

Influência do ângulo de inclinação da divisa no desempenho térmico de um trocador de calor a placas de vedação

 <https://doi.org/10.56238/sevened2024.003-062>

Élcio Nogueira

Centro Universitário Dom Bosco – UniDomBosco
Centro Universitário UNIFOA

E-mail: elcionogueira@hotmail.com

RESUMO

Diferentes modelos são aplicados para a determinação experimental e teórica do desempenho térmico e hidráulico de trocadores de calor a placas de vedação. Um dos aspectos relevantes de trabalhos recentes é a influência do ângulo de inclinação da divisa entre as placas do trocador de calor. Este trabalho tem como objetivo analisar o impacto do ângulo de inclinação da divisa aplicando conceito efetivo em um resfriador de óleo vegetal de girassol. São feitas comparações com resultados teóricos e experimentais da literatura para trabalhos que consideram ângulos de inclinação iguais a 30°, 45° e 60°. Um modelo de análise que não considera o ângulo de inclinação um parâmetro explícito é incluído para fins de comparação. Além do ângulo de inclinação, dois outros parâmetros, a vazão mássica do fluido frio (água) e o número de placas, são considerados cruciais para a determinação e análise dos resultados. O número de Nusselt, o coeficiente global de transferência de calor, a eficácia, a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída para fluidos quentes e frios são apresentados em formato gráfico. Os resultados apontam para a necessidade de aprimoramento dos modelos aplicados aos trocadores de calor a placas de vedação quanto à influência do ângulo de inclinação, uma vez que existem diferenças significativas entre os obtidos e analisados neste trabalho.

Palavras-chave: Trocador de calor de placas de gaxeta, Ângulo de inclinação de divisa, Resfriador de óleo vegetal, Análise teórica, Segunda lei da termodinâmica.

1 INTRODUÇÃO

Os pesquisadores têm feito inúmeros esforços para aumentar o desempenho dos trocadores de calor de placas de vedação; Entretanto, sobre a influência do ângulo de inclinação das placas chevron, existem diferentes procedimentos recomendados para a determinação do desempenho do trocador de calor de placas de vedação. O trabalho analisa três desses procedimentos [1,2,3], que apresentam diferentes graus de refinamento. O objetivo é apresentar as diferenças observadas e enfatizá-las para que as diferenças entre elas sejam evidentes. Para atingir o objetivo, dois aspectos que influenciam fortemente o desempenho do trocador de calor são incluídos no presente modelo analítico: o número de placas e a vazão mássica do fluido de trabalho. A inclusão desses dois aspectos, somados ao ângulo de inclinação, enfatiza as diferenças significativas entre os procedimentos analisados.

O presente trabalho analisa teoricamente a influência dos três parâmetros supracitados, porém com maior ênfase no aspecto relacionado ao ângulo de inclinação. Este parâmetro tem sido objeto de análise recente [1,2] através de diferentes metodologias, ou seja, um modelo que aplica a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) e outro, mais abrangente, que utiliza um modelo semi-analítico acoplado a um procedimento experimental em uma planta industrial. Esses procedimentos contrastam com muitos trabalhos em que a influência do ângulo de inclinação não é considerada na determinação do desempenho térmico de um trocador de calor a placas de vedação. Em vez disso, a maioria dos trabalhos usa a correlação de Kumar para determinar o número de Nusselt, como mencionado por Kacaç et al. [3].

Em síntese, o presente trabalho tem como objetivo analisar o impacto do ângulo de inclinação da divisa em um Trocador de Calor de Placas Vedadas, aplicando o conceito de eficácia em um resfriador de óleo vegetal de girassol. Os pontos analisados são iguais a 30°, 45° e 60°.

O trocador de calor de placas de vedação consiste em um pacote de finas placas de metal corrugado pressionadas juntas, e as placas do trocador de calor são dispostas de modo que os dois fluidos fluam alternadamente nos canais. A geometria do trocador de calor permite altos coeficientes de transferência de calor e tem baixos custos de fabricação e manutenção. Além disso, os trocadores de calor de placas de vedação têm uma estrutura sólida e robusta e são muito eficazes para transferência de calor. A busca para melhorar o desempenho desses tipos de trocadores continua até hoje, e experimentos são realizados com a introdução de placas do tipo chevron. A melhoria no desempenho térmico depende de correlações confiáveis para a determinação do número de Nusselt e, conseqüentemente, da determinação precisa dos coeficientes de transferência de calor no trocador de calor. Esta determinação é vital para o projeto de plantas industriais e a análise de instalações reais.

O trabalho realizado por Skočilas e Palaziuk [1], que aplica a dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para determinar a transferência de calor através de uma placa de divisa. Eles fornecem expressões para o número de Nusselt dependente do ângulo de inclinação e usam resultados

experimentais da literatura e resultados obtidos por simulação numérica em comparação com o modelo desenvolvido. Eles afirmam que o modelo de fluxo turbulento de água entre duas placas de divisas corrugadas pode fornecer informações relevantes sobre o processo de transferência de momento e difusividade térmica. Eles se ajustaram ao modelo desenvolvido usando modelo numérico e dados experimentais. Eles consideram que o modelo pode prever características essenciais de desempenho em trocadores de calor a placas em relação às dimensões, ângulos de inclinação das ondulações, etc. Além disso, eles afirmam que a simulação realizada demonstra as vantagens do uso de ondulações de divisas em comparação com o uso de placas lisas, uma vez que permitem altos coeficientes de transferência de calor. Eles concluem dizendo que os resultados da simulação podem ajudar a encontrar geometrias com o menor valor possível de resistência hidráulica.

Neagu e Konsag [2] validam o modelo semianalítico de Lévêque utilizando dados experimentais obtidos em quatro trocadores de calor de diferentes tamanhos. O modelo considera o fluxo no ducto senoidal da célula na direção do sulco, e os números de Nusselt são calculados considerando a construção dos canais. O modelo foi validado para ângulo de inclinação da corrugação em relação à direção vertical igual a 30° . A análise dos erros relativos e a análise estatística concluíram pela predição do número de Nusselt em trocadores de placas de vedação, com confiança.

A correlação para o número de Nusselt independente do ângulo de inclinação da placa de divisa obtida por Kumar, referenciada por Kakaç et al [3], também foi utilizada na análise.

Élcio Nogueira [4] utiliza o conceito de geração de entropia para analisar o desempenho termo-hidráulico de um trocador de calor de placas de vedação para resfriamento de óleo vegetal e utiliza frações volumétricas de nanopartículas não esféricas em uma mistura água-etilenoglicol como refrigerante. Ele conclui que é possível trabalhar com vazões relativamente baixas usando nanopartículas não esféricas, enfatizando nanopartículas em forma de plaquetas. A análise da geração de entropia térmica versus geração de entropia viscosa mostra que altas vazões dissipam grande parte da valiosa energia disponível e não contribuem para o resfriamento do óleo, aumentando o custo operacional do trocador de calor.

Tovazhnyansky et al. [5] apresentam o desenvolvimento e estudo da construção de um trocador de calor a placas especialmente soldado. Eles investigam a transferência de calor e o desempenho hidráulico em um modelo de passagem única em condições de laboratório, e propõem uma equação que relaciona a eficácia e o número de unidades térmicas. Eles desenvolvem um modelo matemático para trocadores de calor multipasse a partir dos resultados obtidos, e validam o modelo através de resultados obtidos em um protótipo industrial confirmando a confiabilidade e eficiência do trocador de calor em análise em comparação com um trocador de calor tubular. Além disso, desenvolveram um método que permite determinar a altura das ondulações e o número de passadas para condições operacionais especificadas.

Nguyen et al. [6] apresentam um estudo onde o revestimento eletrolítico de níquel, cobre e prata é aplicado a trocadores de calor de placas de aço inoxidável para melhorar o desempenho termo-hidráulico. Foi conduzido um experimento onde a eficiência foi avaliada por meio do coeficiente global de transferência de calor, fator de atrito, número de unidades de transferência e eficácia. Verificou-se que todos os trocadores de calor a placas revestidos apresentaram aumento no desempenho, com destaque para a prata, seguida do cobre e níquel. Por fim, apontaram que o estudo mostra potencial para trabalhar em ambientes de desgaste severo e corrosivo ou com exigências de higiene.

Kumar e Singh [7] realizaram um estudo experimental em um trocador de calor a placas e apresentaram resultados de desempenho térmico e hidráulico com números de Reynolds variando entre 800 e 5900. Utilizam uma placa de divisa com ângulo igual a 60° em condições isotérmicas ou não isotérmicas. Eles comparam o número de Nusselt desenvolvido com base em dados experimentais com expressões analíticas e numéricas da literatura, e concluem que o coeficiente global de transferência de calor aumenta com o número de Reynolds e diminui com o número de placas. Eles afirmam que considerar a distribuição uniforme do fluxo para muitas placas é indesejável.

Grigore et al. [8] apresentam um estudo teórico e experimental e realizam simulação numérica para um trocador de calor a placas contrafluxo utilizando o método dos elementos finitos. Eles desenvolvem um modelo iterativo que considera características relacionadas à geometria do canal e determina os resultados de transferência de calor e fluxo de fluidos. Concluem que o modelo desenvolvido concorda com os resultados experimentais, apesar de ser uma simulação complexa e trabalhosa e apresentar consumo excessivo de recursos computacionais. Além disso, eles afirmam que a simulação numérica não captura a influência do ângulo e da altura da ondulação. No entanto, o modelo oferece uma boa compreensão da distribuição de temperatura e fluxo de fluido em condições turbulentas.

Jamil et al. [9] desenvolveram teoria para analisar trocadores de calor através de conceitos exergoeconômicos e análise de sensibilidade normalizada. O modelo permite a investigação de efeitos termodinâmicos associados a parâmetros fiscais e é mais abrangente e significativo do que as análises termodinâmicas ou econômicas convencionais usadas separadamente. Eles apresentam um exemplo prático em um trocador de placas usado em um sistema de dessalinização. A análise de sensibilidade demonstra que as variáveis de entrada mais críticas para a determinação da taxa de transferência de calor são a massa, os fluxos de água e a salinidade. As variáveis essenciais de entrada para o custo de operação são as vazões mássicas de fluidos quentes e frios, seguidas pelo custo da eletricidade, taxa de juros e eficiência da bomba. A análise paramétrica demonstra que a relação $h/\Delta P$ diminui com o aumento do número de Reynolds e que o custo de saída da corrente fria é maior para $\beta = 30^\circ$ do que para $\beta = 60^\circ$.

D. dos S. Ferreira et al. [10] estudam a aplicação do método de Wilson-Plot para análise e verificam se as temperaturas de entrada do fluido influenciam significativamente o comportamento térmico de um trocador de calor a placas. A pesquisa é realizada variando-se a temperatura de entrada e o fluxo de massa do fluido quente com o fluxo de massa do fluido frio, fixo. Os dados experimentais apresentaram erro relativo inferior a 15%, no âmbito das incertezas das correlações analisadas. Conclui-se que o método de plotagem de Wilson é altamente eficaz para analisar o comportamento térmico de um trocador de calor a placas.

Mota et al. [11] apresentam dois métodos para análise do desempenho térmico e hidráulico. O primeiro simula a configuração de um trocador de calor operando em estado estacionário. Os parâmetros considerados na análise são o número de canais, o número de passadas, a localização das conexões e o tipo de vazão. O segundo modelo aplica-se a trocadores de calor multipasse com um grande número de placas que podem ser reduzidas a uma única passagem. Neste caso em particular, eles estabeleceram que a maioria dos trocadores de calor de placas multipassagem, —eles são equivalentes a combinações de trocadores de passagem única. Eles observaram que o primeiro modelo é limitado a trocadores de calor com um grande número de placas e que os trocadores de calor industriais têm mais de 40 placas térmicas. Eles destacam a vantagem de usar o primeiro modelo, pois eles têm aplicabilidade a qualquer configuração. No entanto, a implementação é altamente complexa, ao contrário da segunda abordagem.

