido de trabalho. O escoamento ocorre em direções cruzadas, como indicado na Fig. 1.

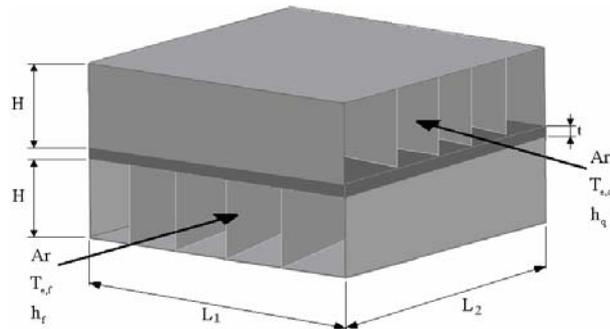


Figura 1. Modelo esquemático do trocador de calor analisado.

Desconsiderando os efeitos de incrustação nas superfícies dos canais, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado pela Eq. (1).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{of} A hm_f} + \frac{t}{k} + \frac{1}{\eta_{oq} A hm_q} \quad (1)$$

Onde	U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> .K]
	A	Área de troca térmica da interface, [m <sup>2</sup> ]
	hm <sub>f</sub>	Coeficiente convectivo médio do fluido frio [W/m <sup>2</sup> .K]
	hm <sub>q</sub>	Coeficiente convectivo médio do fluido quente [W/m <sup>2</sup> .K]
	t	Espessura da parede que separa os fluidos [m]
	k	Condutividade térmica da parede [W/m.K]
	η <sub>o</sub>	Eficiência global do conjunto de aletas

A eficiência global do conjunto de aletas em cada de escoamento é determinada por:

$$\eta_o = 1 - \alpha_a (1 - \eta_f) \quad (2)$$

Onde ( $\alpha_a$ ) é a razão entre a área da superfície aletada e a área total de troca de calor e eficiência de cada aleta esta indicada por ( $\eta_f$ ). Para os três dutos, aletados de formas distintas, foi feita uma aproximação no cálculo ( $\eta_f$ ), onde as aletas foram consideradas retas com seção retangular uniforme. Para as hipóteses de distribuição unidimensional de temperatura e aletas com extremidade adiabática, (Incropera e De Witt, 2002) apresentam soluções para o cálculo de ( $\eta_f$ ).

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_r hm/2)}{m_r hm/2} \quad (3)$$

Onde  $m_r = 2 hm/k_m t$ . Se os valores de  $(hm_r)$  e  $(hm_q)$  forem determinados, o valor de  $(U)$  obtido da Eq. (1) pode ser utilizado no projeto térmico do trocador pelo método da efetividade  $\varepsilon$ -NUT (Incropera e De Witt, 2002). A efetividade ( $\varepsilon$ ) de um trocador de calor é a razão entre a troca de calor real ( $q$ ) e a máxima possível ( $q_{\max}$ ).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_q (T_{e,q} - T_{s,q})}{C_{\min} (T_{e,q} - T_{e,f})} = \frac{C_f (T_{s,f} - T_{e,f})}{C_{\min} (T_{e,q} - T_{e,f})} \quad (4)$$

Onde  $C_q$  Capacidade térmica do fluido quente,  $C_q = m_q C_{p,q}$ , [W/K]  
 $C_f$  Capacidade térmica do fluido frio,  $C_f = m_f C_{p,f}$ , [W/K]  
 $C_{\min}$  Menor valor entre  $C_q$  e  $C_f$ , [W/K]  
 $T$  Temperatura dos fluidos, [°C]

Os índices “e” e “s” referem-se, respectivamente, à entrada e saída dos fluidos e os índices “f” e “q” aos fluidos frio e quente. Para um trocador de calor

$$\varepsilon = f(\text{NUT}, R) \quad (5)$$

(R) indica a razão entre as capacidades térmicas do fluido ( $R = C_{\min} / C_{\max}$ ) e NTU é uma grandeza adimensional denominada o número de unidades de transferências, definida por:

$$\text{NUT} = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (6)$$

Para um trocador de calor de correntes cruzadas com ambos os fluidos não misturados, a efetividade térmica pode ser expressa por (Kays, 1993):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{R} \text{NUT}^{0,22} [\exp(-R \text{NUT}^{0,78}) - 1]\right\} \quad (7)$$

Com a efetividade conhecida, é possível avaliar as temperaturas de saída dos dois fluidos no trocador e a taxa de troca de entre eles.

$$T_{s,q} = T_{e,q} - \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{e,q} - T_{e,f})}{C_q} \quad (8)$$

$$T_{s,f} = T_{e,f} + \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{e,q} - T_{e,f})}{C_f} \quad (9)$$

$$q = \varepsilon q_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{e,q} - T_{e,f}) \quad (10)$$

### 3. Dutos testados

Os dutos testados são constituídos por aletas não interrompidas dentro de um canal composto do mesmo material que as aletas. Foram estudados três tipos de dutos apresentados por (Kays e London, 1955): 11.11a, 6.2 e 2.0. A designação do tipo indica quantas aletas este possui por polegada. Assim, o tipo 11.11a tem 11,11 aletas por polegada, enquanto que o 2.0 possui duas aletas por polegada. A Fig. 2 mostra os tipos de dutos estudados. O material das aletas e do duto é cobre no tipo 11.11a, enquanto que nos tipos 6.2 e 2.0 é alumínio. Tanto as aletas quanto o duto possuem comprimento ( $L$ ).

