

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE ROTINA PARA CÁLCULO DE
TROCADORES DE CALOR EM FLUXO CRUZADO**

Fernando Lopes Mantelatto

São Paulo

2014

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE ROTINA PARA CÁLCULO DE
TROCADORES DE CALOR EM FLUXO CRUZADO**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia Mecânica.

Fernando Lopes Mantelatto

Orientador: Marcos de Mattos
Pimenta

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Mantelatto, Fernando Lopes

Desenvolvimento de rotina para cálculo de trocadores de calor em fluxo cruzado, por F.L.Mantelatto. São Paulo: EPUSP 2014

82 PÁGINAS

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica

- 1. Trocadores de calor compactos**
- 2. Seleção de trocadores de calor**
- 3. radiadores I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica II. t.**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, principalmente meus pais que deram toda base e incentivo incondicional ao longo de todos estes anos de estudo para que este dia chegasse.

Agradeço aos grandes amigos feitos no CAM, que tornaram a graduação inesquecível e principalmente nos últimos anos deram forças uns aos outros para que o curso fosse concluído.

Em relação a este trabalho, ao Professor e orientador Pimenta, pela compreensão e orientação.

Por fim, agradeço a Escola por todo o pregaro e habilidades adquiridos que nenhum outro curso seria capaz.

RESUMO

O presente projeto visa a criação de um software em ambiente VBA para Excel para solução de trocadores de calor em fluxo cruzado. O objetivo central é desenvolver uma planilha que resolve problemas de análise e projeto de trocadores de calor em fluxo cruzado. No módulo de análise, dados os parâmetros de entrada dos fluidos, as dimensões e o modelo do trocador a planilha calculará as temperaturas de saída e perda de pressão. No módulo de projeto, dadas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e suas vazões, e as dimensões externas do trocador de calor será determinado o modelo mais adequado para tal aplicação.

O trocador de calor estudado será um radiador automotivo, com valores típicos de um veículo de passeio. Tal escolha permitirá uma maior base de comparação com resultados experimentais.

Em resumo, pretende-se desenvolver uma ferramenta de fácil compreensão de forma a facilitar o estudo de trocadores de calor de fluxo cruzado.

ABSTRACT

This project aims to develop a VBA software for Excel to solve compact cross flow heat exchangers. The main goal is to create a spreadsheet which solves analysis and project problems on cross flow compact heat exchangers. The analysis module will compute the outflow temperatures and pressure losses given the flow conditions and the heat exchanger dimensions. The project module will chose the most appropriate heat exchanger given the inlet and outlet flow conditions on the given application.

It will be an automotive radiator under analysis, with typical values of a passenger vehicle. This choice allows a larger base of comparison with empirical results.

In summary, aims to develop a simple tool to ease the analysis of cross-flow heat exchangers.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
2	RADIADOR	16
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
3.1	Coeficiente global de troca de calor (U).....	19
4	EQUACIONAMENTO DA TROCA DE CALOR NO RADIADOR	21
5	DESENVOLVIMENTO DO MODELO.....	27
6	MÓDULO DE ANÁLISE.....	28
6.1	Hipóteses simplificadoras	28
6.2	Dados de entrada.....	29
6.3	Geometria do trocador	30
6.4	Propriedades de transporte dos fluidos.....	33
6.5	Número de Reynolds	39
6.6	Número de Stanton e fator de atrito	39
6.7	Coeficiente de transferência de calor	48
6.8	Efetividade das aletas – η_f	48
6.9	Efetividade da superfície - η_o	49

6.10	Coeficiente global de transferência de calor – U	49
6.11	NUT e efetividade do trocador de calor	50
6.12	Temperaturas de saída.....	51
6.13	Perda de pressão	51
6.14	Calor trocado	52
7	EXEMPLO DE EXERCÍCIO DE ANÁLISE DE TROCADOR DE CALOR	
	53	
7.1	Dados de entrada.....	53
7.2	Geometria do trocador	53
7.3	Propriedades dos fluidos.....	54
7.4	Número de Reynolds	55
7.5	Número de Stanton e fator de atrito	55
7.6	Coeficiente de transferência de calor por convecção.....	55
7.7	Efetividade das aletas – η_f	56
7.8	Efetividade da superfície - η_o	56
7.9	Coeficiente global de transferência de calor – U	56
7.10	NUT e efetividade do trocador de calor	56

7.11	Temperaturas de saída.....	57
7.12	Perda de pressão	57
8	UTILIZAÇÃO DA PLANILHA.....	57
9	CONCLUSÕES	60
10	REFERÊNCIAS.....	62
11	ANEXOS	63
11.1	Código da rotina	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 -Trocadores de calor de fluxo cruzado[3]	15
Figura 2-1 - Radiador veicular [5].....	17
Figura 2-2 - Circuito do fluido de arrefecimento [5]	18
Figura 4-1 – Desenho esquemático do trocador de calor em fluxo cruzado [3]	22
Figura 6.3-1 Parâmetros geométricos, fator de atrito e fator j-Colborn par trocador 11.32-0.737-SR [4]	31
Figura 6.4-1 Propriedades de transporte do ar seco a 1 atm [4].....	35
Figura 6.4-2 Fatores de correcao para ar úmido [4].....	36
Figura 6.4-3 Propriedades de transporte da água líquida saturada [4].....	38
Figura 6.6-1 - Curvas características trocador 11.32-0.7378R [4]	41
Figura 6.6-2 Curvas características trocador 9.29-0.737-SR [4].....	42
Figura 6.6-3 Curvas características trocador 9.68-0.87-R [4]	43
Figura 6.6-4 Curvas características trocador 9.1-0.737-S [4]	44
Figura 6.6-5 Curvas características trocador 9.68-0.87 [4]	45
Figura 6.6-6 Numero de Nusselt em escoamentos turbulentos em tubos circulares com taxas de transferencia de calor constantes por unidade de	

comprimento e perfis de velocidade e temperatura plenamente desenvolvidos [4]	46
Figura 6.6-7 - Fator de atrito em função do número de Reynolds para escoamentos plenamente desenvolvidos in tubos circulares [4].....	47
Figura 6.8-1 Efetividade de transferencia de calor [4].....	49
Figura 8-1- Caixa de diálogo - Inserir parâmetros de entrada	58
Figura 8-2 - Caixa de diálogo - parâmetros de entrada	59
Figura 8-3 - Caixa de diálogo - parâmetros de saída.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.2-1 Dados de entrada	29
Tabela 6.3-1 Geometria do trocador	32
Tabela 6.6-1 - Coeficientes fator de atrito f	40
Tabela 6.6-2 - Coeficientes fator j de Coulburn	40
Tabela 6.6-3 Nu X (Re X Pr)	46
Tabela 6.11-1 Efetividade em função de NUT e Cmin/Cmax	50
Tabela 7.1-1 Dados de entrada	53
Tabela 7.2-1 Geometria do trocador	53
Tabela 7.3-1 Propriedades dos fluidos	54
Tabela 7.4-1 Número de Reynolds	55
Tabela 7.5-1 Número de Stanton e fator de atrito	55
Tabela 7.6-1 Coeficiente de transferencia de calor por conveccao	55
Tabela 7.7-1 Efetividade das aletas	56
Tabela 7.8-1 Efetividade de superficie	56
Tabela 7.9-1 Coeficiente global de transferencia de calor	56
Tabela 7.10-1 NUT e efetividade do trocador de calor	56

Tabela 7.11-1 Temperaturas de saída..... 57

Tabela 7.12-1 Perdas de pressão..... 57

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são estruturas projetadas para promover a troca de calor entre dois meios, na maioria das vezes, dois fluidos em movimento. Utilizam-se fluidos em movimento para aumentar a troca por convecção, uma vez que este tipo de troca de calor, em geral, ocorre mais rapidamente do que as trocas por condução e radiação, especialmente quando as temperaturas envolvidas são baixas, como no caso da aplicação em questão.

São tipicamente classificados de acordo com a disposição dos fluxos e tipo de construção. O trocador de calor mais simples é aquele no qual fluido quente e frio fluem na mesma ou na direção oposta em tubos concêntricos – comumente conhecidos como trocadores de corrente paralela ou contracorrente.

Alternativamente os fluidos podem se mover em fluxos cruzados, como exemplifica a figura 1-1. Estes dois trocadores são diferenciados em se tratar o fluido que cruza os tubos como misturado ou não. O trocador a esquerda da figura é tratado como não-misturado, pois as aletas impedem o movimento do fluido na direção paralela aos tubos, logo o campo de temperaturas é função de duas dimensões. No trocador a direita da figura não há corpo que impeça o movimento do fluido que cruza os tubos na direção dos mesmos, logo se diz que este está misturado, e assim se idealiza uma distribuição uniforme de temperaturas da direção dos tubos.