Anusha e Kishore [12] apresentam trabalho experimental em um trocador de calor com 249 chapas metálicas soldadas de aço inoxidável utilizadas em resfriamento hidráulico na indústria. Eles determinam a correlação para o número de Nusselt em função do número de Reynolds, do número de Prandtl e do ângulo de divisa. Eles obtêm resultados para o coeficiente de transferência de calor, coeficiente geral de transferência de calor e eficácia. Resultados gráficos são usados para demonstrar o desempenho do trocador de calor de placas vedadas. Concluem que a efetividade máxima para arranjo contrafluxo é igual a 0,949 e que com o aumento do número de Reynolds de 20 para 60, o número de Nusselt aumentou 10,01%, o fator de atrito diminuiu 25,7%, o coeficiente global de transferência de calor aumentou 10,44% e a efetividade aumentou 12,53%.

Khond et al. [13] trabalharam para otimizar o desempenho do trocador de calor a placas reduzindo o número de placas e, para isso, apresentam um modelo matemático que permite atingir o ótimo em determinadas restrições operacionais. Os resultados obtidos com a aplicação do modelo matemático demonstram que o efeito das placas iniciais e finais e da distribuição do fluxo transversal são consideráveis e afetam o desempenho do trocador de calor. Concluem que o modelo proposto na obra atende à demanda térmica e hidráulica e possibilita determinar o menor número de placas necessárias para o desempenho adequado do trocador de calor. No entanto, eles observam que um

algoritmo mais avançado é necessário para alcançar maior precisão na determinação do número mínimo de placas, e isso pode ser alcançado considerando novos fatores, tais como.

2 METODOLOGIA

As características geométricas e os parâmetros físicos dos trocadores de calor utilizados no presente trabalho foram os testados por Neagu e Koncsag [2].

O fato relevante em relação aos modelos é que Skočilas e Palaziuk [1] utilizaram água como fluido de trabalho e duas placas chevron para simulação numérica (CFD). O trabalho desenvolvido por Neagu e Koncsag [2] foi teórico e experimental em uma planta industrial, utilizando água e óleo vegetal como fluidos de trabalho, e apresentou comparações com erros relativos inferiores a 20%.

Os fluidos que trocam calor são água e óleo vegetal de girassol. A água a 30° é usada para resfriar o óleo vegetal que entra no trocador de calor a uma temperatura de 110°. O trocador de calor utilizado para análise utiliza 63 placas, sendo que a placa chevron original possui ângulo de inclinação igual a 30°. As expressões empíricas utilizadas para determinar o número de Nusselt foram retiradas de três trabalhos independentes [1,2,3]. As propriedades do girassol foram retiradas de tabelas numéricas fornecidas na literatura [13] e determinadas através de interpolações polinomiais de 3° e 4° graus (Eq. 6-10). Ângulos de 45° e 60° foram introduzidos na análise para fins de comparação. Os resultados independentes do ângulo de inclinação são arbitrariamente referenciados como o ângulo de inclinação igual a 0°. Dois parâmetros independentes do ângulo de inclinação, a vazão do fluido frio e o número de placas do trocador de calor, são predominantes para a determinação do desempenho térmico. Portanto, suas variações foram incluídas na análise.

A Figura 1 mostra as características geométricas de uma placa do tipo chevron. Trabalhos recentes [1,2] utilizam o ângulo de divisão, β , a profundidade de corrugação, b , e o comprimento de onda de corrugação, l , para procurar influências locais que possam melhorar as expressões empíricas para o número de Nusselt, que geralmente depende do número de Reynolds e do número de Prandtl. No presente trabalho, valores fixos são adotados para b e l . Em contraste, na maioria das simulações, expressões empíricas para o número de Nusselt são usadas nas quais o ângulo de divisa aparece explicitamente.

A Tabela 1 apresenta as propriedades dos fluidos utilizados neste trabalho em função das temperaturas médias. A água é usada para resfriar o óleo vegetal no caso em análise.

Figura 1 – Dimensões geométricas básicas do trocador de calor de placas corrugadas chevron [2]

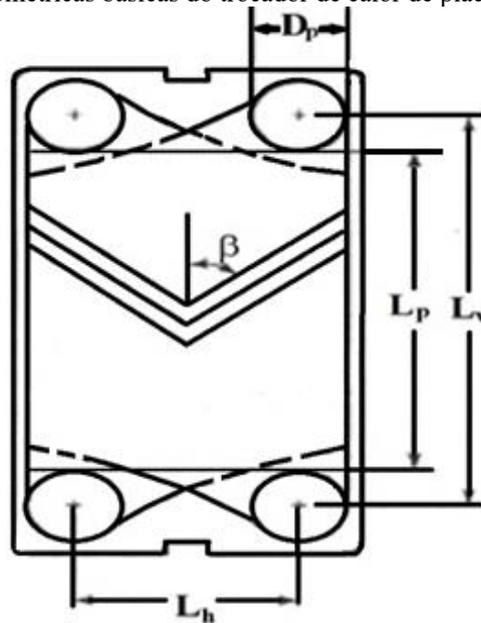


Tabela 1 – Propriedades físicas para fluidos frios (água) e quentes (óleo vegetal de girassol). $\bar{T}_c = 35\text{ }^\circ\text{C}$ e $\bar{T}_h = 75\text{ }^\circ\text{C}$ [1,14].

	ρ kg/m ³	k W/ (m K)	Cp J/(kg K)	μ kg/(m s)	ν m/s ²	α m/s ²	Pr
Água	993.80	0.610	4186	$0,725 \cdot 10^{-3}$	$7,29 \cdot 10^{-7}$	$1,47 \cdot 10^{-7}$	4.96
Girassol	913.00	0.163	2346	$11,54 \cdot 10^{-3}$	$1,26 \cdot 10^{-5}$	$0,76 \cdot 10^{-7}$	166

$$T_{c_i} = 30\text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Água} \quad (1)$$

$$T_{h_i} = 110\text{ }^\circ\text{C} \quad \text{óleo vegetal de girassol} \quad (2)$$

$$\bar{T}_c = 35\text{ }^\circ\text{C} \quad (3)$$

$$\bar{T}_h = 75\text{ }^\circ\text{C} \quad (4)$$

$$T_w = 55\text{ }^\circ\text{C} \quad (5)$$

T_{c_i} e T_{h_i} são as temperaturas de entrada de água e óleo vegetal.

$$\rho_h = 920.8893939 - 0.09046037296 \bar{T}_h - 0.0003712121212 \bar{T}_h^2 + 2.33100233110 \cdot 10^{-6} \bar{T}_h^3 \quad (6)$$

ρ_h é a massa específica (densidade) do fluido quente.

$$\mu_h = 0.144681007 - 0.00571479528 \bar{T}_h + 9.8117277110 \cdot 10^{-5} \bar{T}_h^2 - 7.88058566410 \cdot 10^{-7} \bar{T}_h^3 + 2.40260780910 \cdot 10^{-9} \bar{T}_h^4 \quad (7)$$

μ_h é a viscosidade dinâmica do fluido quente.

$$\mu_w = 0.144681007 - 0.00571479528 T_w + 9.8117277110 \cdot 10^{-5} T_w^2 - 7.88058566410 \cdot 10^{-7} T_w^3 + 2.40260780910 \cdot 10^{-9} T_w^4 \quad (8)$$

μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido quente na superfície.



$$k_h = 0.1595212121 + 7.62626262610^{-5} \bar{T}_h - 5.30303030310^{-7} \bar{T}_h^2 + 2.525252510^{-9} \bar{T}_h^3 \quad (9)$$

k_h é a condutividade térmica do fluido quente.

$$Cp_h = 2046.651515 + 3.511130536 \bar{T}_h - 0.005606060606 \bar{T}_h^2 + 9.90675990710^{-6} \bar{T}_h^3 \quad (10)$$

Cp_h é o calor específico do fluido quente.

$$v_h = \frac{\mu_h}{\rho_h} \quad (11)$$

v_h é a viscosidade cinemática ou difusividade de momento do fluido quente.

$$\alpha_h = \frac{k_h}{\rho_h Cp_h} \quad (12)$$

α_h é a difusividade térmica do fluido quente.

$$Pr_h = \frac{v_h}{\alpha_h} \quad (13)$$

Pr_h é o número de Prandtl do fluido quente.

$$Rf_c = 0.00018 \quad (14)$$

$$Rf_h = 0.00053 \quad (15)$$

Rf_c e Rf_h [15] são o fator de incrustação dos fluidos frios e quentes, respectivamente.

$$N_t = 63 \quad \text{original value} \quad (16)$$

N_t é o número de placas utilizadas na obra de referência [1].

$$\rho_c = 993.8 \quad (17)$$

ρ_c é a massa específica (densidade) do fluido frio.

$$\mu_c = 0.725 \cdot 10^{-3} \quad (18)$$

μ_c é a viscosidade dinâmica do fluido frio.

$$k_c = 0.610 \quad (19)$$

k_c é a condutividade térmica do fluido frio.

$$Cp_c = 4183 \quad (20)$$

Cp_c é o calor específico do fluido frio.

$$v_c = \frac{\mu_c}{\rho_c} \quad (21)$$



ν_c é a viscosidade cinemática do fluido frio.

$$\alpha_c = \frac{k_c}{\rho_c C p_c} \quad (22)$$

α_c é a difusividade térmica do fluido frio.

$$Pr_c = \frac{\nu_c}{\alpha_c} \quad (23)$$

Pr_c é o número de Prandtl do fluido frio.

$$L_v = 1.070 \quad (24)$$

L_v é a distância vertical entre os centros dos portos.

$$L_p = 0.858 \quad (25)$$

L_p é o comprimento da placa entre as portas.

$$L_w = 0.450 \quad (26)$$

L_w é a largura da placa.

$$L_h = 0.238 \quad (27)$$

L_h é o comprimento horizontal entre os centros dos portos.

$$D_p = 0.212 \quad (28)$$

D_p é o diâmetro da porta.

$$\delta_w = 0.6 \cdot 10^{-3} \quad (29)$$

δ_w é a espessura da chapa.

$$k_w = 17.5 \quad (30)$$

k_w é a condutividade térmica da placa.

$$L_c = 175.56 \cdot 10^{-3} \quad (31)$$

L_c é o comprimento da embalagem da placa comprimida.

$$Pit = \frac{L_c}{N_t} \quad (32)$$

Pit é o passo da placa.

$$b = Pit - \delta_w \quad (33)$$

b é a profundidade da ondulação.

$$\varphi = 1.17 \quad (34)$$

φ é o fator de alargamento da superfície.



$$D_h = \frac{2b}{\varphi} \quad (35)$$

D_h é o diâmetro hidráulico.

$$A_{ch} = b L_w \quad (36)$$

A_{ch} é a área de fluxo livre transversal do canal.

$$N_e = N_t - 3 \quad (37)$$

N_e é o número efetivo de transferência de calor das placas.

$$N_p = 1 \quad (38)$$

N_p é o número de passagens de fluido.

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 N_p} \quad (39)$$

N_{cp} é o número de canais para uma passagem.

$$A_1 = 0.331 \quad (40)$$

A_1 é a área de transferência de calor de uma placa.

$$A_e = A_1 N_e \quad (41)$$

A_e é a área total de transferência de calor.

$$Re_h = 30.0 \quad \textit{fixed} \quad (42)$$

Re_h é o número de Reynolds para fluido quente.

$$G_{ch} = \frac{Re_h \mu_h}{D_h} \quad (43)$$

G_{ch} é a velocidade da massa.

$$\dot{m}_{ch} = G_{ch} A_{ch} \quad (44)$$

\dot{m}_{ch} é a vazão mássica por canal.

$$\dot{m}_h = \dot{m}_{ch} N_{cp} \quad (45)$$

\dot{m}_h é a vazão mássica total do fluido quente.

$$G_{cc} = \frac{Re_c \mu_c}{D_h} \quad (46)$$

Re_c é o número de Reynolds para fluido frio.

$$\dot{m}_{cc} = G_{cc} A_{ch} \quad (47)$$

$$\dot{m}_c = G_{cc} A_{ch} \quad (48)$$

\dot{m}_c é o caudal mássico total do fluido frio.