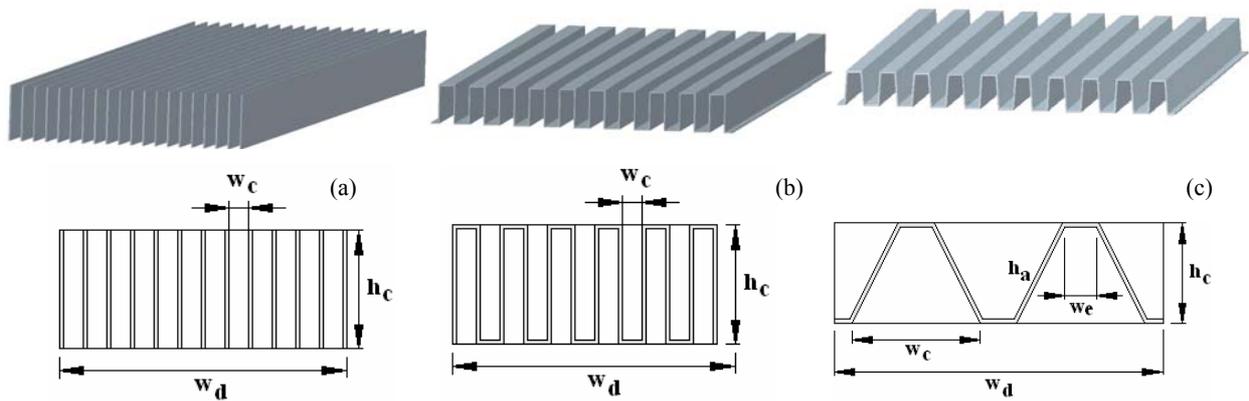


Figura 2. Tipos de dutos testados: (a) 11.11a, (b) 6.2 e (c) 2.0.

Na Fig. 2, ( $w_c$ ) indica a largura de cada canal entre as aletas e ( $h_c$ ), a sua altura. A Tabela 1 indica como foram determinadas a largura do duto ( $w_d$ ), a área da seção transversal do canal ( $A_c$ ), a área total da superfície aletada ( $A_{ta}$ ) e a área total de troca de calor por duto ( $A_d$ ). Nesta tabela, ( $N_a$ ) e ( $N_c$ ) representam o número de aletas e canais, respectivamente. A espessura do material é dada por ( $t$ ). As expressões utilizadas na determinação das características geométricas foram obtidas através de aproximações resultantes de valores fornecidos por (Kays e London, 1955).

Tabela 1. Características geométricas dos dutos testados.

Tipo de duto	$w_d$	$A_c$	$A_{ta}$	$A_d$
11.11a	$N_a t + N_c w_c$	$w_c h_c$	$2 L N_a h_c$	$2 L (N_a h_c + N_c w_c)$
6.2	$N_a t + N_c w_c$	$w_c h_c$	$L (2 N_a h_a + N_c w_c)$	$2 L (N_a h_c + N_c w_c)$
2.0	$N_a t + N_c \left( \frac{w_c + w_e}{2} \right)$	$h_c \left( \frac{w_c + w_e}{2} \right)$	$L (2 N_a h_a + N_c w_c)$	$L (2 N_a h_a + N_c w_c + N_c w_e)$

No duto tipo 2.0, ( $h_a$ ) representa a altura da aleta, determinada através da Eq. (12).

$$h_a = \sqrt{\left( \frac{w_c - w_e}{2} \right)^2 + (h_c - t)^2} \quad (11)$$

A Tabela 2 mostra as dimensões geométricas para cada tipo de duto analisado. As dimensões apresentadas nesta tabela referem-se à geometria indicada na Fig. 2.

Tabela 2. Dimensões dos tipos de dutos analisados.

Tipo	Aletas	$w_c$ [mm]	$w_e$ [mm]	$h_c$ [mm]	$t$ [mm]	$Dh_c$ [mm]	$A_c$ [mm <sup>2</sup> ]
	por polegada						
11.11a	11,11	2,29	-	12,19	0,2032	3,85	27,90
6.2	6,2	3,84	-	10,29	0,2540	5,60	39,54
2.0	2,0	13,59	10,16	19,05	0,8128	14,63	226,2

#### 4. Modelagem Numérica

O escoamento e a troca convectiva de calor de cada duto do trocador com as correntes cruzadas foram simulados numericamente pelo método dos volumes de controle, utilizando o código computacional PHOENICS. As equações da conservação de massa, momentum e energia foram resolvidas considerando condições uniformes de velocidade e temperatura na entrada de cada canal. Pelo fato que os escoamentos nos dutos abrangiam a região de entrada, as simulações efetuadas foram tridimensionais. Os escoamentos foram considerados tanto no regime laminar quanto no turbulento. Neste caso, foi utilizado o modelo de turbulência LEVEL (Spalding, 1994; Agonafer e Spalding, 1996) embutido no pacote computacional utilizado.

Para avaliar numericamente o coeficiente convectivo médio ( $hm$ ) nos dutos aletados separados, foi considerado que as paredes estavam a uma temperatura uniforme igual à temperatura de entrada do outro fluido. Devido à simetria do tipo de duto, o domínio simulado está indicado pela linha tracejada na Fig. 3.

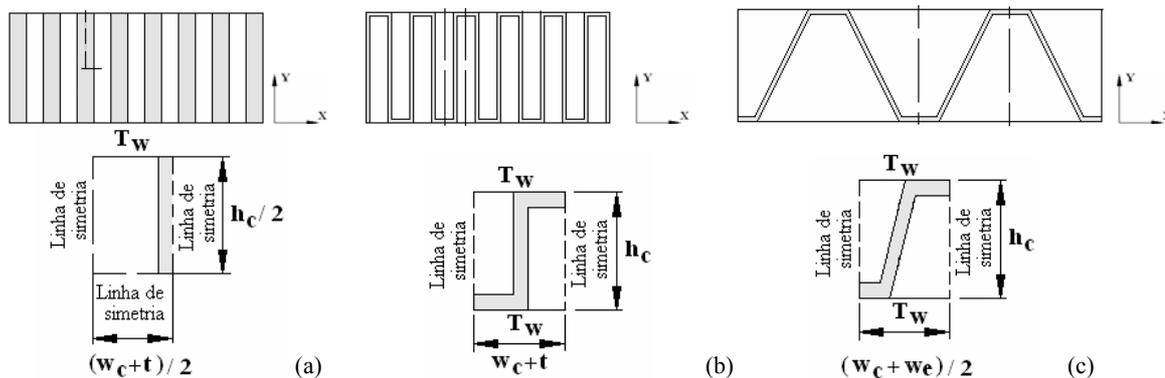


Figura 3. Domínio simulado numericamente: (a) 11.11a, (b) 6.2 e (c) 2.0.