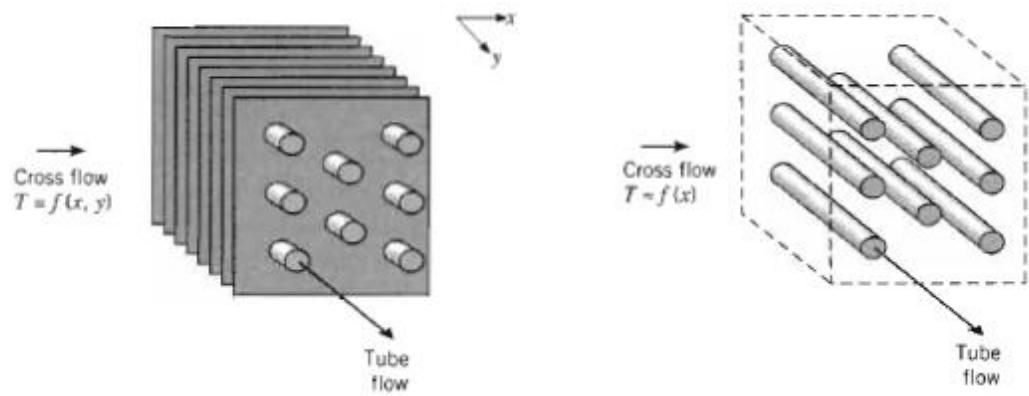


Figura 1-1 -Trocadores de calor de fluxo cruzado[3]

2 RADIADOR

É dado que mais de um terço da energia térmica produzida pela combustão interna do motor é dissipada no sistema de arrefecimento. Segundo a Agência Nacional de Energias Renováveis dos Estados Unidos – NREL, um litro de gasolina produz aproximadamente 1,6kW.h de energia no processo de combustão, quantia esta suficiente para ferver mais de 400 litros de água. Diante de tal constatação é que o sistema de arrefecimento do motor automotivo deve ser eficiente a ponto de evitar o superaquecimento do líquido de arrefecimento, sob pena de comprometimento do sistema operacional do veículo.[5]

O radiador é o equipamento central do sistema de arrefecimento de um veículo. É um trocador de calor que promove a troca térmica entre o ar externo ao carro e o fluido de refrigeração do motor, em geral água (como será considerado nesse trabalho). Dada a citação do parágrafo anterior não se fazem necessárias subsequentes descrições de sua importância para o bom funcionamento de um veículo.



Figura 2-1 - Radiador veicular [5]

O radiador é um trocador de calor de corrente cruzada entre ar e água com fluido de arrefecimento não misturado. O ar escoa por um duto na parte da frente do carro (aberturas de tomada de ar), seja pelo próprio movimento do carro em relação ao ar, seja pela ação da ventoinha, que usualmente permanece ligada até que o carro atinja a velocidade de 30 km/h.

A água flui num sistema de mangueiras, passando por uma bomba centrífuga acionada por uma correia ligada ao virabrequim. Após a bomba, a água passa para os pistões do motor de modo a resfriá-los. Após isso, a água flui para o radiador em si, para ser resfriada e volta para o começo do circuito, como ilustra a figura 2-2.

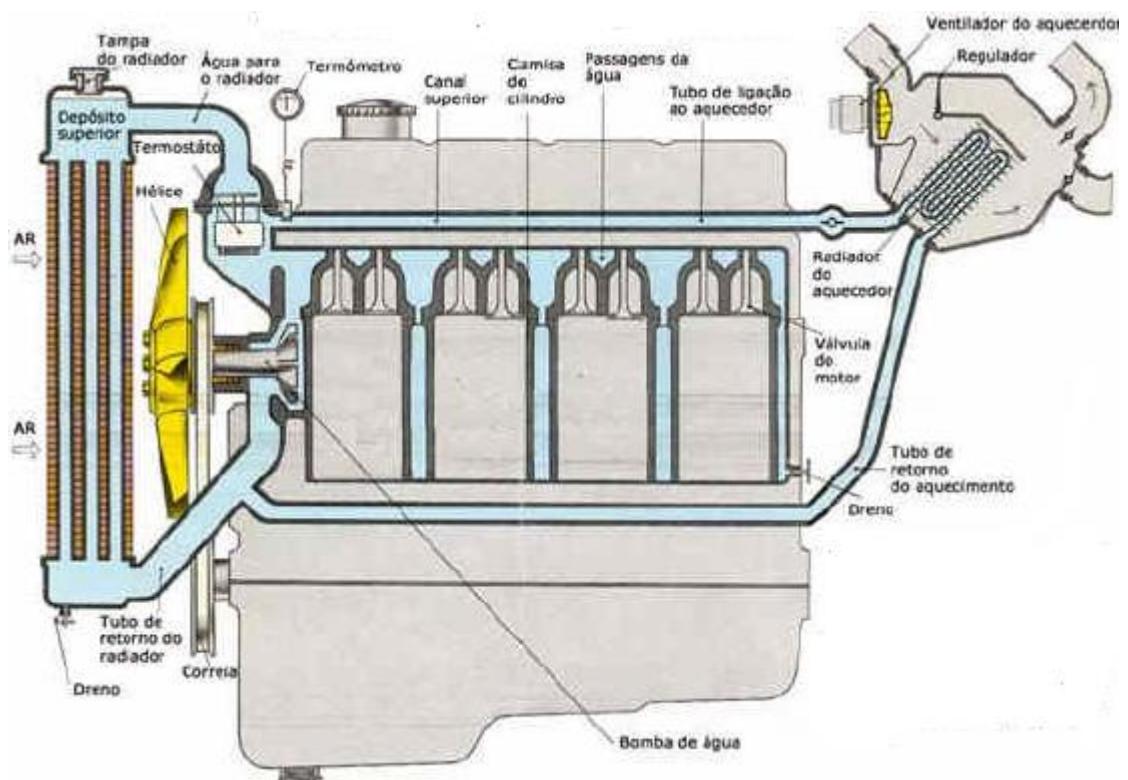


Figura 2-2 - Circuito do fluido de arrefecimento [5]

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Coeficiente global de troca de calor (U)

De acordo com a lei de Newton de transferência de calor,

$$q = UA\Delta T \quad (1)$$

Onde q é o calor transferido, A a área de troca, ΔT a diferença global de temperatura e U é definido como o coeficiente global de troca de calor e é equivalente a somatória de todas as resistências térmicas a qual o fluxo térmico é submetido.

A determinação deste coeficiente é crucial para o cálculo de trocadores de calor. Considerado o caso entre dois fluidos em movimento trocando calor através de uma parede não aletada e idealmente limpa, sem ferrugem e lisa, considera-se as resistências convectivas de cada fluido e condutiva através da parede de troca podemos equacionar o coeficiente global de troca de calor da seguinte forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h.A)_f} + R_{cond} + \frac{1}{(h.A)_q} \quad (2)$$

Onde os índices f e q referem-se a fluido frio e quente, respectivamente.

Para uma troca de calor através de tubos não aletados a expressão acima se torna

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (3)$$

Onde D_i e D_e são os diâmetros interno e externo da tubulação, respectivamente. Logo, $A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$ e $A_e = \pi \cdot D_e \cdot L$.

4 EQUACIONAMENTO DA TROCA DE CALOR NO RADIADOR

Há dois métodos comuns para resolver o problema do trocador de calor em fluxo cruzado. Um deles é o método das diferenças logarítmicas de temperatura – MDLT, no qual já são conhecidas as temperaturas de entrada dos fluidos, e as temperaturas de saída ou são especificadas ou são determinadas com facilidade pelas equações de balanço de energia. Quando este não é o caso, o método necessita de uma solução iterativa para o cálculo das temperaturas, onde dependendo da aplicação pode torná-lo pouco eficiente.

Assim, em 1930 Nusselt propôs um método da efetividade-NUT, onde NUT significa “Número de Unidades de Transferência (de calor)”.

A efetividade ϵ_f é definida como a troca de calor real no trocador em relação a máxima transferência possível. Logo,

$$\epsilon_f = \frac{Q_{TC}}{Q_{MAX}} \quad (4)$$

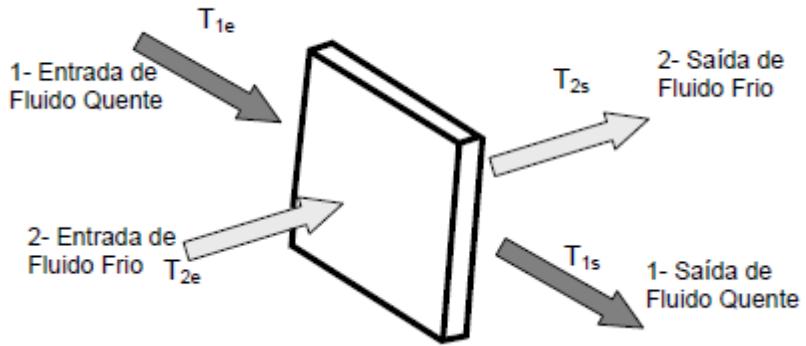


Figura 4-1 – Desenho esquemático do trocador de calor em fluxo cruzado [3]

Admitindo-se que o sistema não apresenta vazamento de fluido, e que não troca calor com suas vizinhanças (a única troca que ocorre é entre os fluidos), o balanço dos calores trocados pode ser equacionado como :

$$Q_{TC} = C_1(T_{1e} - T_{1s}) = C_2(T_{2e} - T_{2s}) \quad (5)$$

Onde o C é definido com a taxa de capacidade calorífica dada por:

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (6)$$

A máxima troca térmica possível é aquela em que o fluido de menor capacidade calorífica sai com a temperatura de entrada do outro fluido:

$$Q_{MAX} = C_{min}(T_{2e} - T_{1e}) \quad (7)$$

Combinando as equações anteriores:

$$\epsilon_f = \frac{C_1(T_{1e} - T_{1s})}{C_{min}(T_{2e} - T_{1e})} = \frac{C_2(T_{2e} - T_{2s})}{C_{min}(T_{2e} - T_{1e})} \quad (8)$$

O NUT tem sua expressão definida como:

$$NUT = \frac{UA}{c_{min}} \quad (9)$$

Para o caso de trocadores de calor aletados em corrente cruzada com ambos os fluidos não-misturados, como é o caso da grande maioria dos radiadores compactos automotivos, a relação entre a efetividade e o NUT segundo Holman pode ser dada por:

$$\varepsilon_f = 1 - \exp \left(NUT^{0,22} \cdot \frac{e^{-Z \cdot NUT^{0,78}} - 1}{Z} \right) \quad (10)$$

Onde Z é uma relação adimensional entre as capacidades térmicas dada por:

$$Z = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad (11)$$

O cálculo do NUT envolve o cálculo do coeficiente de convectivo, pois como supracitado o coeficiente global de troca de calor entre dois tubos não aletados pode ser dada por

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (12)$$

Como se pode ver, todos os outros parâmetros ou são da geometria do sistema ou propriedades dos materiais utilizados.