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (49)$$

$$C_h = \dot{m}_h C p_h \quad (50)$$

C_h é a capacidade térmica do fluido quente.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (51)$$

C_{\min} é a capacidade térmica mínima entre os fluidos quente e frio.

As equações (6-51) incluem a determinação das propriedades físicas e os fluxos mássicos necessários para o cálculo de Nusselt. Na Tabela 2, são apresentados os parâmetros determinados por Skočilas e Palaziuk [1] e pela correlação de Kumar [3].

Tabela 2 – Coeficiente e expoentes para a expressão de Nusselt [2] determinados por Skočilas e Palaziuk [1].

β	C_2	n	m	x
Sem ângulo (Kumar)	0.348	0.663	1/3	0.17
30°	0.14	0.64	0.39	0.1
45°	0.14	0.645	0.395	0.1
60°	0.14	0.65	0.40	0.1

2.1 EQUAÇÕES PARA NENHUM ÂNGULO EXPLÍCITO NAS EXPRESSÕES DO NÚMERO DE NUSSOLT

Esta seção apresenta as equações (52-62) que dependem apenas dos coeficientes e expoentes mostrados na Tabela 2.

$$Nu_c = c_2 Re_c^n Pr_c^m \left(\frac{\mu_c}{\mu_w} \right)^x \quad (52)$$

Nu_c é o número de Nusselt para fluido frio.

$$Nu_h = c_2 Re_h^n Pr_h^m \left(\frac{\mu_h}{\mu_w} \right)^x \quad (53)$$

$$h_c = \frac{Nu_c k_c}{D_h} \quad (54)$$

$$h_h = \frac{Nu_h k_h}{D_h} \quad (55)$$

h_h é o coeficiente de convecção térmica para fluido quente.

$$Uo = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{\delta_w}{k_w} + Rf_c + Rf_h} \quad (56)$$

Uo é o coeficiente global de transferência de calor.



$$NTU = \frac{U_o A_e}{C_{\min}} \quad (57)$$

NTU é o número de unidades térmicas associadas ao trocador de calor. A_e é a área total de transferência de calor, estabelecida pela Equação (41).

$$\varepsilon_T = \frac{1 - e^{[-NTU(1-C^*)]}}{1 + C^* e^{[-NTU(1-C^*)]}} \quad (58)$$

ε_T é a eficácia térmica.

$$\dot{Q} = \varepsilon_T C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (59)$$

\dot{Q} é a taxa real de transferência de calor.

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (Th_i - Tc_i) \quad (60)$$

\dot{Q}_{\max} é a taxa máxima de transferência de calor.

$$Tc_o = Tc_i + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c C_{p_c}} \quad (61)$$

$$Th_o = Th_i - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h C_{p_h}} \quad (62)$$

Tc_o e Th_o são as temperaturas de saída para fluidos frios e quentes, respectivamente.

2.2 EQUAÇÕES PARA ÂNGULO EXPLÍCITO NAS EXPRESSÕES DO NÚMERO DE NUSSELT

Esta seção introduz vários parâmetros (63-79) que dependem explicitamente do ângulo de inclinação da divisa, enfatizando os números de Nusselt (80-81).

$$\beta = \frac{\pi\beta}{180} \quad \text{ângulo em radianos} \quad (63)$$

β é o ângulo de inclinação da divisa.

$$l = Pit \sin(\beta) \quad (64)$$

l é o comprimento de onda da corrugação.

$$L_{furr} = \frac{l}{\sin(2\beta)} \quad (65)$$

$$L_{long} = \frac{l}{\sin(\beta)} \quad (66)$$

L_{furr} e L_{long} são os componentes sulco e fluxo longitudinal.

$$XX = \frac{b}{Pit} \quad (67)$$

XX é a razão profundidade de corrugação.

$$D_{hsine} = (0.149XX^3 - 0.623XX^2 + 1.087XX - 0.0014)l \quad (68)$$

D_{hsine} é o diâmetro dinâmico hidráulico de um duto senoidal.

$$A_{chsine} = A_{ch} \cos(\beta) \quad (69)$$

A_{chsine} é a seção transversal do canal transversal ao sulco.

$$u_{sinec} = \frac{\dot{m}_{cc}}{\rho_c A_{chsine}} \quad (70)$$

$$u_{sineh} = \frac{\dot{m}_{ch}}{\rho_h A_{chsine}} \quad (71)$$

$$Re_{sinec} = \frac{2u_{sinec} D_{hsine}}{\nu_c} \quad (72)$$

$$Re_{sineh} = \frac{2u_{sineh} D_{hsine}}{\nu_h} \quad (73)$$

$$C = 2.6624 XX^4 - 10.586 XX^3 + 11.262 XX^2 - 1.036 XX + 9.6 \quad (74)$$

$$K_{einf} = 5.888 XX^4 + 9.4611 XX^3 - 4.248 XX^2 - 0.1333 XX + 2.648 \quad (75)$$

$$K_{dinf} = 1.7237 XX^4 + 2.7669 XX^3 - 1.2651 XX^2 - 0.0097 XX + 1.512 \quad (76)$$

$$K_{inf} = 2(K_{einf} - K_{dinf}) \quad (77)$$

$$B = \frac{K_{inf} D_{hsine}}{4l_{furr}} \quad (78)$$

$$f_{appc} = \frac{C}{Re_{sinec}} + B \quad (79)$$

f_{app} é o coeficiente de atrito aparente.

$$Nu_{csine} = 0.40377(4f_{appc} Re_{sinec}^2 + Pr_c \left(\frac{D_{hsine}}{l_{furr}}\right)^{1/3}) \quad (80)$$

$$Nu_{hsine} = 0.40377(4f_{apph} Re_{sineh}^2 + Pr_h \left(\frac{D_{hsine}}{l_{furr}}\right)^{1/3}) \quad (81)$$

Então, o coeficiente de transferência térmica global U_{osine} , número de unidades de transferência NTU_{sine} , eficácia térmica $\varepsilon_{T\ sine}$, fluxo térmico \dot{Q}_{sine} , pode ser calculado com equações (82-89).

$$h_{csine} = \frac{Nu_{csine} k_c}{D_{hsine}} \quad (82)$$

h_{csine} é o coeficiente de convecção térmica para fluido frio.

$$h_{hsine} = \frac{Nu_{hsine} k_h}{D_{hsine}} \quad (83)$$

h_{hsine} é o coeficiente de convecção térmica para fluido quente.

$$Uo_{\text{sin}e} = \frac{1}{\frac{1}{h_{c\text{sin}e}} + \frac{1}{h_{h\text{sin}e}} + \frac{\delta_w}{k_w} + Rf_c + Rf_h} \quad (84)$$

$Uo_{\text{sin}e}$ é o coeficiente global de transferência de calor.

$$NTU_{\text{sin}e} = \frac{Uo_{\text{sin}e} A_e}{C_{\text{min}}} \quad (85)$$

$$\varepsilon_{T\text{sin}e} = \frac{1 - e^{[-NTU_{\text{sin}e}(1-C^*)]}}{1 + C^* e^{[-NTU_{\text{sin}e}(1-C^*)]}} \quad (86)$$

$\varepsilon_{T\text{sin}e}$ é a eficácia térmica.

$$\dot{Q}_{\text{sin}e} = \varepsilon_{T\text{sin}e} C_{\text{min}} (Th_i - Tc_i) \quad (87)$$

$\dot{Q}_{\text{sin}e}$ é a taxa real de transferência de calor.

$$Tc_o = Tc_i + \frac{\dot{Q}_{\text{sin}e}}{\dot{m}_c Cp_c} \quad (88)$$

$$Th_o = Th_i - \frac{\dot{Q}_{\text{sin}e}}{\dot{m}_h Cp_h} \quad (89)$$

Tc_o e Th_o são as temperaturas de saída para fluidos frios e quentes, respectivamente.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados apresentados neste trabalho são fortemente dependentes dos parâmetros experimentais determinados por Neagu e Koncsag [2]. Além dos parâmetros físicos e geométricos, a influência mais significativa na obtenção dos resultados são o número de Reynolds, as temperaturas de entrada e as placas do trocador de calor. A faixa numérica de Reynolds adotada para fluido frio é obtida da Tabela 5 de referência [2], ou seja, $Re_c = 979 < Re < Re_c = 1530$. O número de Reynolds para o fluido quente foi mantido fixo, igual a 30. O número original de placas, retirado da Tabela 1, é igual a 63. As temperaturas de entrada dos fluidos quentes e frios são respectivamente iguais a 110 °C e 30 °C. O ângulo de inclinação utilizado no experimento é igual a 30°.

A Figura 2 apresenta o fator de atrito aparente em função do número de Reynolds. Os ângulos em análise são iguais a $\beta = 30^\circ$, $\beta = 45^\circ$ e $\beta = 60^\circ$. O destaque é para o ângulo igual a 30° uma vez que a faixa de variação do fator de atrito é compatível com os resultados da Figura 3 de referência [2]. Os resultados apresentados graficamente na referência [2] mostram que o valor limite inferior para o fator de atrito é igual a $f_{app} = 0.2$. Nessa situação específica (ângulo de divisa igual a $\beta = 30^\circ$, o menor valor para o número de Reynolds é igual a $Re_c = 60$, e o maior é igual a $Re_c = 1530$. Os valores obtidos

para ângulos iguais $\beta = 45^\circ$ e $\beta = 60^\circ$ mostram uma pequena variação em relação ao ângulo de referência, mas são compatíveis com os valores e a tendência apresentados por este.

A relação entre os números de Reynolds usados nas expressões para determinar os números de Nusselt é mostrada na Figura 4, para um número de placas igual a $N_t = 63$. O número Reynolds Re_{senoidal} é dependente da divisa no ângulo de clinação. O gráfico mostra a relação para o número de Reynolds entre $Re_c = 60$ e $Re_c = 1530$. Os valores experimentais são retirados da referência [2], dentro da faixa numérica de Reynolds entre $Re_c = 979$ e $Re_c = 1530$, para um ângulo de inclinação igual a $\beta = 30^\circ$, destacam-se. Os $\beta = 45^\circ$ $\beta = 60^\circ$ ângulos e são incluídos na análise para comparar e analisar o modelo teórico.

O número de Nusselt em função do número de Reynolds, com ângulos de inclinação como parâmetros, está representado na Figura 4. Os modelos em análise, já descritos acima, foram desenvolvidos por Skočilas e Palaziuk [1], Neagu e Koncsag [2] e Kumar [na referência 3]. Na Figura 4, são destacados os valores experimentais para um ângulo de $\beta = 30^\circ$ e número de Reynolds no intervalo de $Re_c = 979$ para $Re_c = 1530$. Os resultados obtidos através do modelo de Skočilas e Palaziuk [1] não mostram grande dispersão quanto aos ângulos de inclinação e apresentam valores significativamente inferiores aos demais modelos. Em relação ao modelo desenvolvido por Neagu e Koncsag [2], pode-se observar uma dispersão significativa entre os valores obtidos para os ângulos analisados. Nesse caso, os valores para o número de Nusselt aumentam com o ângulo de inclinação. Em relação à correlação de Kumar, independentemente do ângulo de inclinação, observa-se que o número de Nusselt supera os outros dois modelos analisados.

Figura 2 – Coeficiente de atrito aparente versus número de Reynolds com ângulos de inclinação como parâmetros.