### 5.1 Avaliação do escoamento nos dutos testados

Foram simulados escoamentos nos três tipos de dutos, utilizando as dimensões apresentadas na Tabela 2. Na primeira etapa do processo, os valores de ( $hm$ ) foram obtidos simulando numericamente o escoamento dos fluidos frio e quente em cada canal separado. A malha computacional utilizada nas simulações, em termos do número de volumes de controle utilizados em cada direção, está indicada na Tabela 3. Os eixos coordenados estão indicados na Fig. 3. Os números indicados na Tabelas 3 correspondem aos volumes de controle utilizados nos domínios de cálculo para a obtenção de resultados praticamente independentes da malha.

Tabela 3. Malha utilizada na simulação de cada duto separadamente.

Tipo	Dimensões do domínio [mm]			Laminar			Turbulento		
				Nº. de volumes de controle			Nº. de volumes de controle		
	X	Y	Z	NX	NY	NZ	NX	NY	NZ
11.11a	1,25	6,1	203,2	13	60	70	9	14	51
6.2	4,1	10,3	304,8	23	56	100	23	29	77
2.0	14,41	19,05	304,8	51	29	61	31	24	61

Os resultados da simulação em cada canal separado com regime de escoamento laminar e turbulento são apresentados nas Tabelas 4 e 5, respectivamente. A variável ( $v$ ) indica a velocidade uniforme de entrada do ar no canal, ( $Re$ ) é o número de Reynolds, ( $Nu$ ) é o número de Nusselt médio do escoamento, ( $fm$ ) é o coeficiente médio de atrito. As temperaturas de entrada e saída do fluido no duto estão indicadas por ( $T_e$ ) e ( $T_s$ ), respectivamente. Nos testes foi considerado a mesma temperatura de mistura na entrada ( $T_e$ ) para todos os tipos de dutos. Os valores de ( $Nu$ ) e ( $Re$ ) são baseados nos diâmetro hidráulico de cada canal entre as aletas. Os valores das velocidades e da temperatura na entrada de cada canal foram escolhidos arbitrariamente, garantindo apenas escoamentos laminares ou turbulentos nos canais aletados. As propriedades dos fluidos foram tomadas no valor médio, obtido em um processo iterativo, das temperaturas médias de mistura na entrada e na saída dos canais. São indicados também os resultados obtidos através de dados experimentais da literatura (London e Fergunson, 1946 e 1949).

Tabela 4. Resultados experimentais e numéricos do escoamento laminar nos dutos do tipo 6.2 e 11.11a.

Tipo	v [m/s]	T <sub>e</sub> [°C]	Experimental						Numérico					
			Re	T <sub>s</sub> [°C]	hm [ $\frac{W}{m^2K}$ ]	Nu	q [W]	fm . 10 <sup>2</sup>	Re	T <sub>s</sub> [°C]	hm [ $\frac{W}{m^2K}$ ]	Nu	q [W]	fm . 10 <sup>2</sup>
6.2	2,5	20	870	35,4	19,8	4,3	11,0	1,98	868	36,2	22,5	4,9	11,6	2,49
11.11a	3,0	20	659	38,1	35,9	4,9	17,7	2,97	659	38,0	35,6	4,9	17,7	2,83

Tabela 5. Resultados experimentais e numéricos do escoamento turbulento nos dutos testados.

Tipo	v [m/s]	T <sub>e</sub> [°C]	Experimental						Numérico					
			Re	T <sub>s</sub> [°C]	hm [ $\frac{W}{m^2K}$ ]	Nu	q [W]	fm .10 <sup>3</sup>	Re	T <sub>s</sub> [°C]	hm [ $\frac{W}{m^2K}$ ]	Nu	q [W]	fm .10 <sup>3</sup>
6.2	25	20	8810	31,2	113,8	24,9	80,6	7,55	8772	32,7	139,7	30,5	91,0	8,76
11.11a	20	20	4468	32,2	100,1	13,9	81,1	9,31	4445	34,1	128,6	17,8	92,7	9,97
2.0	8,0	20	7670	25,8	40,9	24,2	25,2	7,89	7672	25,8	40,3	23,8	24,9	9,14

Os resultados experimentais e numéricos do escoamento laminar nos dutos tipos 11.11a e 6.2 são apresentados na Tabela 4. Observa-se que os valores médios do coeficiente convectivo numérico para o tipo 11.11a é aproximadamente 14% maior que o valor experimental, enquanto que para o modelo 6.2, a diferença entre os valores numérico e experimental do coeficiente convectivo é inferior que 1%. Quando comparado o coeficiente de atrito médio, no tipo 11.11a o valor obtido numericamente é 5% menor que o experimental. O valor de (fm) numérico no tipo 6.2 é aproximadamente 25% maior que (fm) experimental.

A Tabela 5 mostra os resultados numéricos e experimentais do escoamento turbulento nos modelos 11.11a, 6.2 e 2.0. Os valores médios do coeficiente convectivo numéricos são 23% e 28% maiores que os valores experimentais para os modelos 6.2 e 11.11a, respectivamente. Enquanto que os coeficientes de atrito médios numéricos são aproximadamente 16% e 7% maiores que os valores experimentais nos respectivos modelos. No tipo 2.0, o coeficiente médio convectivo obtido através da simulação numérica é aproximadamente 1% menor que o obtido experimentalmente. Já o convectivo e de atrito é 16% maior.