Para obter-se uma estimativa do coeficiente convectivo, o principal método envolve a utilização de fórmulas empíricas que interrelacionam parâmetros adimensionais do escoamento, como o número de Reynolds, número de

Prandtl e alguma relação geométrica e o número de Nusselt, que é uma medida da transferência de calor que ocorre na superfície de contato do fluido com a parede.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (13)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, L é um comprimento característico do escoamento e k_f é a condutividade térmica do material do fluido nas condições de temperatura e pressão do escoamento.

Existem diversas teorias e estudos para prever o comportamento do número de Nusselt em diferentes escoamentos. Para o caso de tubos circulares com escoamento turbulento, uma possibilidade é a equação de Colburn, obtida através da analogia de Chilton-Colburn entre as camadas limite de velocidade e de temperatura:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (14)$$

Dado que os números de Reynolds e Prandtl são definidos respectivamente como

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (16)$$

Um outro método, obtido empiricamente são as equações de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,4} \quad (\text{aquecimento}) \quad (17)$$

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0,3} \quad (\text{resfriamento}) \quad (18)$$

Válidas no seguinte domínio

$$\begin{bmatrix} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{bmatrix} \quad (19)$$

As equações até agora expostas, são de fácil utilização, mas normalmente incorrem em erros de até 25%. Pode-se reduzir esses erros para menos do que 10% com o uso de equações mais complexas, como a correlação proposta por Gnielinski [3]:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^2(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (20)$$

Onde o fator de atrito f pode ser obtido pelo diagrama de Moody.

Para escoamento laminar em tubos circulares concêntricos e troca de calor constante o número de Nusselt é dado por

$$Nu_D = 4,36$$

Apesar da correção proposta por Gnielinski apresentar erro menor que as equações de Dittus-Boelter, necessita da leitura do diagrama de Moody impossibilitando a solução por métodos numéricos como é proposto nesse trabalho.

Seria possível a utilização de equações empíricas tais como a relação proposta por Churchill (1973)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \quad (21)$$

No entanto, seria introduzida a incerteza desta outra equação empírica possivelmente prejudicando a validade dos resultados, logo serão utilizadas as equações de Dittus-Boelter neste trabalho.

5 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

No presente trabalho será desenvolvida uma ferramenta em ambiente de excel para análise de projeto de trocadores de calor em fluxo cruzado com fluidos não misturados.

No módulo de análise, a partir das condições iniciais de fluxo e geometria e modelo de trocador de calor serão determinadas as temperaturas de saída e perda de pressão no processo.

No módulo de projeto, dadas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e suas vazões, e as dimensões externas do trocador de calor será determinado o modelo mais adequado para tal aplicação.

6 MÓDULO DE ANÁLISE

O objetivo é criar uma ferramenta que dados o modelo de trocador utilizado, temperaturas de entrada e condições de fluxo determine a efetividade do trocador de calor, as temperaturas de saída e a perda de pressão para os fluidos. Para tal, será seguida a seguinte rotina:

- Determinação da geometria do trocador a partir do modelo especificado
- Propriedades dos fluidos
- Número de Reynolds
- Número de Stantos e fator de atrito
- Coeficientes de transferência de calor
- Efetividade das aletas
- Efetividade de superfície
- Coeficiente global de transferência de calor
- NUT e efetividade do trocador
- Temperaturas de saída
- Queda de pressão

6.1 Hipóteses simplificadoras

- Perda de calor para vizinhança desprezível
- Mudanças de energia cinética e potencial desprezíveis
- Condições de escoamento plenamente desenvolvidos
- Ausência de deposição e incrustação

- Propriedades constantes

6.2 Dados de entrada

A análise será feita a partir das seguintes variáveis de entrada: modelo do trocador utilizado e suas medidas externas, temperaturas de entrada, condições de fluxo, estimativas iniciais de efetividade do trocador, calores específicos de ar e água e perda de pressão no lado ar e condições de parada dos processos iterativos, conforme tabela abaixo:

Tabela 6.2-1 Dados de entrada

Dados Entrada	Variavel	Simbolo
Dados de entrada lado ar		
Vazão mássica ar		m_{ar}
Umidade do ar		ω_{ar}
Temperatura entrada ar		$T_{ar,1}$
Pressao entrada ar		$P_{ar,1}$
Dados de entrada lado agua		
Vazão mássica agua		m_{ag}
Temperatura entrada agua		$T_{ag,1}$
Dados de entrada trocador		
Modelo de trocador		-
Dimensao 1 lado água/ Dimensao 1 lado ar		$L1$
Dimensao 2 lado água		$L2$
Dimensao 2 lado ar		$L3$

Variavel	Simbolo
Estimativas iniciais	
Efetividade do trocador	ϵ
Calor especifico a pressao cte ar	$c_{p,ar}$
Calor especifico a pressao cte agua	$c_{p,ag}$
Perda de pressao ar	Δp_a
Condições de parada processo iterativo	
Temperatura de saida ar	$T_{ar,2}$
Temperatura de saida agua	$T_{ag,2}$
Perda de pressao ar	Δp_a
Numero maximo de iteracoes	n

6.3 Geometria do trocador

Para o lado ar são tabelados conforme figura abaixo:

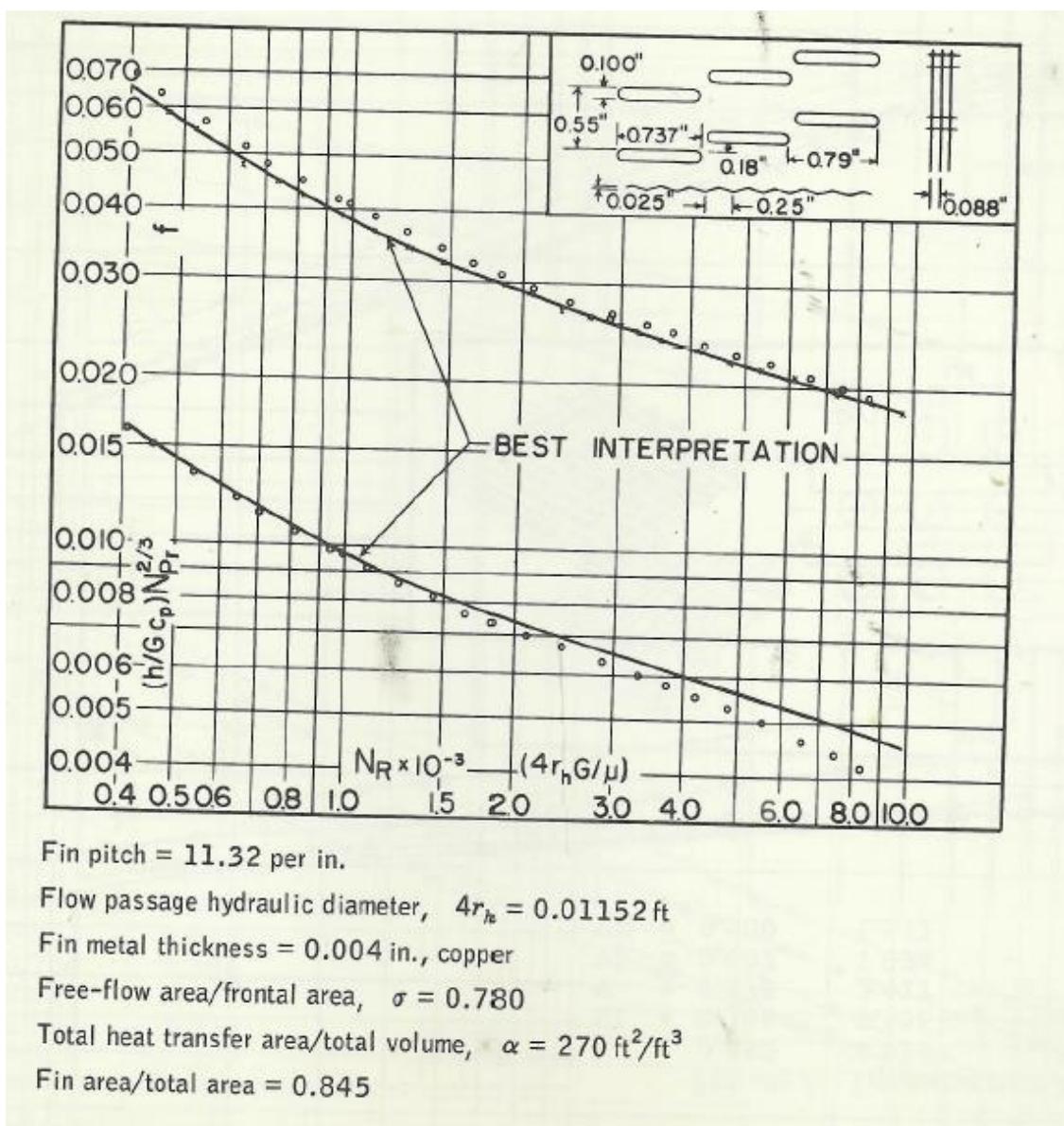


Figura 6.3-1 Parâmetros geométricos, fator de atrito e fator j -Colborn par trocador 11.32-0.737-SR [4]

Tabela 6.3-1 Geometria do trocador

Geometria do trocador	
Variável	Símbolo
Parâmetros geométricos lado ar	
Raio hidráulico passagem de ar	$r_{h,ar}$
Área de transferência/Volume total	α_{ar}
Área aletas/Área total	β_{ar}
Área fluxo/Área frontal	σ_{ar}
Espessura aletas	δ
Comprimento das aletas	l
Parâmetros geométricos lado água	
Raio hidráulico passagem de água	$r_{h,ag}$
Largura externa tubo	$b_{e,fin}$
Altura externa tubo	$h_{e,fin}$
Largura fluxo livre	$b_{ff,fin}$
Altura fluxo livre	$h_{ff,fin}$
Área frontal tubo	$A_{fr,tb}$
Área fluxo livre tubo	$A_{ff,tb}$
Área fluxo/Área frontal	σ_{ag}
Número de tubos	n
Área de transferência	A_{tr}
Área de transferência/Volume total	α_{ag}

No lado água apenas os fatores $b_{e,fin}$, $h_{e,fin}$, $b_{ff,fin}$ e $h_{ff,fin}$ que na figura valem respectivamente 0.737", 0.10", 0.79", 0.55".