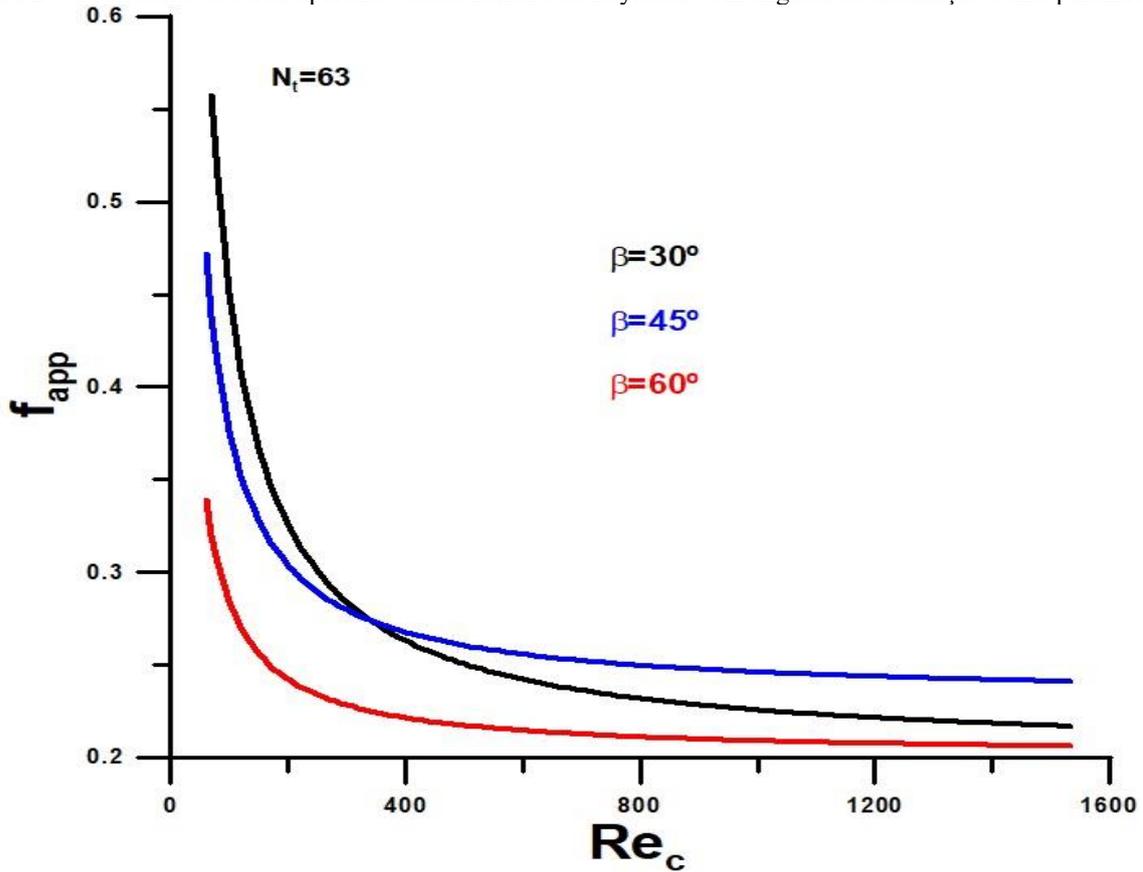


Figura 3 – Número Re_{Resine} versus Reynolds para fluido frio (Ref. experimental [2])

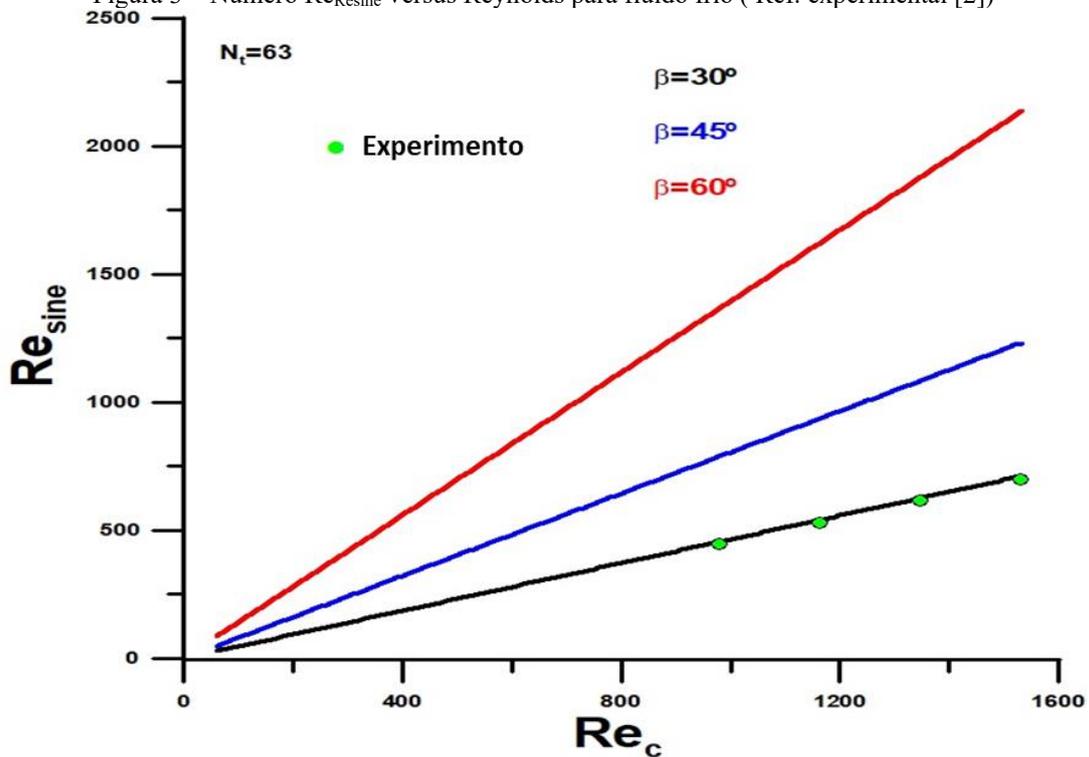
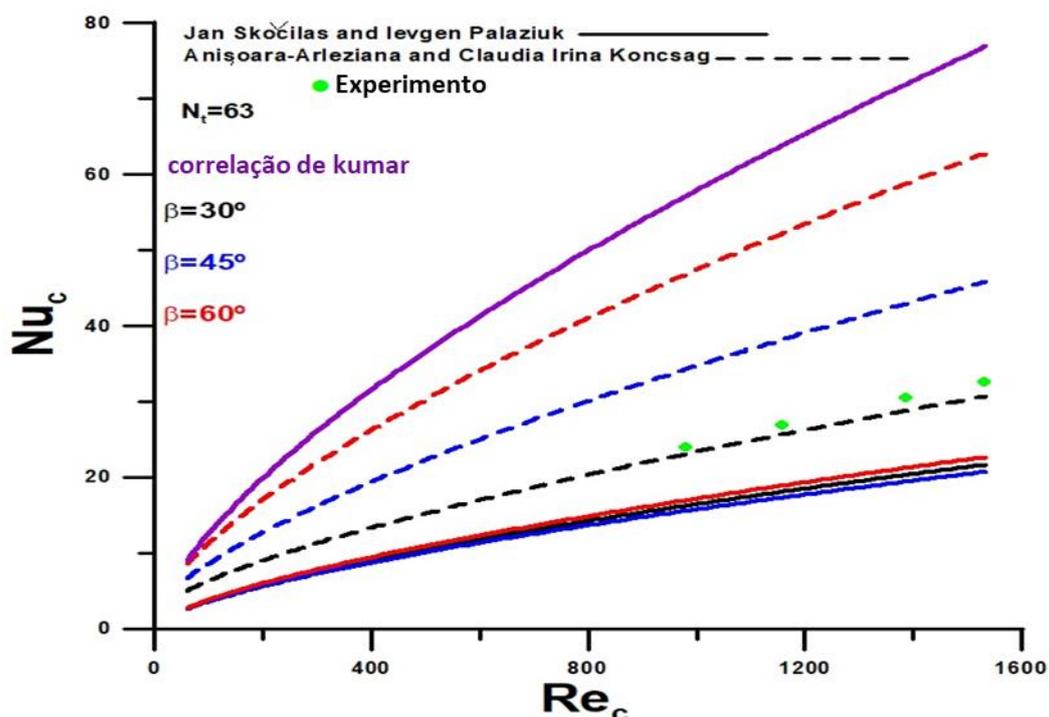


Figura 4 – Número de Nusselt versus número de Reynolds para fluido frio [1,2]



A Figura 5 mostra o coeficiente global de transferência de calor para os modelos analisados. Vale ressaltar que o coeficiente global de transferência de calor carrega informações relacionadas ao fluido quente e tem valor para um número de Reynolds igual a $Re_h = 30$. Os resultados obtidos através da referência [3] não apresentam grande dispersão numérica dentro da ampla faixa de valores obtidos pelos modelos. Destaca-se a correlação de Kumar, com valores intermediários entre os dois modelos. Há uma grande diferença entre os modelos.

Como esperado, a efetividade térmica, representada pela Figura 6, apresenta comportamento semelhante ao obtido para o coeficiente global de transferência de calor. Novamente, chama a atenção a grande dispersão entre os modelos, com valores significativamente altos obtidos através do modelo de referência [1] em relação aos valores de referência [3] altos fluxos, a eficácia obtida por Neagu e Koncsag [2] é praticamente o dobro da eficácia obtida pelo modelo desenvolvido por Skočilas e Palaziuk [1]. O modelo de Kumar apresenta valores intermediários, um pouco mais próximos dos resultados obtidos através da referência [1].

A Figura 7 mostra a taxa de transferência de calor e demonstra, como já observado na Figura 5, que para placas iguais $N_f = 63$ e dentro da vazão analisada, a taxa máxima teoricamente possível está significativamente distante dos valores obtidos pelo modelo associado à referência [2], o menos conservador dos três analisados.

As Figuras 8 e 9 mostram as temperaturas de saída dos fluidos. As temperaturas representadas na Figura 8 demonstram que o modelo desenvolvido e apresentado através da referência [2], com

ângulo de 30° e número de placas igual a $N_f = 63$, está próximo do melhor resultado possível do trocador de calor analisado. Por outro lado, o modelo desenvolvido por Kumar tende a se aproximar desses resultados para maiores vazões. A Figura 9 mostra a temperatura de saída do fluido quente e demonstra que a tendência apresentada pelos perfis é semelhante para todos eles. O destaque para o modelo desenvolvido por Kumar mostra valores intermediários aos outros dois modelos. A variação do fluxo é mais significativa como influência no desempenho térmico do trocador de calor do que o ângulo de inclinação.