### 5.2 Análise dos trocadores de calor compostos pelos dutos testados

Com os coeficientes convectivo e de atrito para cada duto determinado numericamente, foi realizada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas compostos pelos dutos aletados testados.

#### 5.2.1 Características dos trocadores de calor de correntes cruzadas

O trocador de calor de correntes cruzadas a ser analisado é formado por arranjo de módulos. Tais módulos são constituídos por dois dutos iguais, separados por uma interface, onde os fluidos a diferentes temperaturas escoam em correntes cruzadas trocando calor, como indicado na Fig. 4 (a). Os módulos são dispostos verticalmente, Fig. 5 (b).

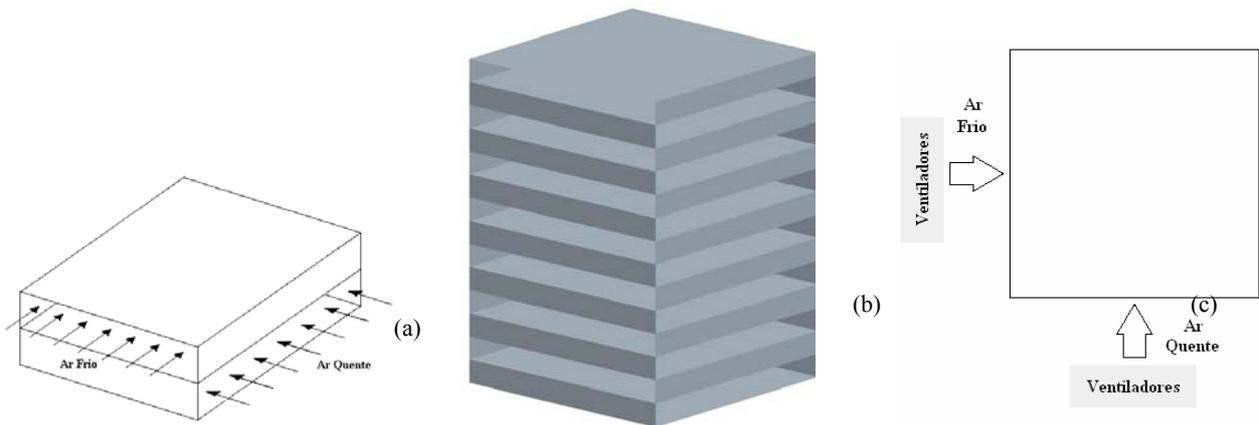


Figura 4. Trocador de calor de correntes cruzadas analisado: (a) Módulo, (b) Trocador e (c) configuração do trocador.

Os trocadores foram arranjados em na configuração em paralelo Fig. 5, onde ambos os fluidos passam apenas uma única vez pelo trocador. Para cada fluido, há uma associação de vários ventiladores (um para cada duto), Fig. 4 (c). Esta associação é feita em paralelo porque as vazões individuais de cada ventilador somam-se, enquanto que a pressão total produzida pelo conjunto é aproximadamente a mesma de um ventilador (Turner, 1996).

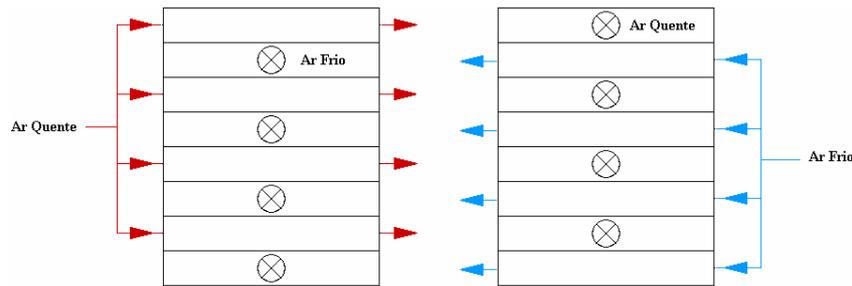


Figura 5. Arranjo de passagens em paralelo.

A Tabela 6 apresenta as principais características geométricas dos trocadores compostos pelos tipos de dutos testados. Observa-se que o comprimento e a largura de cada canal para os diferentes modelos de dutos possuem valores próximos. O objetivo da utilização de canais com dimensões semelhantes é de obter uma melhor análise comparativa dos tipos de dutos avaliados.

Tabela 6. Principais características geométricas dos trocadores de calor de correntes cruzadas analisados.

Características dos modelos de duto	Modelo do duto		
	11.11 a	6.2	2.0
Largura do duto ( $w_d$ ) [mm]	204,6	204,9	203,0
Comprimento (L) [mm]	204,6	204,9	203,0
Número de aletas ( $N_a$ )	83	50	16
Número de canais ( $N_c$ )	82	50	16
Área frontal de escoamento ( $A_{fr}$ ) [mm <sup>2</sup> ]	2288	1977	3619
Área total de troca de calor por duto ( $A_d$ ) [mm <sup>2</sup> ]	0,4907	0,2895	0,1961
Área total da superfície aletada ( $A_{ta}$ ) [mm <sup>2</sup> ]	0,4139	0,2108	0,1191
Material	Cobre	Alumínio	Alumínio

A situação prática utilizada na análise considera que, no trocador de calor de correntes cruzadas, o fluido quente seja recirculante e troque calor com o fluido frio que entra no trocador a 25°C, sendo renovado a cada passagem pelo trocador. A taxa de troca de calor estipulada é de 800W. A temperatura de entrada do fluido quente é mantida abaixo de 80°C, porém deve ser suficiente para manter a taxa de troca de calor a 800W.