Assim,

$$A_{fr,tb} = b_{e,fin} * h_{e,fin} \quad (22)$$

$$A_{ff,tb} = (b_{ff,fin} - 2\delta) * (h_{ff,fin} - 2\delta) \quad (23)$$

$$\sigma_{ag} = \frac{A_{ff,tb}}{A_{fr,tb}} \quad (24)$$

$$n = \frac{L1*L2}{A_{fr,tb}} \quad (25)$$

$$A_{tr} = n * L3 * 2 * (b_{e,fin} + h_{e,fin}) \quad (26)$$

$$\alpha_{ag} = \frac{A_{tr}}{V} \quad (27)$$

$$l = 0.5 * (h_{e,fin} - h_{ff,fin}) \quad (28)$$

6.4 Propriedades de transporte dos fluidos

As propriedades dos fluidos precisam ser avaliadas a temperatura média destes no escoamento, e estas serão estimadas da seguinte forma:

Da definição de efetividade:

$$\xi = \frac{q}{q_{max}} \quad (29)$$

$$q = C_{ar} \cdot (T_{ar,2} - T_{ar,1}) \quad (30)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{ar,1} - T_{ag,1}) \quad (31)$$

E também sabe-se que $\frac{C_{ag}}{C_{ar}} \approx 4 \cdot \frac{m_{ag}}{m_{ar}}$. Assim, se $\frac{m_{ag}}{m_{ar}} \leq 0.25$, então $C_{min} = C_{ag}$, senão $C_{min} = C_{ar}$

Logo, a estimativa da temperatura de saída do ar é dado por:

$$T'_{ar,2} = \xi \cdot \frac{C_{min}}{C_{ar}} \cdot (T_{ar,1} - T_{ag,1}) + T_{ar,1} \quad (32)$$

A efetividade será inicialmente estimada em 80%, e se a temperatura de saída de fato não for próxima a esta estimativa o processo será reiterado até obter um resultado final próximo a estimativa.

E então, a estimativa da temperatura de saída da água será dada por

$$T'_{ag,2} = \frac{c_{ar}}{c_{ag}} \cdot (T_{ar,1} - T_{ar,2}) + T_{ag,1} \quad (33)$$

A temperatura da água tem variação próxima a linear ao longo do processo, então suas propriedades serão avaliadas a temperatura média de

$$T'_{ag,m} = 0.5 * (T'_{ag,2} + T_{ag,1}) \quad (34)$$

A variação da temperatura do ar não é linear ao longo do processo e tal hipótese levaria a diferenças consideráveis nos resultados. Sua temperatura média será estimada a partir da média logarítmica das diferenças de temperaturas:

$$\Delta T_1 = T_{ar,1} - T'_{ag,2} \quad (35)$$

$$\Delta T_2 = T'_{ar,2} - T_{ag,1} \quad (36)$$

$$T'_{ar,m} = T'_{ar,2} + \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (37)$$

As propriedades de transporte do ar foram obtidas a partir do diagrama abaixo. Tabelou-se-as, foram convertidas ao SI e posteriormente equações polinomiais de sexto grau foram ajustadas as curvas através do método dos mínimos quadrados utilizando o método LINEST da a biblioteca *Data Analysis* para VBA:

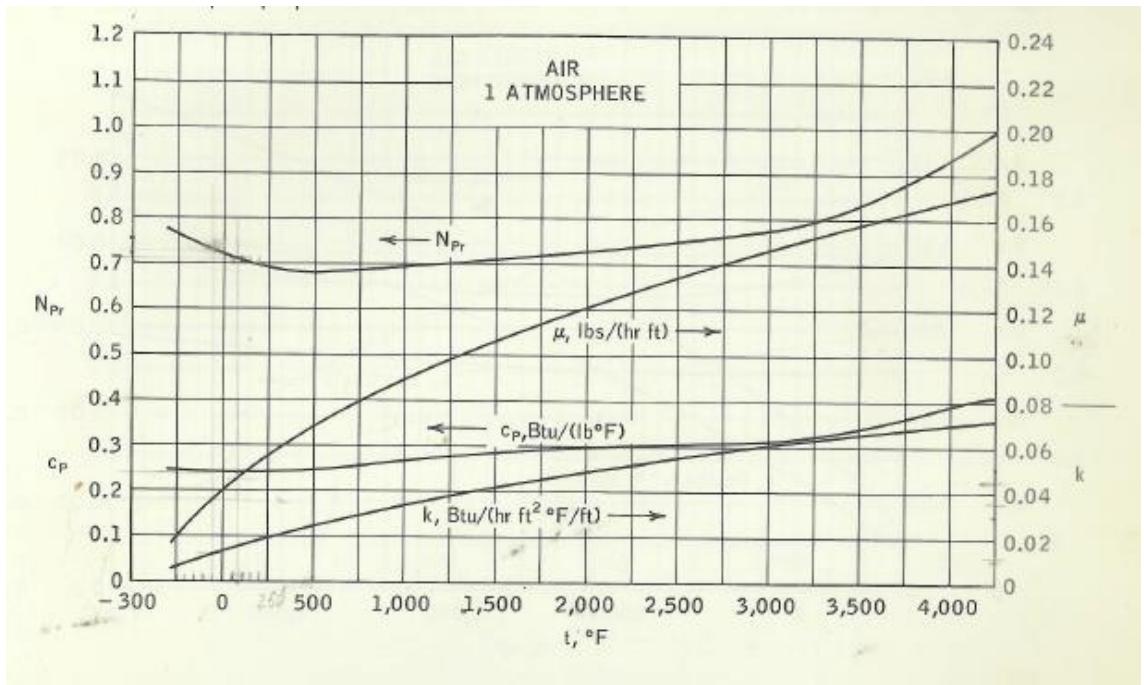


Figura 6.4-1 Propriedades de transporte do ar seco a 1 atm [4]

$$\begin{aligned}
 \mu_{ar} = & -1.55582E - 25 * T'_{ar,m}^6 + 1.94218E - 21 * T'_{ar,m}^5 - 9.99404E - 18 * T'_{ar,m}^4 + \\
 & 2.85078E - 14 * T'_{ar,m}^3 - 5.04590E - 11 * T'_{ar,m}^2 + 7.15605E - 8 * T'_{ar,m}^1 + 1.92332E - 6 * \\
 & T'_{ar,m}^0, \quad R^2 = 99.97\% \quad (38)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 c_{p,ar} = & 1.71925E - 17 * T'_{ar,m}^6 - 2.12498E - 13 * T'_{ar,m}^5 + 1.00872E - 9 * T'_{ar,m}^4 - \\
 & 2.29615E - 6 * T'_{ar,m}^3 + 2.54669E - 3 * T'_{ar,m}^2 - 1.05434E * T'_{ar,m}^1 + 1.13750E * T'_{ar,m}^0, \\
 & R^2 = 99.80\% \quad (39)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{ar} = & 6.66714E - 22 * T'_{ar,m}^6 - 8.76219E - 18 * T'_{ar,m}^5 + 4.18652E - 14 * T'_{ar,m}^4 - \\
 & 8.47080E - 11 * T'_{ar,m}^3 + 6.08050E - 8 * T'_{ar,m}^2 + 5.20919E - 5T'_{ar,m}^1 + 8.44435E - 3 * \\
 & T'_{ar,m}^0, \quad R^2 = 99.99\% \quad (40)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{ar} = & 9.7063e - 21 * T'_{ar,m}^6 - 1.26395E - 16 * T'_{ar,m}^5 + 6.2193E - 13 * T'_{ar,m}^4 - 1.4330 - 9 * \\
 & T'_{ar,m}^3 + 1.65162E - 6 * T'_{ar,m}^2 - 8.6796E - 4T'_{ar,m}^1 + 8.35057E - 1 * T'_{ar,m}^0, \quad R^2 = 99.99\% \\
 & (41)
 \end{aligned}$$

No entanto, estes valores precisam ser corrigidos para ar úmido.