Figura 5 – Coeficiente global de transferência de calor versus número de Reynolds para fluido frio [2]

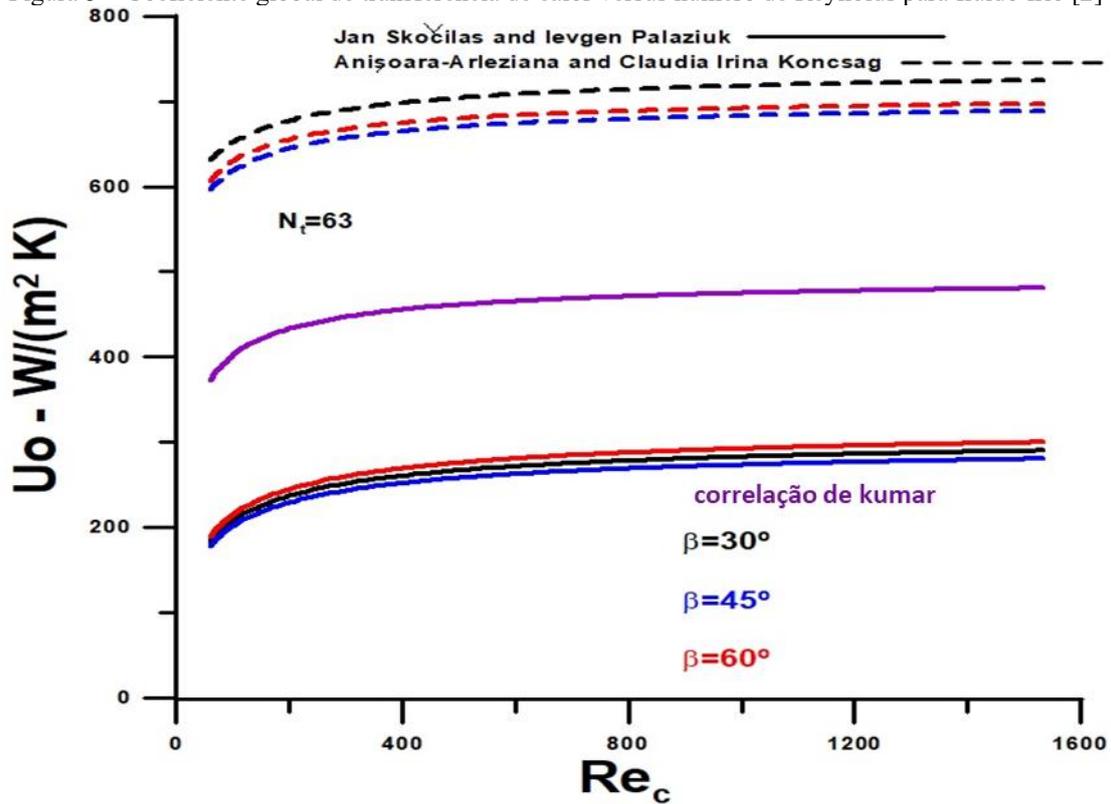


Figura 6 – Eficácia térmica versus número de Reynolds para fluido frio [1,2]

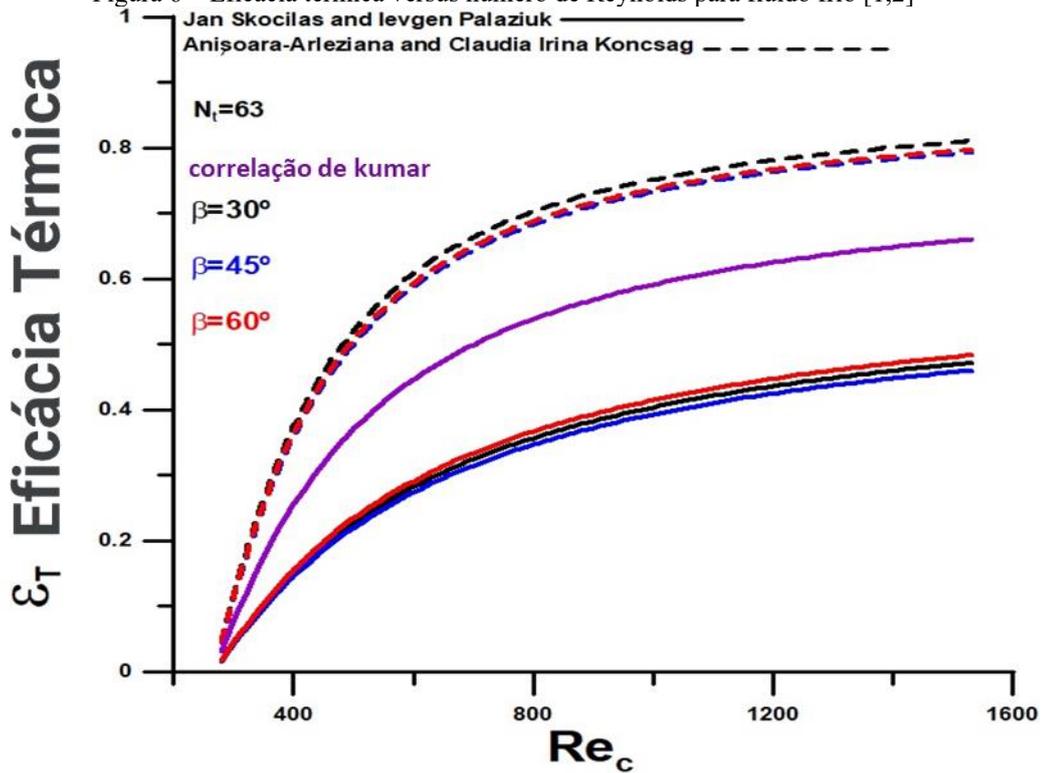


Figura 7 – Taxa de transferência de calor versus número de Reynolds para fluido frio [2]

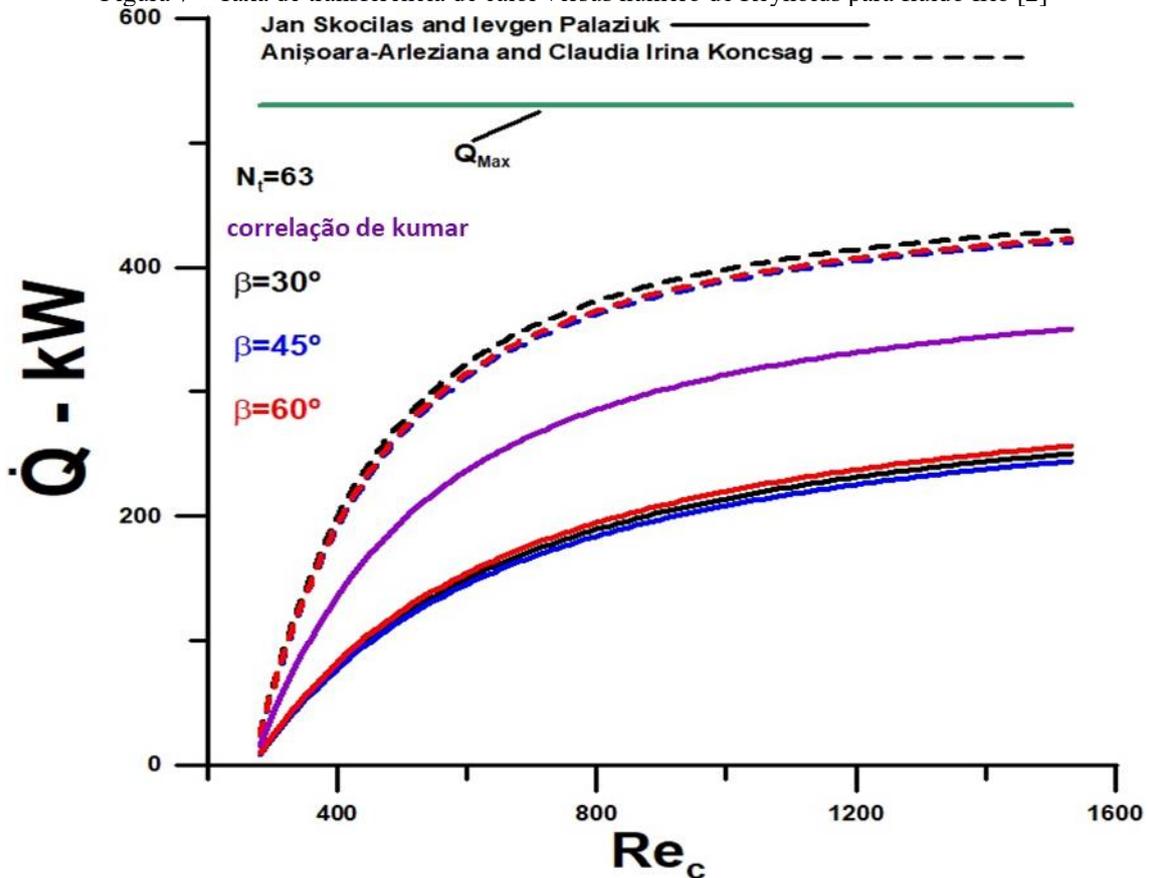


Figura 8 – Temperaturas de saída versus número de Reynolds para fluido frio [2]

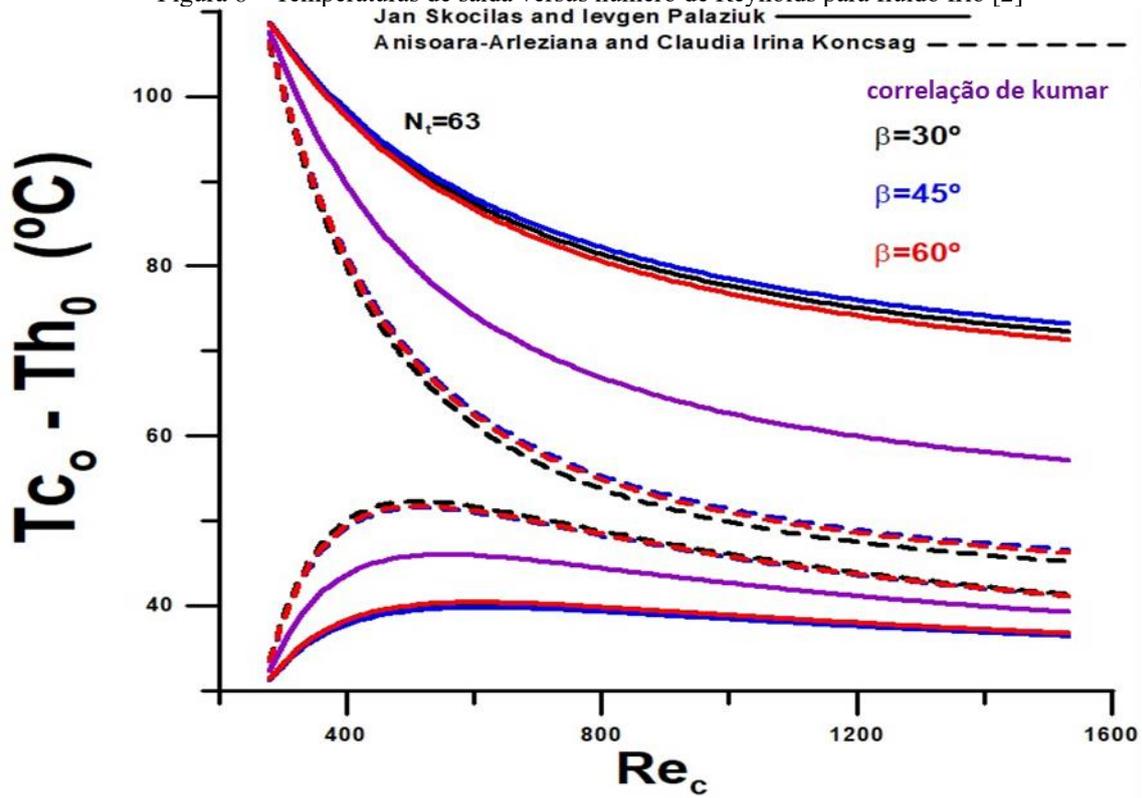


Figura 9– Temperatura de saída para fluido frio versus número de Reynolds para fluido frio