Considera-se que o escoamento de cada fluido no trocador de calor seja induzido por um ventilador, cuja curva característica é linear, limitando a diferença de pressão ( $\Delta P$ ) entre a entrada e saída nos diferentes modelos de duto analisados, e também a vazão nos dutos e canais. A curva característica de todos os ventiladores utilizados é dada pela Eq. (12), onde (Q) é a vazão volumétrica no canal entre as aletas para cada duto testado.

$$\Delta P [\text{Pa}] = 50 - 250 \times Q_d \left[ \text{m}^3/\text{s} \right] \quad (12)$$

### 5.2.2 Análise comparativa dos principais parâmetros avaliados

Os principais parâmetros para a comparação entre os tipos de trocadores de calor de correntes cruzadas testados são: o volume total, o peso do trocador, a potência de bombeamento, a geração de entropia adimensional e a efetividade.

O volume do trocador de calor está diretamente ligado ao número de módulos e a altura dos dutos. A Tabela 7 apresenta o volume e o peso total do trocador, bem como o número de módulos necessários para atender as condições propostas na análise ( $T_{q,e} \leq 80^\circ\text{C}$  e  $q = 800 \text{ W}$ ). A quantidade de módulos que o trocador de calor possui é determinado pelas limitações relacionadas à temperatura de entrada do fluido quente. A temperatura com que o fluido quente entra no trocador ( $T_{q,e}$ ) é diretamente proporcional à taxa de transferência de calor (q), ou seja, quanto menor for o valor de (q) trocado por módulo, menor será ( $T_{q,e}$ ). No arranjo em paralelo, a taxa de transferência de calor é dividida pela quantidade de módulos existentes no trocador. Desta forma, na medida em que se aumenta o número de módulos, reduz ( $T_{q,e}$ ). Na Tabelas 7 é possível verificar que os trocadores de calor do tipo 11.11a e 2.0 são os que apresentam o menor número de módulos.

Tabela 7. Características construtivas dos trocadores de calor de correntes cruzadas analisados.

Modelo do duto	Nº Módulos	Volume [m <sup>3</sup> ]	Peso [N]
11.11a	3	0,00309	52,4
6.2	5	0,00437	19,5
2.0	3	0,00481	25,7

O trocador 11.11a possui o menor volume dentre os tipos de trocador estudados. O menor número de módulos permite obter o menor volume total em comparação aos demais trocadores, Fig. 6. Apesar dos trocadores tipo 11.11a e 2.0 terem o mesmo número de módulos, o segundo possui aproximadamente o dobro da altura e, conseqüentemente, maior volume. O volume total do trocador 11.11a é de aproximadamente 29% e 36% menor que os volumes dos trocadores tipo 6.2 e 2.0, respectivamente.

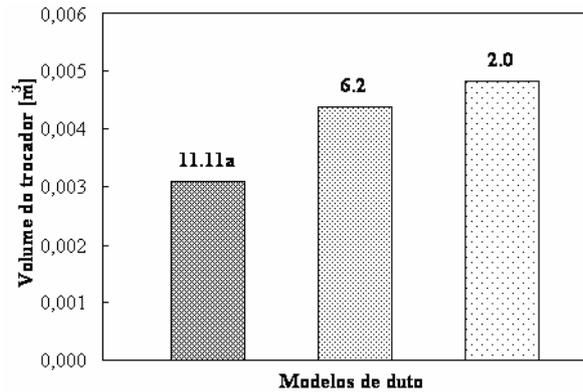


Figura 6 – Volume total dos trocadores de calor analisados.

O peso do trocador de calor foi determinado através da eq. (13), que associa a área total de material utilizado na fabricação de cada trocador ( $A_m$ ), a espessura ( $t$ ) e a densidade do material ( $\rho_m$ ). Na eq. (14) a aceleração da gravidade está indicada por ( $g$ ). A Fig. 7 mostra a área superficial total de material ( $A_m$ ) utilizado na fabricação de cada tipo de trocador. A área ( $A_m$ ) é a soma das áreas dos dutos e aletas.

$$\text{Peso} = \rho_m A_m t g \tag{13}$$

O trocador tipo 6.2 possui o menor peso quando comparado aos demais trocadores analisados. O peso do trocador 11.11a é significativamente maior que dos demais trocadores estudados porque o material na sua construção é o cobre, que apresenta uma densidade cerca de três vezes maior que a do alumínio.

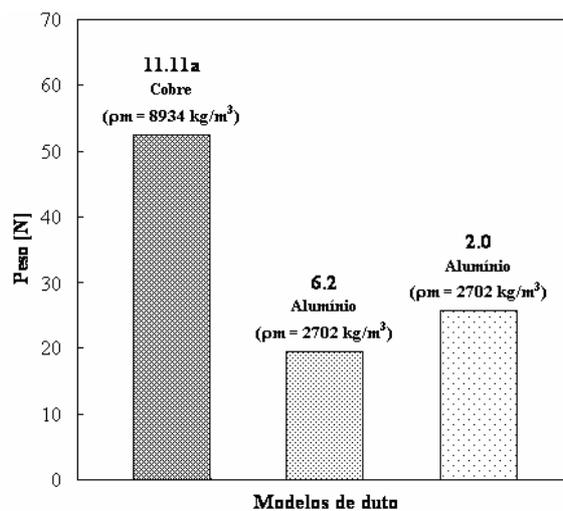


Figura 7. Peso dos trocadores de calor analisados.

Na Tabela 8, ( $v$ ) indica as velocidades do fluido em cada canal entre as aletas, ( $f_m$ ) o fator de atrito médio, ( $\Delta P$ ), ( $Re$ ) e ( $P_b$ ) a diferença de pressão máxima, o número de Reynolds e a potência de bombeamento, respectivamente. A vazão total de cada fluido no trocador está indicada por ( $Q_f$ ) e ( $Q_q$ ).