Conforme gráfico abaixo, tais retas são dadas por

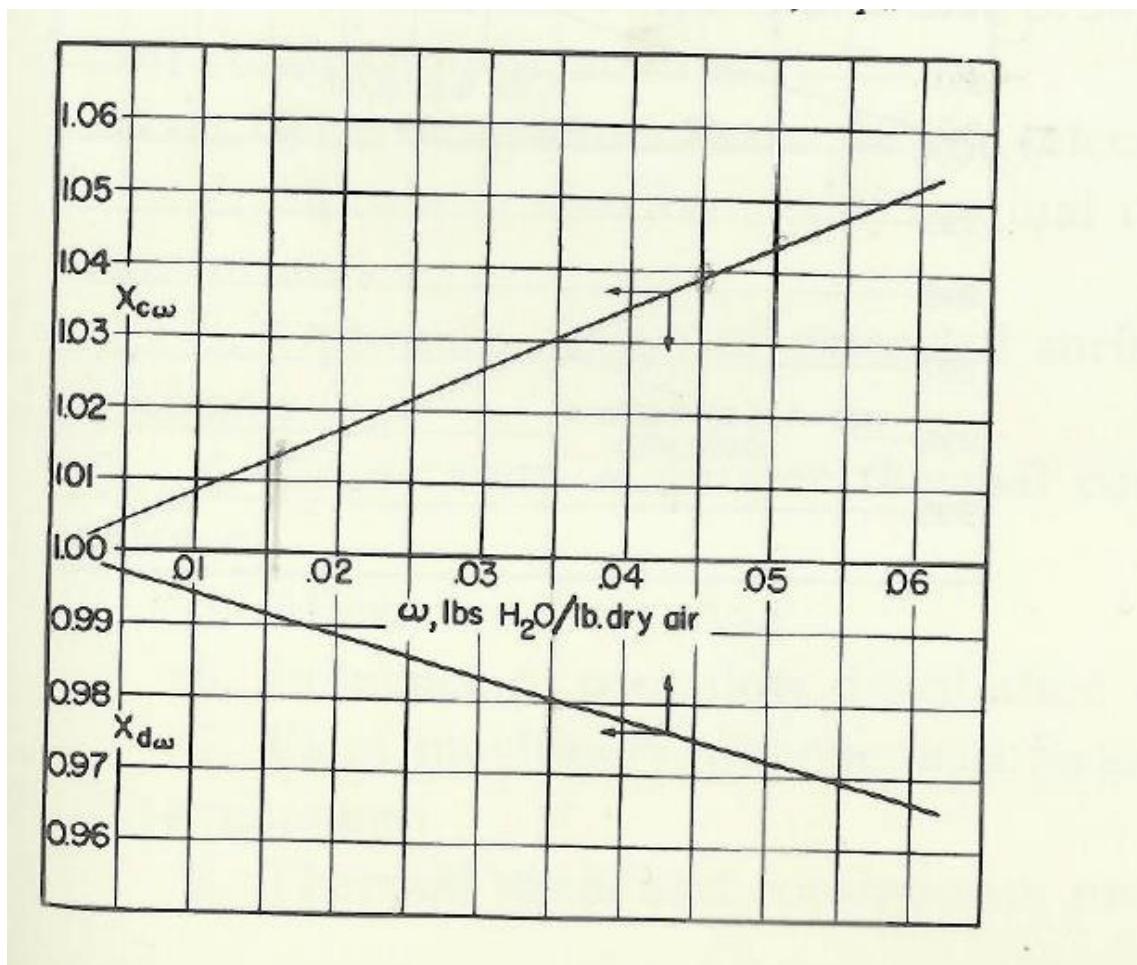


Figura 6.4-2 Fatores de correção para ar úmido [4]

$$X_{d,\omega} = -0.5 \cdot \omega + 0.9975 \quad (42)$$

$$X_{c,\omega} = 0.85 \cdot \omega + 1.0025 \quad (43)$$

Onde $c_{p,ar} = X_{c,\omega} \cdot c_{p,ar\text{seco}}$ e $\rho_{ar} = X_{d,\omega} \cdot \rho_{ar\text{seco}}$

Assim finalmente poderemos calcular os volumes específicos do ar. Da equação dos gases ideais:

$$v_1 = \frac{1}{X_{d,\omega}} \cdot \frac{R.T_{ar,1}}{P_{ar,1}} \quad (44)$$

Será estimada uma perda de pressão de 1% no lado ar, valor que incidirá numa reiteração do processo caso seja divergente do valor final calculado.

Então:

$$v_2 = \frac{1}{X_{d,\omega}} \cdot \frac{R.T'_{ar,2}}{0,99.P_{ar,1}} \quad (45)$$

O volume específico do ar também não varia linearmente ao longo do processo, logo seu valor médio é calculado da seguinte maneira:

$$v_m = v_1 \frac{P_{ar,1} \cdot T'_{ar,m}}{0,995 \cdot P_{ar,1} \cdot T_{ar,1}} \quad (46)$$

Assim como para o ar, as propriedades de transporte da água foram obtidas a partir de um diagrama semelhante e as curvas foram ajustadas pelo mesmo processo.

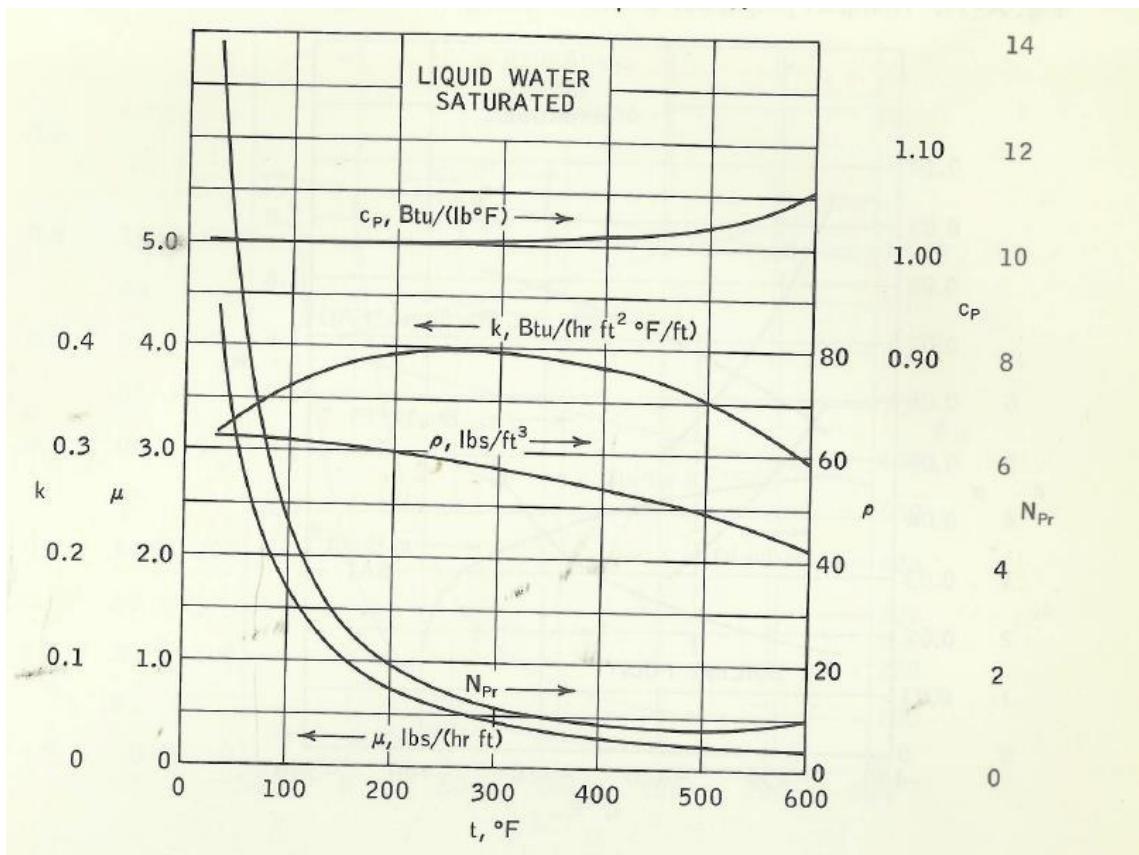


Figura 6.4-3 Propriedades de transporte da água líquida saturada [4]

$$\begin{aligned}
 \mu_{ag} = & -1.34269E - 16 * T'_{ag,m}^6 + 3.25809E - 13 * T'_{ag,m}^5 - 3.19003E - 10 * T'_{ag,m}^4 + \\
 & 1.60038E - 7 * T'_{ag,m}^3 - 4.28299E - 5 * T'_{ag,m}^2 + 2.65982E - 3 * T'_{ag,m}^1 - 2.73142E - 1 * \\
 & T'_{ag,m}^0, \quad R^2 = 99.59\% \quad (47)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 c_{p,ag} = & +7.70997E - 13 * T'_{ag,m}^6 - 1.28618E - 9 * T'_{ag,m}^5 + 8.03143E - 7 * T'_{ag,m}^4 - \\
 & 2.13671E - 4 * T'_{ag,m}^3 + 1.39070E - 2 * T'_{ag,m}^2 + 3.21116E0 * T'_{ag,m}^1 + 3.53356E3 * T'_{ag,m}^0, \\
 & R^2 = 99.77\% \quad (48)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{ag} = & +6.89156E - 16 * T'_{ag,m}^6 - 2.01639E - 12 * T'_{ag,m}^5 + 2.35006E - 9 * T'_{ag,m}^4 - \\
 & 1.39836E - 6 * T'_{ag,m}^3 + 4.41756E - 4 * T'_{ag,m}^2 - 6.80276E - 2 * T'_{ag,m}^1 + 4.36200E0 * T'_{ag,m}^0, \\
 & R^2 = 99.93\% \quad (49)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Pr_{ag} = & -7.89342E - 13 * T'_{ag,m}^6 + 1.94218E - 9 * T'_{ag,m}^5 - 1.93386E - 6 * T'_{ag,m}^4 + \\
& 9.90764E - 4 * T'_{ag,m}^3 - 2.72541E - 1 * T'_{ag,m}^2 + 3.74517E1 * T'_{ag,m}^1 - 1.92912E3 * T'_{ag,m}^0, \\
R^2 = & 99.76\%
\end{aligned} \tag{50}$$

$$\begin{aligned}
\rho_{ag} = & -1.85954E - 13 * T'_{ag,m}^6 + 2.72188E - 10 * T'_{ag,m}^5 - 9.41744E - 8 * T'_{ag,m}^4 - \\
& 4.40311E - 5 * T'_{ag,m}^3 + 3.822276E - 2 * T'_{ag,m}^2 - 9.70169E0 * T'_{ag,m}^1 + 1.92707E3 * T'_{ag,m}^0, \\
R^2 = & 99.96\%
\end{aligned} \tag{51}$$

6.5 Número de Reynolds

Em ambos os lados ar e água é calculado da mesma forma – através da velocidade mássica máxima G.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{fr} \cdot \sigma} \tag{52}$$

$$Re = \frac{4 \cdot r_h \cdot G}{\mu} \tag{53}$$

6.6 Número de Stanton e fator de atrito

Lado ar:

O fator de atrito f e o fator j de Colburn foram obtidos através da tabulação das curvas características de cada trocador e ajuste por polinômio do sexto grau através do método dos mínimos quadrados.