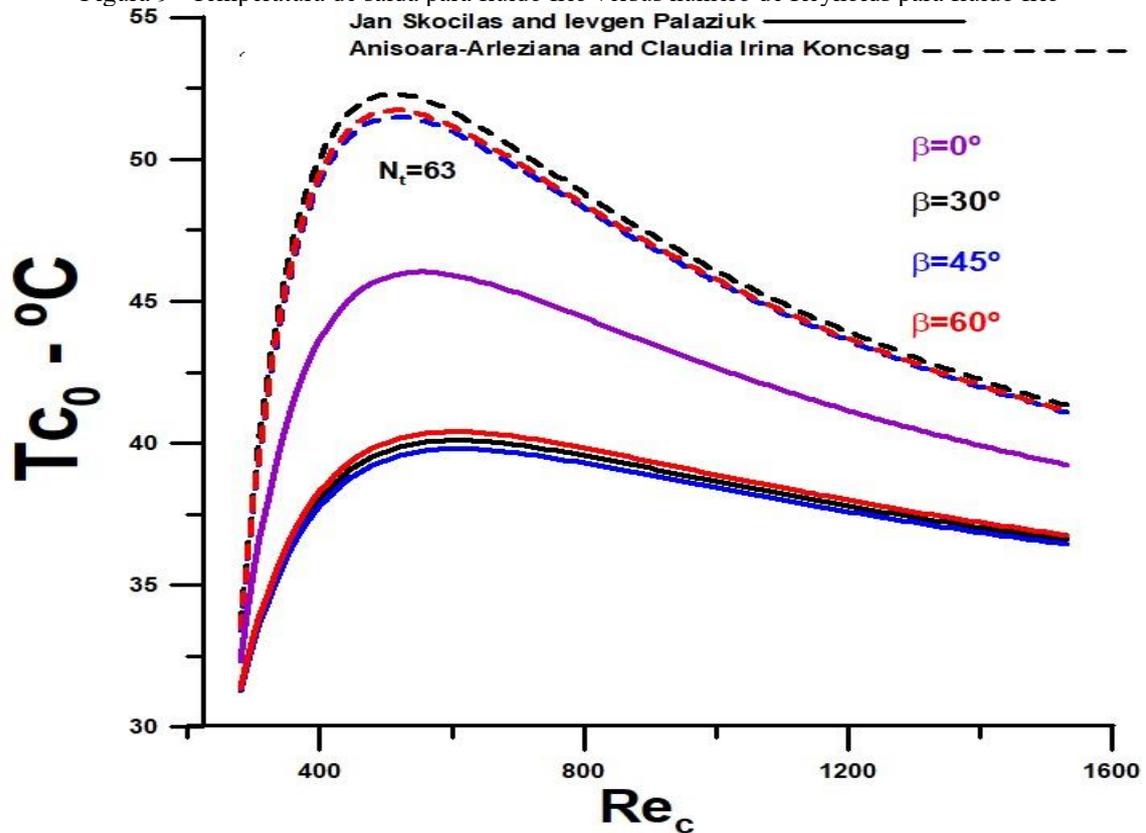
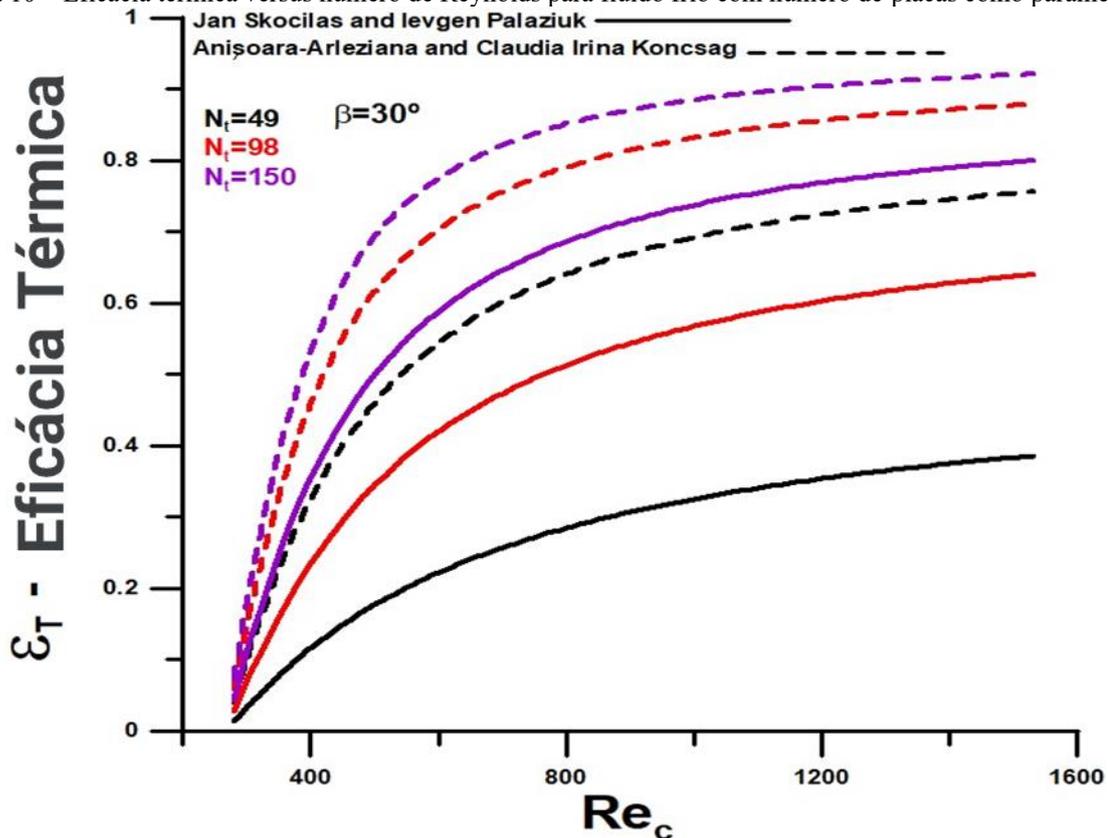


Figura 10 – Eficácia térmica versus número de Reynolds para fluido frio com número de placas como parâmetro



A Figura 10 mostra a efetividade para número de placas igual a $N_t = 49$, $N_t = 98$ e $N_t = 150$ um ângulo de inclinação igual a $\beta = 30^\circ$. Observa-se que as diferenças entre os modelos diminuem com o aumento do número de placas. Por exemplo, com $N_t = 150$ placas, modelo desenvolvido por Neagu e Koncsag [2], a efetividade é muito próxima de 1, ou seja, a taxa de transferência de calor é muito próxima do valor máximo teoricamente possível.

Os resultados apresentados na Figura 11 corroboram o observado para a efetividade. A taxa de transferência de calor aumenta com o número de placas e se aproxima do máximo teoricamente possível para um número de placa igual a $N_t = 150$ e um número de Reynolds igual a $Re_c = 1530$. No entanto, os valores obtidos para a taxa de transferência de calor através do modelo de Skočilas e Palaziuk [1] estão relativamente distantes do máximo possível para qualquer número de placas dentro da faixa em análise.

As Figuras 12 e 13 mostram os resultados para a taxa de transferência de calor em função do número de placas, para números de Reynolds iguais a $Re_c = 979$ e $Re_c = 1530$, com ângulos de inclinação como parâmetros. A taxa de transferência de calor aumenta com o número de placas e se aproxima do máximo para as maiores vazões em análise. Para números de chapas altas, o modelo desenvolvido por Kumar aproxima-se do modelo apresentado por Neagu e Koncsag [2]. O ângulo de

inclinação não afeta significativamente a taxa de transferência de calor, independentemente do modelo analisado.

Os resultados gráficos apresentados nas Figuras 14 e 15 mostram as temperaturas de saída para os fluidos frios e quentes em função dos números de Reynolds iguais $Re_c = 979$ e $Re_c = 1530$ respectivamente, com ângulos de inclinação como parâmetros. O limite do número de placas depende do modelo utilizado na análise, uma vez que a segunda lei da termodinâmica impõe uma limitação física. Observa-se que esse limite depende das vazões dos fluidos e, novamente, é pouco influenciado pelo ângulo de inclinação da divisória. Como o modelo apresentado por Neagu e Koncsag [2] se aproxima significativamente de 100% de efetividade ($\varepsilon_T = 1$) para ambos os números de Reynolds em análise, o maior número possível de placas é o menor dentre os modelos. Neste caso específico, o número máximo de placas para o número de Reynolds igual a $Re_c = 979$ é $N_t = 78$, e para o número de Reynolds igual a $Re_c = 1530$ é $N_t = 82$. Quando se trata do modelo Kumar, você pode ver que os números limitantes são iguais a $N_t = 120$ e $N_t = 122$. Como a eficácia é muito baixa no caso do modelo desenvolvido por Skočilas e Palaziuk [1], os números máximos para ambos os fluxos em análise estão acima $N_t = 150$.

Figura 11– Taxa de transferência de calor versus número de Reynolds para fluido frio com o número de placas como parâmetro [1]

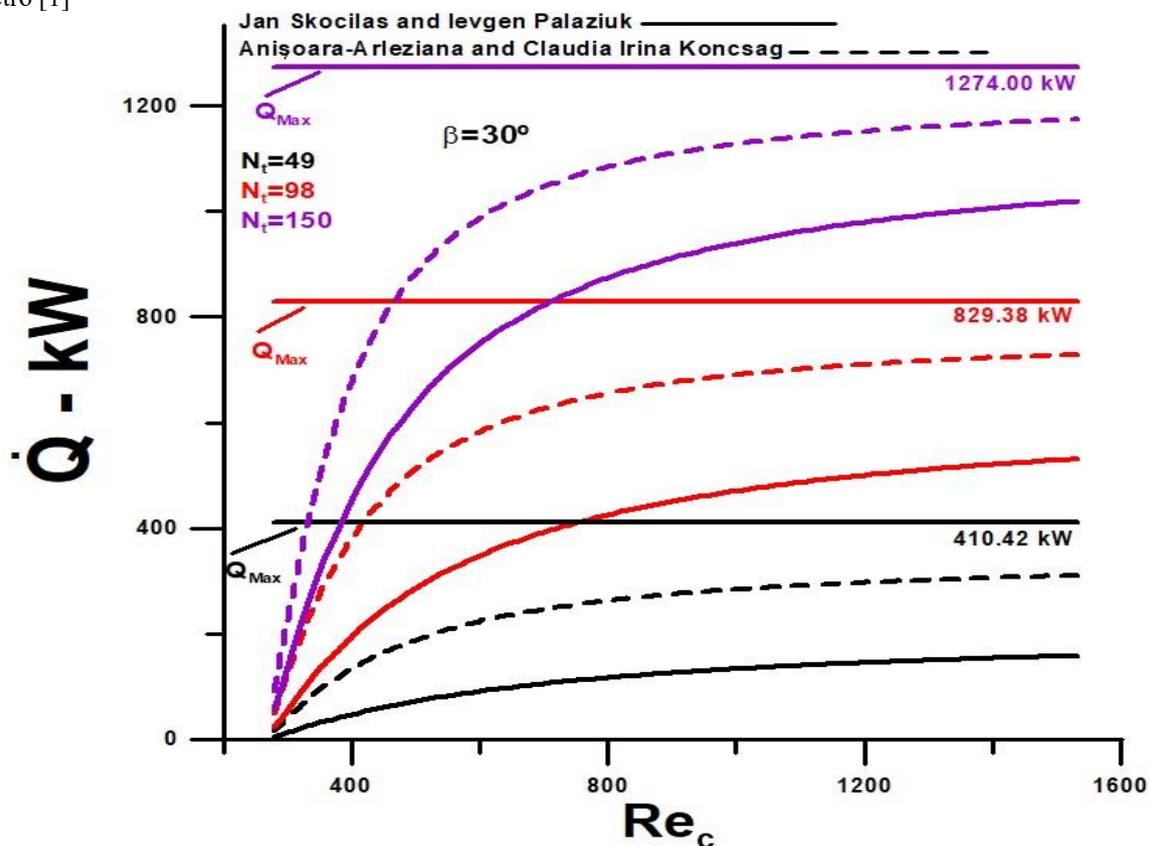


Figura 12 – Taxa de transferência de calor versus número de placas para o número de Reynolds igual a 979 e com ângulo de inclinação como parâmetro.