A potência de bombeamento pode ser determinada pelo produto da diferença pressão entre a entrada e saída do duto ( $\Delta P$ ) pela vazão volumétrica no seu interior ( $Q_c$ ):

$$P_b = \Delta P Q_c \tag{14}$$

A diferença de pressão ( $\Delta P$ ) é obtida utilizando o coeficiente médio de atrito calculado numericamente

$$\Delta P = 4 f_m \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{D_h} \tag{15}$$

- Onde
- $f_m$  Coeficiente médio de atrito
  - $\rho$  Densidade do fluido [ $\text{kg/m}^3$ ]
  - $v$  Velocidade média no canal [ $\text{m/s}$ ]
  - $L$  Comprimento do duto [ $\text{m}$ ]
  - $D_h$  Diâmetro hidráulico do canal [ $\text{m}$ ]

Tabela 8. Características do escoamento nos trocadores de calor de correntes cruzadas analisados.

Duto	$v_f$ [m/s]	$v_q$ [m/s]	$Re_f$	$Re_q$	$10^3$ $f_{m_f}$	$10^3$ $f_{m_q}$	$\Delta P_f$ [Pa]	$\Delta P_q$ [Pa]	$Q_f$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q_q$ [m <sup>3</sup> /s]	$Pb_f$ [W]	$Pb_q$ [W]
11.11a	4,2	4,5	943	867	23,12	21,73	47,6	47,4	0,0285	0,0308	1,6	1,7
6.2	6,9	7,6	2381	2127	11,52	10,70	46,6	46,2	0,0685	0,0752	3,8	4,1
2.0	11,8	12,8	10722	8977	8,82	8,50	39,3	38,4	0,1279	0,1387	5,9	6,3

A potência de bombeamento ( $P_b$ ) é igual ao produto da diferença de pressão nos dutos ( $\Delta P$ ) com as vazões totais ( $Q$ ) de cada fluido no trocador. O trocador tipo 11.11a possui a menor potência de bombeamento ( $P_b$ ), indicado na Fig. 8, mesmo com o maior valor de ( $\Delta P$ ). Isso ocorre porque ele possui a menor vazão ( $Q$ ), como indicado na Tabela 8. Os valores da potência de bombeamento ( $P_b$ ) para o trocador tipo 11.11a são aproximadamente 58% e 73% menores que nos trocadores tipo 6.2 e 2.0, respectivamente.

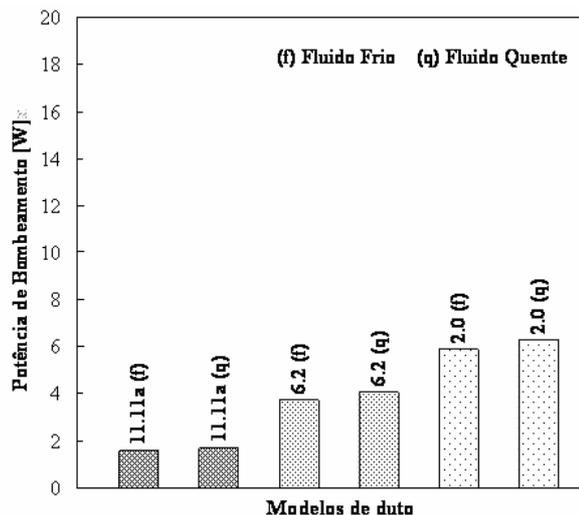


Figura 8 – Potência de bombeamento nos trocadores de calor analisados.

A Tabela 9 apresenta a taxa de transferência de calor ( $q$ ), as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, ( $T_{f,e}$ ), ( $T_{f,s}$ ), ( $T_{q,e}$ ) e ( $T_{q,s}$ ), respectivamente. A geração de entropia ( $S_g$ ), apresentada na tabela, é definida como:

$$S_g = m_f (s_{f,s} - s_{f,e}) + m_q (s_{q,s} - s_{q,e}) \tag{16}$$

As diferenças de temperatura entre a entrada e a saída do duto para o fluido frio e quente são indicadas por  $(\Delta T_f)$  e  $(\Delta T_q)$ , respectivamente. A geração de entropia  $(N_s)$  adimensional é definida como a razão entre a entropia gerada no processo  $(S_g)$  e a menor capacidade térmica associada ao fluido quente ou frio  $(C_{min})$ .

Tabela 9 – Características térmicas dos trocadores de calor de correntes cruzadas analisados.

Duto	q [W]	T <sub>f,e</sub> [°C]	T <sub>f,s</sub> [°C]	ΔT <sub>f</sub> [°C]	T <sub>q,e</sub> [°C]	T <sub>q,s</sub> [°C]	ΔT <sub>q</sub> [°C]	Geração de Entropia	
								S <sub>g</sub> [W/°C]	N <sub>s</sub>
11.11a	800	25	49,8	24,8	79,6	54,4	25,2	0,2332	25,2
6.2	800	25	35,1	10,1	73,1	62,7	10,3	0,3136	10,3
2.0	800	25	30,4	5,4	78,8	73,1	5,7	0,3995	5,7

O trocador de calor tipo 2.0 apresenta a maior taxa de geração de entropia, calculada com a Eq. (16), como indicado na Tabela 9. Apesar de ele apresentar as menores diferenças de temperatura dos fluidos entre a entrada e a saída do duto  $(\Delta T)$ , a vazão mássica neste trocador é tanto maior que resulta na maior taxa de geração de entropia. A geração de entropia adimensional  $(N_s)$ , definida como a razão entre a entropia gerada no processo  $(S_g)$  e a menor capacidade térmica associada ao fluido quente ou frio  $(C_{min})$ , parece ser um conceito mais adequado para comparar os trocadores de calor. Assim, embora o trocador tipo 2.0 apresente maior taxa de geração de entropia, ele também apresenta o maior valor de  $(C_{min})$ , de modo que o valor de  $(N_s)$  é o menor para os trocadores de calor analisados, como apresentado na Fig. 9. O valor de  $(N_s)$  para o trocador tipo 2.0 é aproximadamente 5 e 2 vezes menor que nos trocadores tipo 11.11a e 6.2, respectivamente.