Estas equações tem a forma:

$$\begin{aligned}
f(Re) = & a_1 \cdot (0.001 * Re)^6 + a_2 \cdot (0.001 * Re)^5 + a_3 \cdot (0.001 * Re)^4 + a_4 \cdot (0.001 * Re)^3 + \\
& a_5 \cdot (0.001 * Re)^2 + a_6 \cdot (0.001 * Re)^1 + a_7 \cdot (0.001 * Re)^0
\end{aligned} \tag{54}$$

$$j(Re) = b_1 \cdot (0.001 * Re)^6 + b_2 \cdot (0.001 * Re)^5 + b_3 \cdot (0.001 * Re)^4 + b_4 \cdot (0.001 * Re)^3 + \\ b_5 \cdot (0.001 * Re)^2 + b_6 \cdot (0.001 * Re)^1 + b_7 \cdot (0.001 * Re)^0 \quad (55)$$

Cujos coeficientes estão tabelados abaixo:

Tabela 6.6-1 - Coeficientes fator de atrito f

Trocador	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	R2
11.32-0.7378R	7.31E-06	-2.29E-04	2.82E-03	-1.73E-02	5.60E-02	-9.35E-02	9.17E-02	97.58%
9.29-0.7378R	1.05E-06	-4.50E-05	7.59E-04	-6.41E-03	2.83E-02	-6.26E-02	8.29E-02	99.02%
9.68-0.87R	9.10E-05	-1.83E-03	1.45E-02	-5.80E-02	1.23E-01	-1.36E-01	9.07E-02	99.63%
9.1-0.7378	1.03E-06	-4.38E-05	7.36E-04	-6.18E-03	2.74E-02	-6.25E-02	7.77E-02	99.44%
9.68-0.87	2.34E-06	-9.24E-05	1.42E-03	-1.07E-02	4.10E-02	-7.64E-02	6.75E-02	97.80%

Tabela 6.6-2 - Coeficientes fator j de Coulburn

Trocador	b1	b2	b3	b4	b5	b6	b7	R2
11.32-0.7378R	2.12E-06	-6.61E-05	8.10E-04	-4.96E-03	1.60E-02	-2.61E-02	2.42E-02	99.51%
9.29-0.7378R	8.38E-07	-2.92E-05	4.00E-04	-2.75E-03	9.95E-03	-1.86E-02	2.18E-02	99.70%
9.68-0.87R	7.84E-07	-2.50E-05	3.13E-04	-1.96E-03	6.46E-03	-1.12E-02	1.41E-02	98.97%
9.1-0.7378	9.84E-07	-3.35E-05	4.52E-04	-3.06E-03	1.11E-02	-2.12E-02	2.32E-02	99.78%
9.68-0.87	4.98E-07	-2.13E-05	3.43E-04	-2.66E-03	1.03E-02	-1.92E-02	1.71E-02	98.58%

As curvas características foram extraídas dos diagramas abaixo:

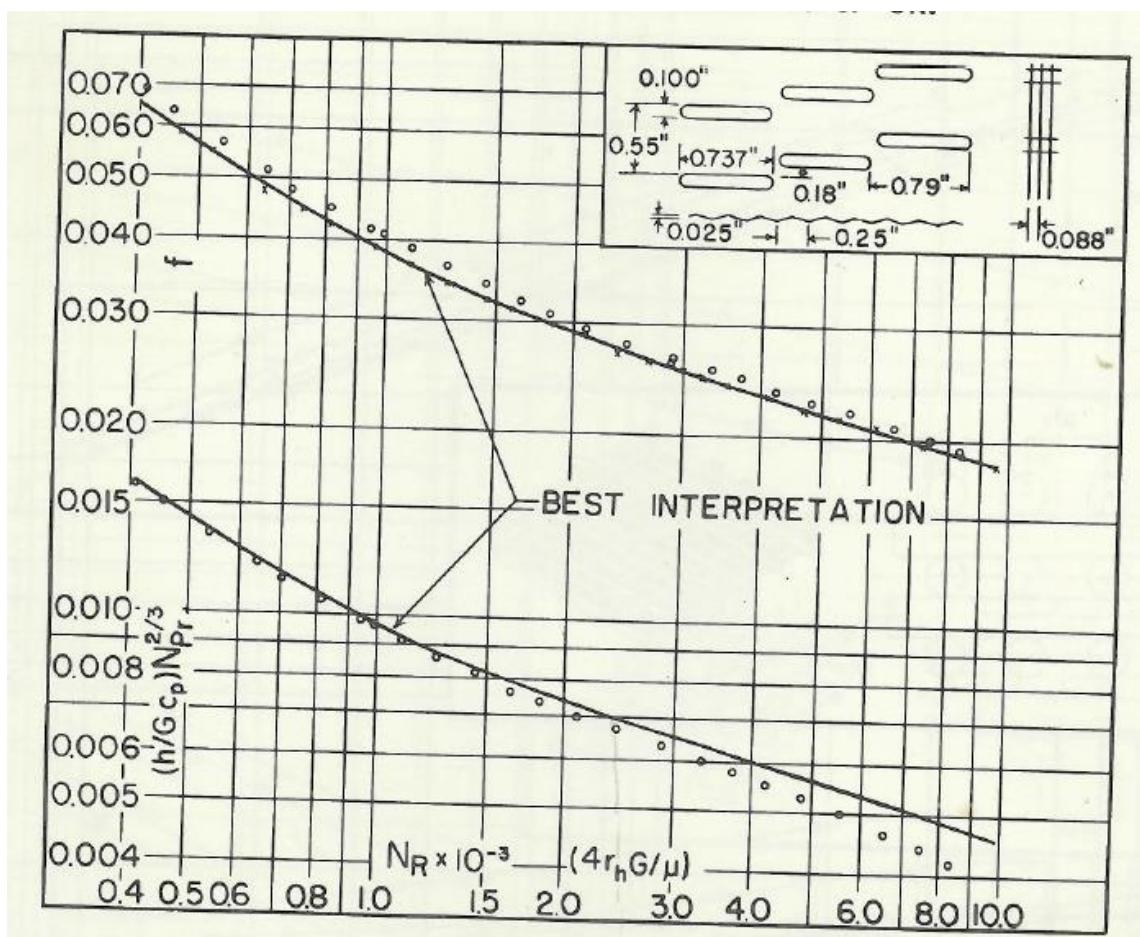


Figura 6.6-1 - Curvas características trocador 11.32-0.7378R [4]

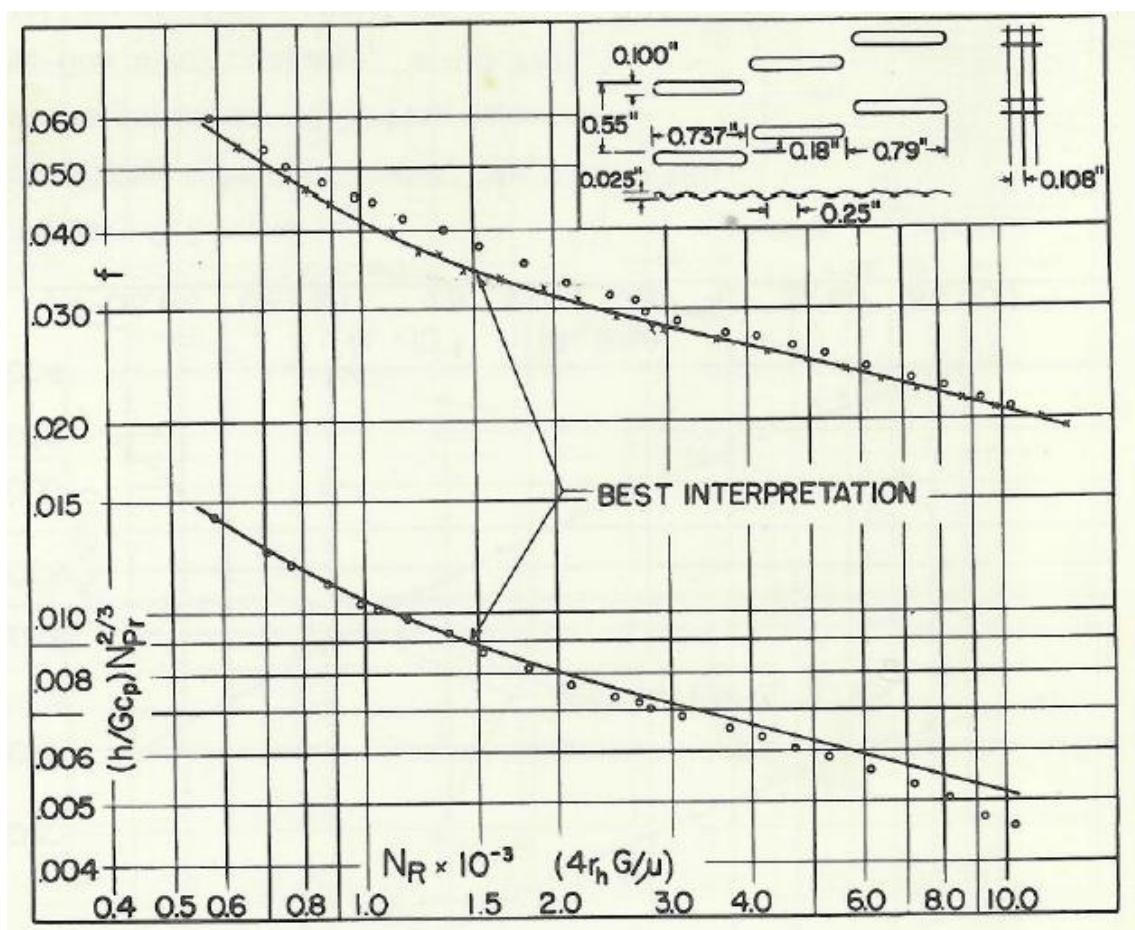


Figura 6.6-2 Curvas características trocador 9.29-0.737-SR [4]