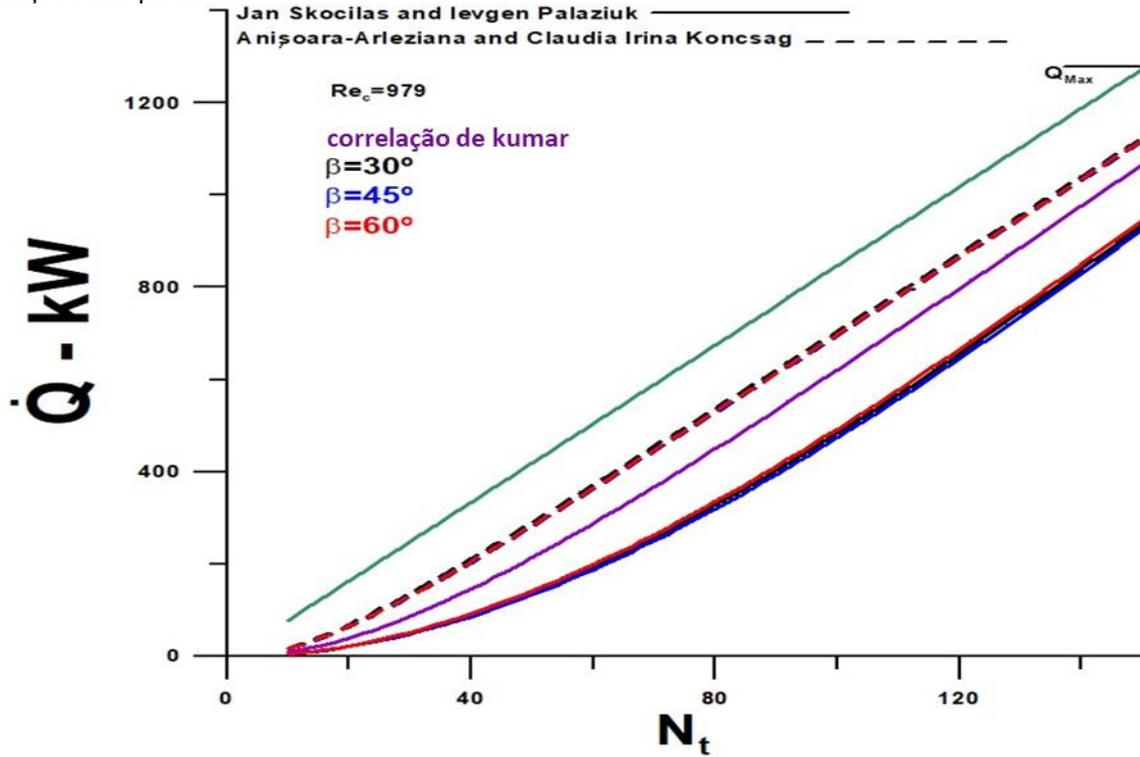


Figura 13 – Taxa de transferência de calor versus o número de placas para o número de Reynolds igual a 1530 e com ângulo de inclinação como parâmetro.

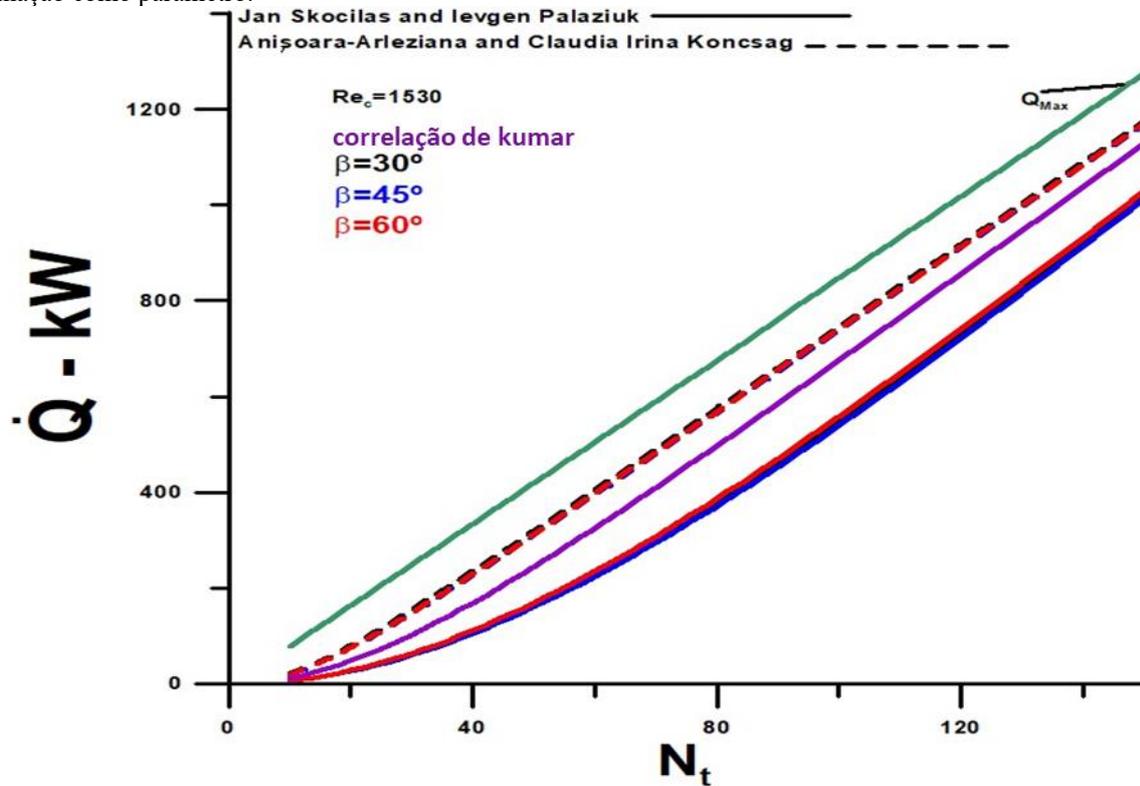


Figura 14 – Temperaturas de saída dos fluidos versus número de placas para o número de Reynolds igual a 979 e com ângulo de inclinação como parâmetro [1,2]

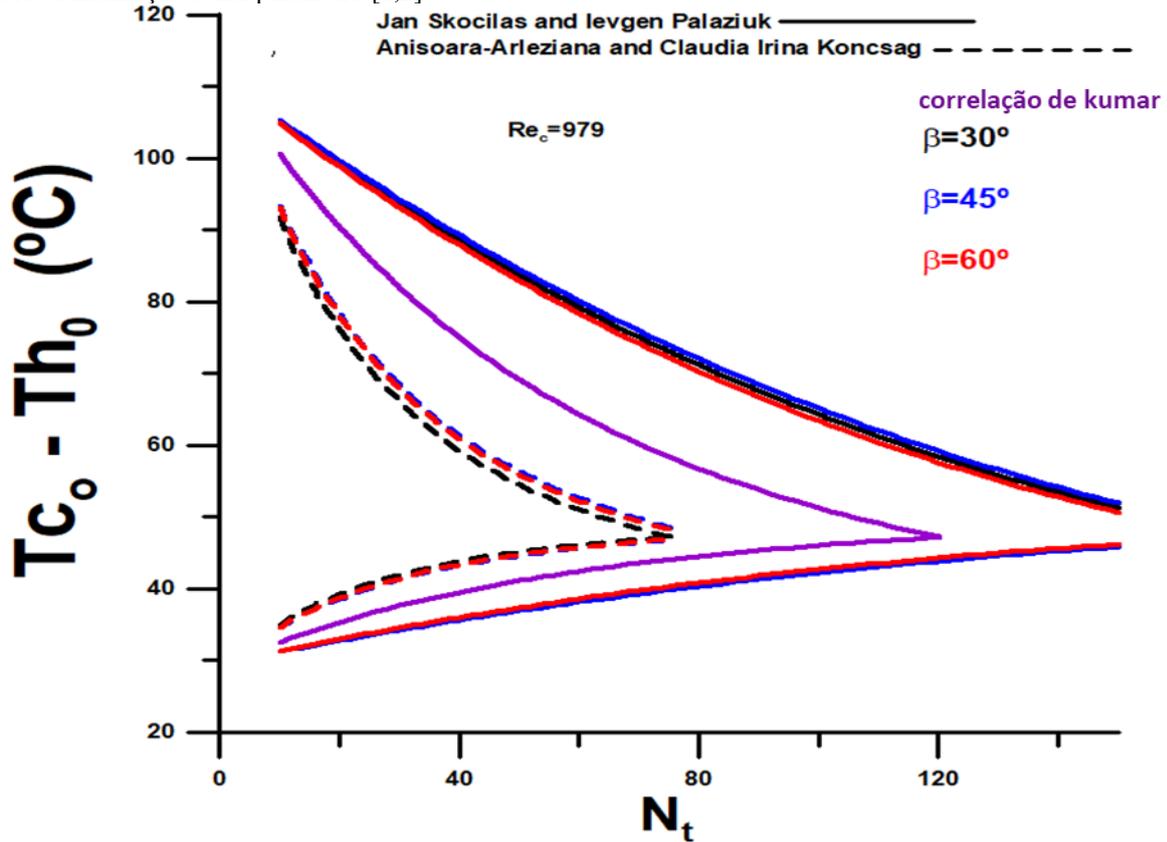
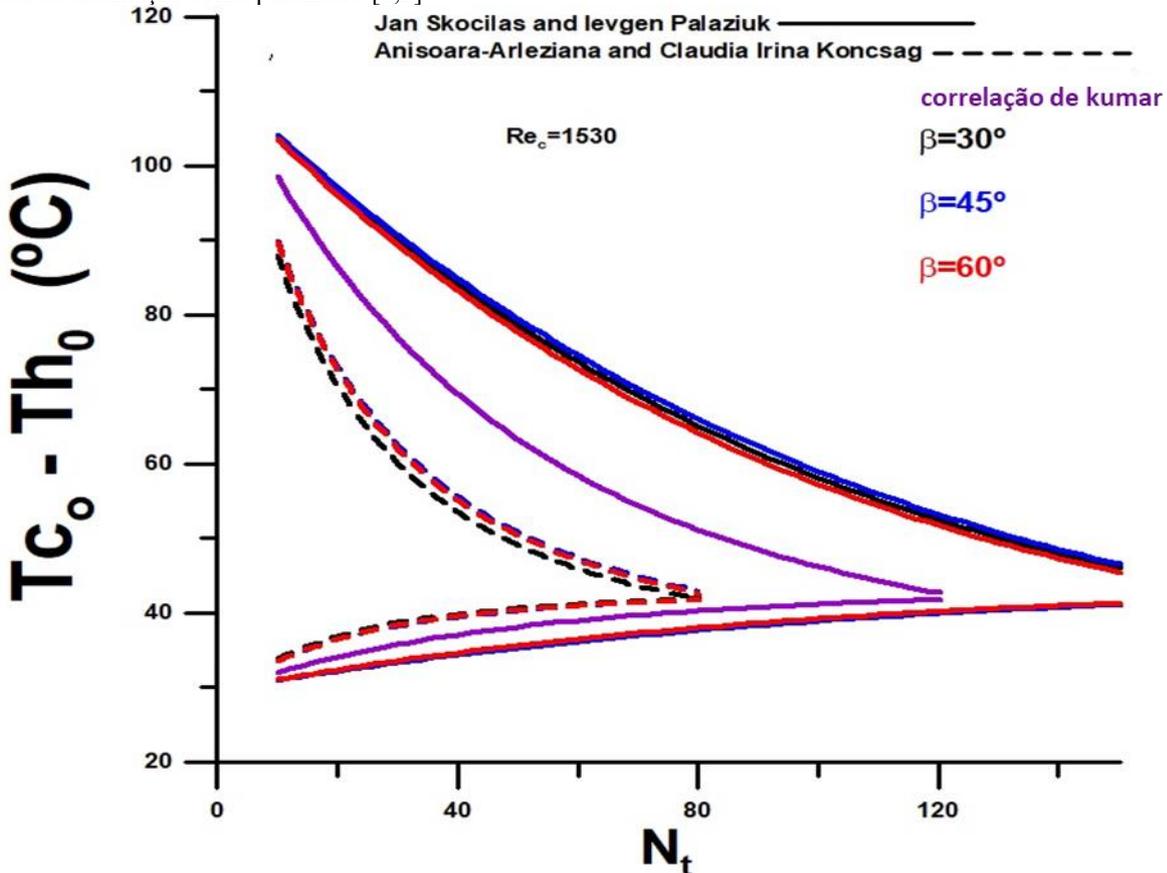


Figura 15 – Temperaturas de saída dos fluidos versus o número de placas para o número de Reynolds igual a 1530 e com ângulo de inclinação como parâmetro [1,2]



4 CONCLUSÃO

O trabalho analisou a influência do ângulo de inclinação da placa chevron no desempenho térmico de um trocador de calor a placas Gasket. Três modelos foram utilizados para determinar o número de Nusselt através de correlações teóricas e experimentais. Os modelos foram desenvolvidos por Kumar, Skočilas e Palaziuk [1], e Neagu e Koncsag [2].