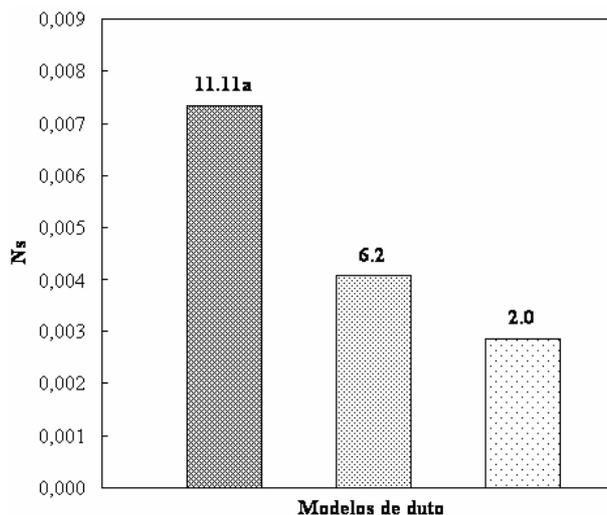


Figura 9 – Entropia adimensional  $(S_g / C_{min})$  nos trocadores de calor analisados.

O coeficiente de transferência de calor médio  $(hm)$  e global  $(U)$ , a área total de troca de calor  $(A_{td})$ , a capacidade térmica mínima  $(C_{min})$ , a razão entre as capacidades térmicas do fluido  $(R)$  o número de unidades térmicas  $(NUT)$  e a efetividade  $(\epsilon)$  são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10. Parâmetros do método  $\epsilon$ -NUT dos trocadores de calor de correntes cruzadas analisados.

Duto	hm <sub>f</sub> $[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}]$	hm <sub>q</sub> $[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}]$	U $[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}]$	A <sub>td</sub> [m <sup>2</sup> ]	C <sub>min</sub> $[\frac{W}{^\circ C}]$	R	NUT	ε
11.11a	41,7	42,1	20,7	1,4725	31,7	0,98	0,961	0,46
6.2	31,0	31,5	15,5	1,4479	77,3	0,98	0,290	0,22
2.0	58,0	60,8	29,3	0,5884	139,5	0,94	0,123	0,11

A efetividade  $(\epsilon)$  está relacionada com  $(A_{td})$ ,  $(U)$  e  $(NUT)$  através das Eqs. (6) e (7). A Tabela 10 mostra os valores da área de troca térmica total  $(A_{td})$ . Nota-se que o trocador 11.11a tem maior área de troca térmica por

apresentar maior número de aletas. A área ( $A_{td}$ ) do trocador tipo 11.11a é aproximadamente 2,5 vezes maior que ( $A_{td}$ ) do trocador tipo 2.0. O trocador do tipo 6.2 tem aproximadamente a mesma área total de troca de calor que o tipo 11.11a.

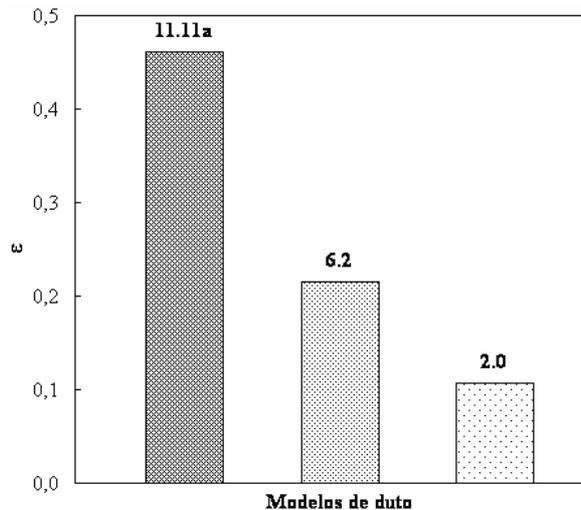


Figura 10 – Efetividade dos trocadores de calor analisados.

O coeficiente global de troca de calor ( $U$ ) está relacionado com os coeficientes médios de troca de calor ( $hm$ ) de cada lado do trocador e com a área de troca de calor, Eq. (1). O maior valor de ( $hm$ ) ocorre no trocador 2.0, como indicado na Tabela 10. Assim, o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) do trocador tipo 2.0 é aproximadamente 29% e 47% maior que o do tipo 11.11a e 6.2, respectivamente. Com relação ao número de unidades térmicas, o trocador tipo 11.11a apresenta o maior valor de ( $NUT$ ).

A Fig. 10 mostra a efetividade para os trocadores analisados. Observa-se que a maior efetividade é obtida pelo trocador tipo 11.11a. Isso ocorre devido à efetividade ser diretamente proporcional ao número de unidades térmicas ( $NUT$ ), eq. (7). A efetividade do trocador tipo 11.11a é aproximadamente 2 e 4 vezes maior que as dos tipos 6.2 e 2.0, respectivamente.

A Tabela 7 mostra que para cada tipo de trocador de calor de correntes cruzadas analisado existe um número de módulos adequado para atender as condições propostas no estudo de caso.

O trocador de calor constituído por dutos modelo 11.11a é densamente aletado, apresentando a maior área de troca térmica por duto ( $A_{td}$ ) e, conseqüentemente, um número menor de módulos quando comparado ao trocador do tipo 6.2 para o mesmo valor de ( $q$ ). A alta densidade de aletas aumenta a área de atrito entre a parede e o escoamento fluido, resultando em uma redução significativa da vazão volumétrica de operação ( $Q_c$ ). Com um número de módulos menor e uma vazão volumétrica total menor, este modelo apresenta a menor potência de bombeamento dentre os modelos testados. O trocador tipo 11.11a apresenta, entretanto, os maiores valores para ( $\Delta T_f$ ) e ( $\Delta T_q$ ), levando a uma geração maior de entropia adimensional ( $N_s$ ). Além disso, a distribuição de aletas deste trocador aumenta seu custo de fabricação e o seu peso, Tabela 7.