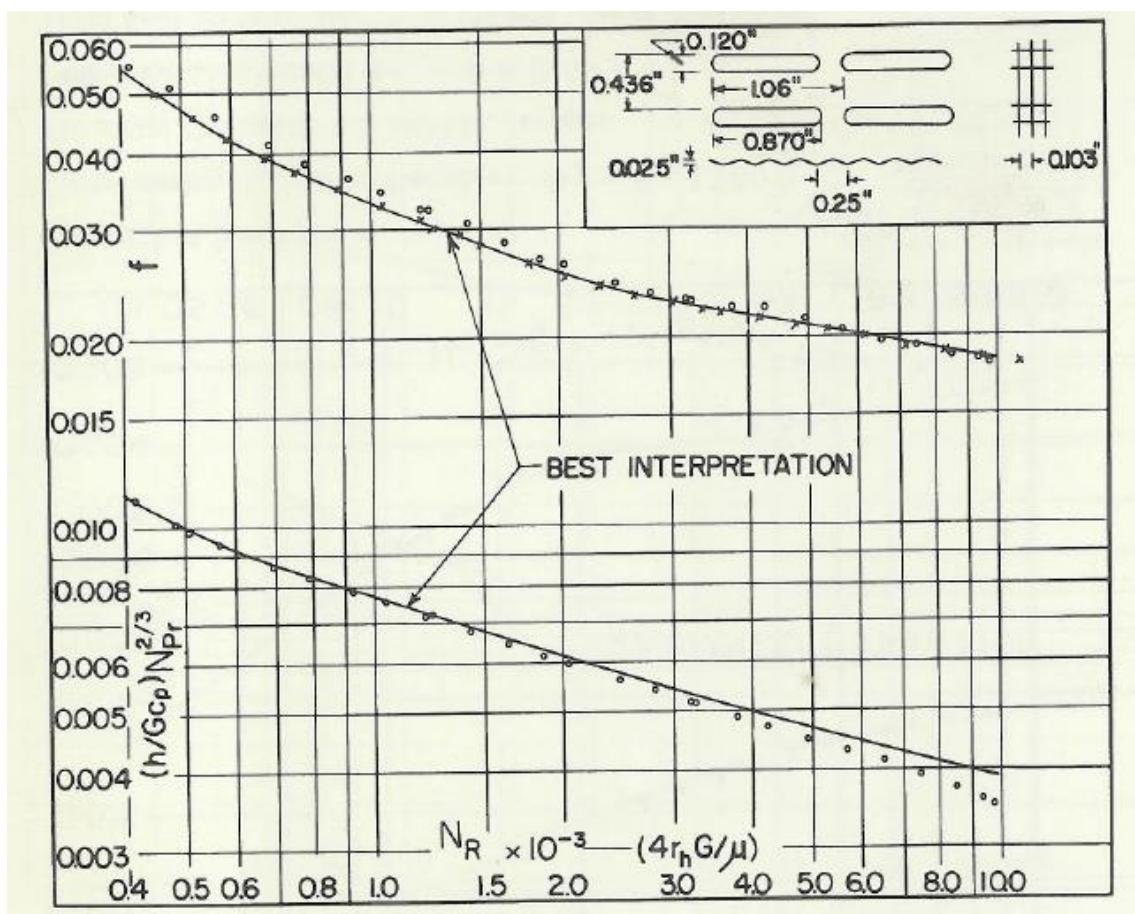


Figura 6.6-3 Curvas características trocador 9.68-0.87-R [4]

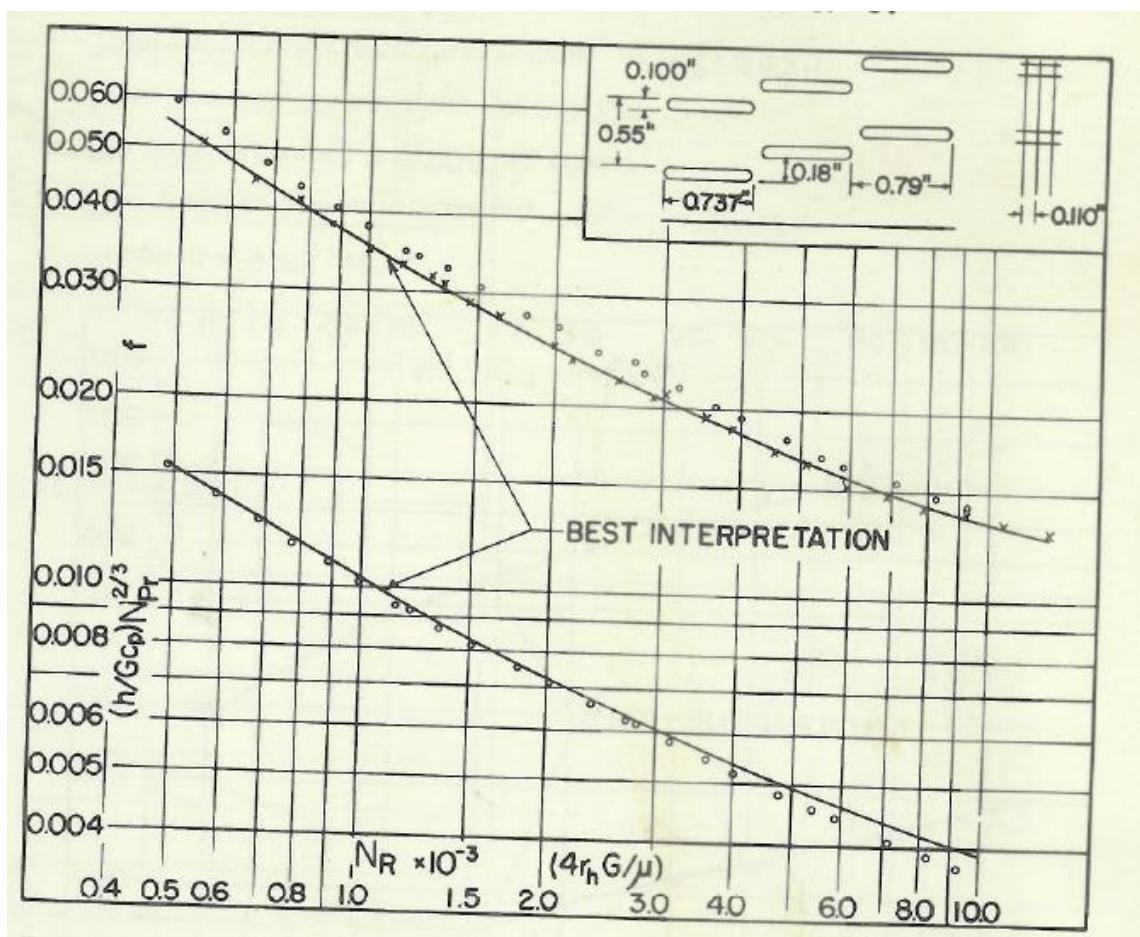


Figura 6.6-4 Curvas características trocador 9.1-0.737-S [4]

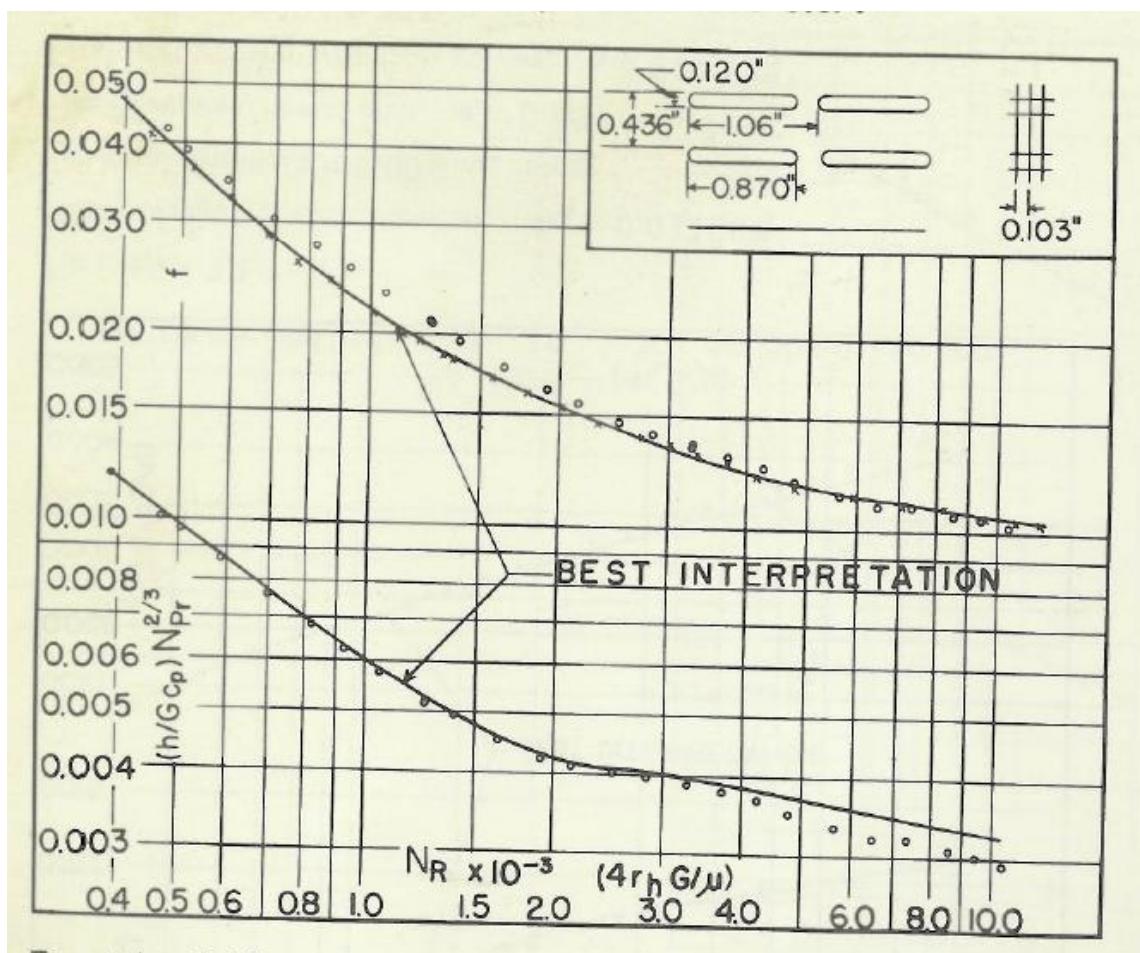


Figura 6.6-5 Curvas características trocador 9.68-0.87 [4]