Em relação aos analisados, há uma grande diferença entre os modelos. Pode-se dizer que os valores obtidos pelos autores são muito diferentes entre si. E neste sentido, conclui-se que a vazão máxima e o número limite de placas a serem utilizadas no trocador de calor dependem fortemente do modelo utilizado.

Com base nos resultados apresentados, o modelo desenvolvido por Neagu e Koncsag [2] é o mais eficiente e eficaz. Obtém resultados finais para temperaturas de saída muito próximas aos demais modelos, desenvolvidos por Kumar e Skočilas e Palaziuk [1], com menor número de placas e menor vazão para o fluido frio. O modelo desenvolvido por Kumar não considera explicitamente o ângulo de inclinação, sendo que os resultados obtidos são intermediários aos outros dois e se aproximam ligeiramente do modelo desenvolvido por Neagu e Koncsag [2] para altas vazões.

A variação da vazão é mais significativa como influência no desempenho térmico do trocador de calor do que o ângulo de inclinação, e o número de placas a serem utilizadas no trocador de calor são os outros principais fatores responsáveis pelo desempenho térmico.

O número de placas utilizadas na referência [2] $N_t = 63$ é bastante adequado após as análises realizadas.

Com base nos resultados obtidos, fica evidente a necessidade de novos trabalhos teóricos e experimentais relacionados à influência dos ângulos de inclinação da divisória.

5 NOMENCLATURA

A_{ch} – área de fluxo livre transversal do canal, $[m^2]$

A_e – área total de transferência de calor, $[m^2]$

$A_{ch \sin e}$ – seção transversal do canal transversal ao sulco, $[m^2]$

b – profundidade de corrugação, $[m]$

Cp_c – calor específico do fluido frio, $[\frac{J}{kg K}]$

Cp_h – calor específico do fluido quente, $[\frac{J}{kg K}]$

C_h – capacidade térmica do fluido quente, $[\frac{W}{K}]$



C_{\min} – capacidade térmica mínima entre os fluidos quente e frio, $[\frac{W}{K}]$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

D_h – diâmetro hidráulico, $[m]$

D_{hsine} – diâmetro dinâmico hidráulico de um duto senoidal, $[m]$

D_p – diâmetro da porta, $[m]$

f_{app} – coeficiente de atrito aparente

G_{ch} – velocidade da massa do fluido quente, $[\frac{kg}{m^2 s}]$

G_{cc} – velocidade da massa do fluido frio, $[\frac{kg}{m^2 s}]$

h_h – coeficiente de convecção térmica para fluido quente, $[\frac{W}{m^2 K}]$

h_c – coeficiente de convecção térmica para fluido frio, $[\frac{W}{m^2 K}]$

h_{csine} – coeficiente de convecção térmica para fluido frio, $[\frac{W}{m^2 K}]$

h_{hsine} – coeficiente de convecção térmica para fluido quente, $[\frac{W}{m^2 K}]$

k_h – condutividade térmica do fluido quente, $[\frac{W}{m K}]$

k_c – condutividade térmica do fluido frio, $[\frac{W}{m K}]$

k_w – condutividade térmica da placa, $[\frac{W}{m K}]$

l – o comprimento de onda da corrugação,

L_c – comprimento da embalagem da placa comprimida, $[m]$

L_h – comprimento horizontal entre centros de portas, $[m]$

L_p – comprimento da placa entre as portas, $[m]$

L_v – distância vertical entre os centros dos portas, $[m]$

L_w – largura da placa, $[m]$

L_{furr} – componentes de fluxo de sulco, $[m]$

L_{long} – componentes de fluxo longitudinal, $[m]$



\dot{m}_{ch} – caudal mássico por canal, $[\frac{kg}{s}]$

\dot{m}_c – caudal mássico total do fluido frio, $[\frac{kg}{s}]$

\dot{m}_h – caudal mássico total do fluido quente, $[\frac{kg}{s}]$

N_{cp} – número de canais para uma passagem.

N_e – número efetivo de placas de transferência de calor

N_p – número de passagens de fluido.

N_t – número de chapas

Nu_c – Número de Nusselt para fluido frio

Nu_h – Número de Nusselt para fluido quente

$Nu_{c\ sine}$ – Número de Nusselt para fluido frio para um ducto senoidal

$Nu_{h\ sine}$ – Número de Nusselt para fluido quente para um ducto senoidal

Pr_c – é o número de Prandtl do fluido frio

Pr_h – é o número de Prandtl do fluido quente

Pit – passo da placa, $[m]$

\dot{Q} – taxa de transferência de calor real, $[W]$

\dot{Q}_{max} – taxa máxima de transferência de calor, $[W]$

\dot{Q}_{sine} – taxa de transferência de calor real, $[W]$

Re_c – Número de Reynolds para fluido frio

Re_h – Número de Reynolds para fluido quente

Re_{sinec} – Número de Reynolds para fluido frio em um ducto senoidal

Re_{sineh} – Número de Reynolds para fluido quente em um ducto senoidal

T_{ci} – temperaturas de entrada da água, $[^{\circ}C]$

T_{hi} – temperaturas de entrada de óleo vegetal, $[^{\circ}C]$

T_{co} – temperaturas de saída para o fluido frio, $[^{\circ}C]$

T_{ho} – temperaturas de saída para o fluido quente, $[^{\circ}C]$

U_o – coeficiente global de transferência de calor, $[\frac{W}{m^2K}]$

$U_{o\ sine}$ – coeficiente global de transferência de calor de um seno de ducto, $[\frac{W}{m^2K}]$



6 SÍMBOLOS GREGOS

α_c – difusividade térmica do fluido frio, $[\frac{m^2}{s}]$

β – ângulo de corrugação da placa

ϕ – Factor de alargamento da área

ρ – densidade do fluido, $[\frac{kg}{m^3}]$

μ – viscosidade dinâmica do fluido, $[\frac{kg}{m s}]$

ν_c – é a viscosidade cinemática do fluido frio, $[\frac{m^2}{s}]$

ε – eficácia

7 ACRÔNIMOS

CFD – dinâmica dos fluidos computacional

GPHE – trocador de calor a placas de vedação

NTU – número de unidades térmicas

REFERÊNCIAS

Jan Skočilas, Levgen Palaziuk (2015). "CFD Simulation of the Heat Transfer Process in a Chevron Plate Heat Exchanger Using the SST Turbulence Model." Czech Technical University in Prague, Acta Polytechnica 55(4):267–274, 2015.
DOI:10.14311/AP.2015.55.0267

Anișoara-Arleziana Neagu and Claudia Irina Koncsag (2022). "Model Validation for the Heat Transfer in Gasket Plate Heat Exchangers Working with Vegetable Oils." Processes 2022, 10, 102.
<https://doi.org/10.3390/pr10010102>

Sadik Kakaç, Hontang Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij (2012). "Heat Exchangers – *Selection, Rating, and Thermal Design*." Third Edition, CRC Press, Taylor & Francis Groupe, Boca Raton, London, New York.

Élcio Nogueira (2022). "Entropy Generation Analysis in a Gasket Plate Heat Exchanger using Non-Spherical Shape of Alumina Boehmite Nanoparticles." Ovidius University Annals of Chemistry Volume 33, Number 1, pp. 41 - 49, 2022.
DOI: 10.2478/auoc-2022-0006

Leonid Tovazhnyansky, Jirí Jaromir Klemeš, Petro Kapustenko, Olga Arsenyeva, Olexandr Perevertaylenko and Pavlo Arsenyev (2020). "Optimal Design of Welded Plate Heat Exchanger for Ammonia Synthesis Column: An Experimental Study with Mathematical Optimisation." Energies 2020, 13, 2847.
DOI:10.3390/en13112847

Dong Ho Nguyen, Koung Moon Kim, Thi To Nguyen Vo, Gyu Hyeon Shim, Ji Hoon Kim, Ho Seon Ahn (2021). "Improvement of thermal-hydraulic performance of plate heat exchanger by electroless nickel, copper and silver plating." Case Studies in Thermal Engineering 23 (2021) 100797.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100797>

Bhupal Kumar and Shalendra N. Singh (2018). "Hydraulic and Thermal Studies on a Chevron Type Plate Heat Exchanger." THERMAL SCIENCE: Year 2018, Vol. 22, No. 6B, pp. 2759-2770.
<https://doi.org/10.2298/TSCI160324312K>

Grigore Roxana, Popa Sorin, Hazi Aneta and Hazi Gheorghe (2011). "Study Regarding Numerical Simulation of Counter Flow Plate Heat Exchanger." Numerical Analysis - Theory and Application, Prof. Jan Awrejcewicz (Ed.), ISBN: 978-953-307-389-7, InTech, Available from: <http://www.intechopen.com/books/numerical-analysis-theory-and-application/study-regarding-numerical-simulation-of-counter-flow-plate-heat-exchanger>.

Muhammad Ahmad Jamil, Talha S. Goraya, Haseeb Yaqoob, Kim Choon Ng, Muhammad Wakil Shahzad and Syed M. Zubair [2021]. "Exergoeconomic and Normalized Sensitivity Analysis of Plate Heat Exchangers: A Theoretical Framework with Application." IntechOpen, Heat Exchangers, Chapter, pg.1-22.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.99736>

D. dos S. Ferreira, M. Mantelli, and F. Milanese (2020). "Wilson Plot Method to Obtain Nusselt Number for a Plate Heat Exchanger." Engenharia Térmica (Thermal Engineering), Vol. 19, No. 2, December 2020, p. 25-30.



Fábio A.S. Mota, E.P. Carvalho and Mauro A.S.S. Ravagnani (2015). "Modeling and Design of Plate Heat Exchanger." Heat Transfer Studies and Applications, Chapter 7, pp. 165-199.
<http://dx.doi.org/10.5772/60885>

G. Anusha and P.S. Kishore (2016). "Heat Transfer Analysis of Gasketed Plate Heat Exchanger." International Journal of Engineering Research, Volume No.5, Issue No.12, pp: 943-947.
DOI: 10.17950/ijer/v5s12/1215

Harshal Khond, Dilpak Saurabh P. and Kundalik V. Mali (2016). "Design Optimization Algorithm for Plate Heat Exchanger." International Journal of Current Engineering and Technology, MIT College of Engineering, Pune, India, AMET 2016, INPRESSCO IJCET Special Issue-4 (March 2016).
inpressco.com/wp-content/uploads/2016/03/Paper32149-155

Edwin E. Garcia Rojas, Jane S.R. Coimbra & Javier Telis-Romero (2013). "Thermophysical Properties of Cotton, Canola, Sunflower and Soybean Oils as a Function of Temperature." International Journal of Food Properties, 16:7, 1620-1629.
DOI:10.1080/10942912.2011.604889

Mostafa M. Awad (2011). "Fouling of Heat Transfer Surfaces." Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems, Chapter 20, pg. 505-542. Prof. Aziz Belmiloudi (Ed.), ISBN: 978-953-307-226-5. InTech, Available from:
<http://www.intechopen.com/books/heat-transfer-theoretical-analysis-experimentalinvestigations-and-industrial-systems/fouling-of-heat-transfer-surfaces>