O trocador de calor constituído por dutos modelo 6.2 apresenta características semelhantes ao trocador tipo 11.11a. A inserção das aletas no duto diminui a área de escoamento e aumenta a área de atrito, reduzindo a vazão volumétrica total e nos canais. Assim, este modelo apresenta a segunda menor potência de bombeamento dentre os modelos testados. Este tipo de trocador apresenta, todavia, um alto valor de ( $N_s$ ) quando comparado com o trocador do tipo 2.0, devido às diferenças de temperatura ( $\Delta T_f$ ) e ( $\Delta T_q$ ) calculadas. Analogamente ao trocador tipo 11.11a, o tipo 6.2 também utiliza grande quantidade de material para a fabricação, acarretando características construtivas mais complexas que as do trocador 11.11a, além de possuir um peso maior com relação ao trocador do tipo 2.0.

Dentre os trocadores analisados, o trocador de calor constituído por dutos modelo 2.0 possui um conjunto de características mais equilibrado. Com três módulos obtêm-se a taxa de transferência de calor estipulada de 800W com ( $T_{q,e}$ ) inferior a 80°C. O trocador tipo 2.0 possui grande área de escoamento e um número menor de aletas quando comparado aos outros tipos de trocadores analisados. Apesar de apresentar a maior potência de bombeamento, cerca de 2 vezes maior que a do tipo 11.11a, o trocador tipo 2.0 possui o menor valor para geração de entropia adimensional ( $N_s$ ) em relação aos demais.

## 6. Conclusões

Um procedimento analítico – numérico foi aplicado para diferentes regimes de escoamento em um trocador de calor de correntes cruzadas com dutos retangulares aletados. O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) foi obtido de através da determinação dos coeficientes convectivos médios ( $h_m$ ) numericamente em cada canal separadamente. Com os valores de ( $U$ ) determinados, foi apresentada uma análise comparativa de trocadores de calor de correntes cruzadas compostos pelos dutos testados e arrançados na configuração em paralelo. Na análise, foi considerada uma situação prática, onde a temperatura do fluido frio e a taxa de transferência de calor eram conhecidas. Com os resultados, foi possível comparar os tipos de trocadores analisados. O objetivo do processo estudado é permitir que ( $U$ ) seja determinado em geometrias mais complexas, onde não há dados disponíveis na literatura para a determinação de ( $U$ ).

## 7. Agradecimentos

O trabalho presente foi executado com o apoio da CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) na forma de bolsa de estudos para o primeiro autor.

## 8. Referências

- Kays, W. M., 1993, "Convective Heat And Mass Transfer", Ed. MacGraw-Hill, 3ªEd.  
Kays, W. M., London, A. L., 1955, "Compact Heat Exchangers", Ed. MacGraw-Hill, 2ªEd.  
Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 2002, "Fundamentos de Transferencia de Calor e de Massa", Ed. John Wiley & Sons.  
Agonafer D., Gan-Li L., Spalding B., 1996, "The LVEL turbulence model for conjugate heat transfer at low Reynolds  
Spalding, B.D., 1994, "The Phoenix Encyclopedia".  
Turner, M., Rotron, C. "All You Need to Know About Fans". Electronics Cooling, vol. 1, No. 2, p. 16-19, May. 1996.  
London, A. L., Fergunson, C. K. "Gas Turbine Plant Regenerator Surfaces". Bureau of Ships Research Memorandum 2-46, Navships (250-338-3), July, 1946.  
London, A. L., Fergunson, C. K. "Test Results of High Performance Heat Exchanger Surfaces Used In Aircraft Intercoolers And Their Significance For Gas Turbine Regenerator Designer". Trans. ASME, v. 71, p.12, 1949.

# COMPARATIVE EVALUATION OF A CROSS-FLOW HEAT EXCHANGER THROUGH NUMERICAL SIMULATION

**Cristina Autuori Tomazeti** ([cristm@fem.unicamp.br](mailto:cristm@fem.unicamp.br))

**Carlos Alberto Carrasco Altemani** ([altemani@fem.unicamp.br](mailto:altemani@fem.unicamp.br))

Energy Department  
Mechanical Engineering Faculty  
State University of Campinas  
PO Box 6122  
Zip Code 13083-970 – Campinas – SP Brazil

**Abstract.** An essential parameter in the thermal analysis of heat exchangers is the global heat transfer coefficient. For some simple configurations, this coefficient may be obtained from literature correlations for the Nusselt number associated to the duct flows in the heat exchanger. For more complex heat exchanger configurations, the heat transfer coefficients have been measured by experiments and they may be found in the literature. For many other possible configurations, there is no information available in the literature about the friction and the convective coefficients for the flows inside the heat exchanger. One alternative to the experimental tests for each configuration is the numerical simulation of the flow and heat transfer. In order to assess the validity of this approach, three finned ducts, with measured friction and convective coefficients, were selected from the compact heat exchangers literature. Numerical simulations under varying flow conditions were performed for these ducts and resulted in coefficients were very similar to the experimental values. The numerical coefficients were then employed with the effectiveness method to predict the comparative performance of a compact cross flow heat exchanger with the distinct finned ducts. The design was based on a constant thermal load and a maximum hot fluid inlet temperature. The hot and cold fluids were atmospheric air and the cold fluid inlet temperature was a constant. The comparisons made included the heat exchanger volume, weight, required pumping power and rate of entropy generation.

**Keywords:** cross-flow heat exchangers, global coefficient of heat transfer, numerical simulation.