O número de Stanton então:

$$St_{ar} = \frac{j}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (56)$$

Lado água:

O número de Nusselt é obtido do diagrama abaixo:

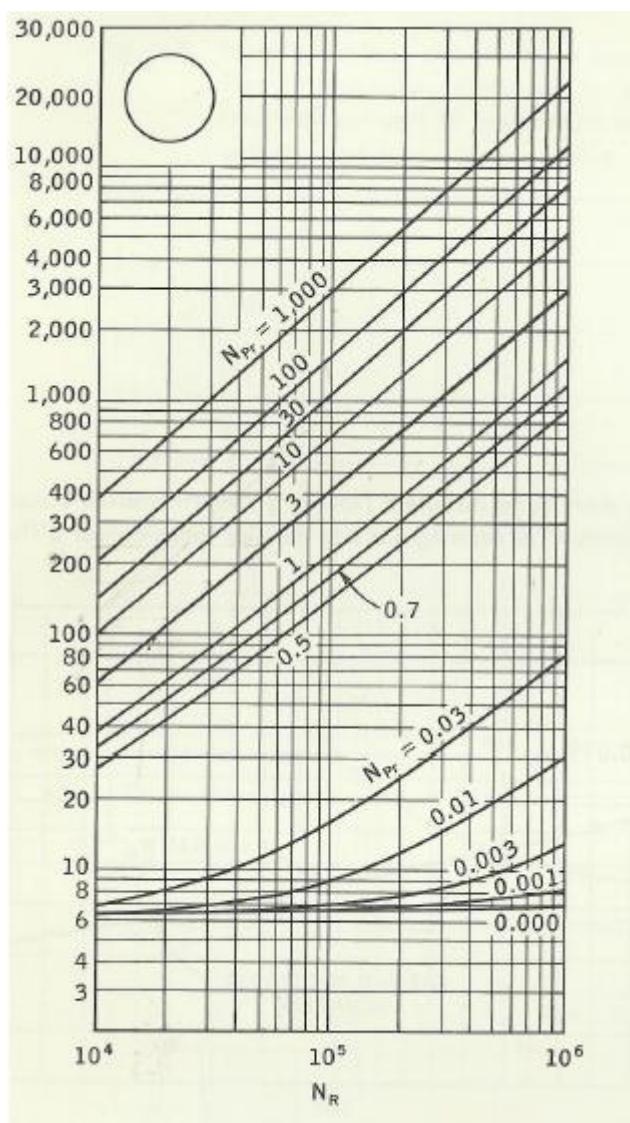


Figura 6.6-6 Número de Nusselt em escoamentos turbulentos em tubos circulares com taxas de transferência de calor constantes por unidade de comprimento e perfis de velocidade e temperatura plenamente desenvolvidos [4]

Este diagrama foi tabelado e é interpolado pela função em anexo

MATRIX_INTERP.

Tabela 6.6-3 Nu X (Re X Pr)

Nu	Pr										
Re	0.001	0.01	0.03	0.05	0.07	1.00	3.00	10.00	30.00	100.00	1,000.00
1.00E+04	6.18	6.18	6.55	23.80	29.61	35.21	54.18	89.51	89.51	122.25	321.24
2.00E+04	5.92	6.30	7.62	37.36	46.12	55.51	93.94	154.66	154.66	219.93	577.08
3.00E+04	6.07	6.63	8.41	49.97	62.01	76.48	131.52	213.89	213.89	311.08	815.20

4.00E+04	6.02	6.74	9.44	61.54	77.35	94.74	164.92	273.85	273.85	392.27	1,081.93
5.00E+04	6.07	7.04	10.21	71.31	89.37	112.15	196.77	331.74	331.74	473.46	1,346.90
6.00E+04	6.13	7.33	10.98	83.64	101.23	126.81	227.88	388.75	388.75	575.79	1,538.74
7.00E+04	6.13	7.59	11.89	93.36	112.44	143.43	262.35	438.09	438.09	662.19	1,724.77
8.00E+04	6.17	7.85	12.75	103.22	123.60	159.70	299.16	486.27	486.27	730.96	1,916.43
9.00E+04	6.18	8.11	13.63	113.48	138.34	175.79	333.67	535.85	535.85	799.73	2,113.19
1.00E+05	6.18	8.37	14.42	123.67	154.09	191.87	357.15	587.48	587.48	868.51	2,317.54
2.00E+05	6.45	10.78	21.68	204.97	255.37	323.03	595.58	1,024.32	1,024.32	1,622.90	4,301.39
3.00E+05	6.51	12.74	30.14	282.16	349.75	446.51	837.38	1,453.46	1,453.46	2,227.91	6,098.15
4.00E+05	6.86	15.52	35.79	357.01	442.42	561.57	1,062.91	1,854.00	1,854.00	2,884.95	7,548.85
5.00E+05	6.93	17.18	42.63	422.86	525.44	668.51	1,271.73	2,247.64	2,247.64	3,563.72	9,438.57
6.00E+05	7.05	19.47	48.10	489.40	604.19	769.51	1,474.82	2,596.19	2,596.19	4,193.47	11,075.10
7.00E+05	7.19	21.63	53.45	551.82	698.88	870.50	1,691.21	2,931.85	2,931.85	4,756.75	12,515.92
8.00E+05	7.30	23.11	61.00	612.92	781.09	972.26	1,913.25	3,311.15	3,311.15	5,353.16	13,894.95
9.00E+05	7.36	25.16	65.14	698.83	857.47	1,074.65	2,093.70	3,660.36	3,660.36	6,013.74	15,287.28
1.00E+06	7.42	27.26	71.49	758.69	930.99	1,171.31	2,256.98	3,962.42	3,962.42	6,440.72	16,847.31

E o fator de atrito é obtido conforme expressões do diagrama abaixo, então:

$$f = 0.079 * Re^{-0.25}, \text{ se } Re < 1.00E6 \quad (57)$$

$$f = 0.046 * Re^{-0.20}, \text{ se } Re \geq 1.00E6 \quad (58)$$

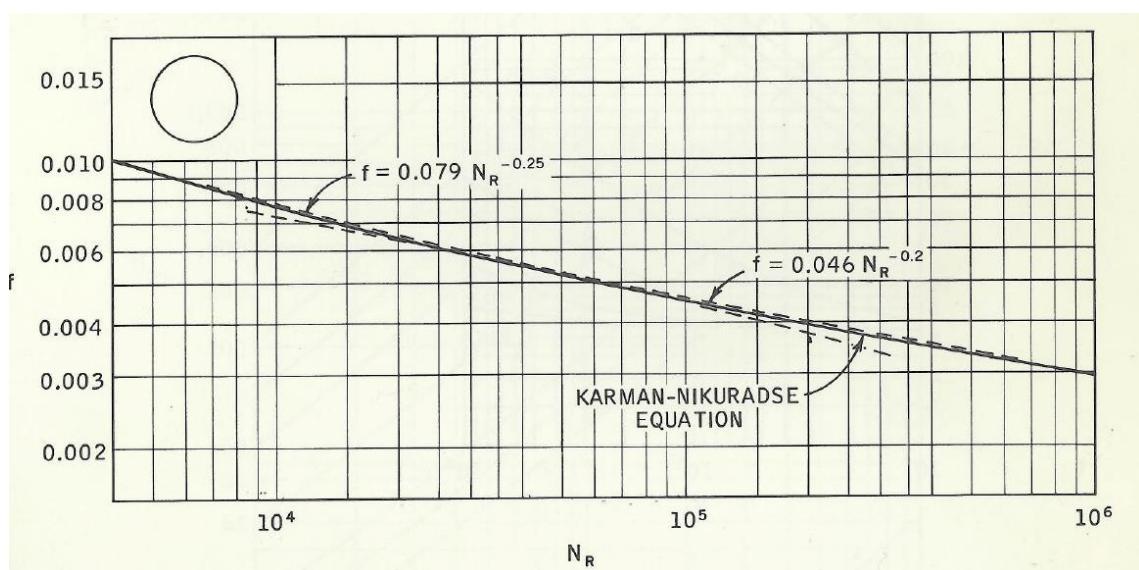


Figura 6.6-7 - Fator de atrito em função do número de Reynolds para escoamentos plenamente desenvolvidos in tubos circulares [4]

O uso de tubos circulares é uma aproximação para o presente caso de tubos achatados, no entanto não é necessária grande acurácia na estimativa do fator de atrito para o lado água [4].

6.7 Coeficiente de transferência de calor

Lado ar:

É dado por:

$$h_{ar} = St \cdot G \cdot c_{p,ar} \quad (59)$$

Lado água:

É dado por:

$$h_{ag} = \frac{Nu \cdot k}{4r_{h,ag}} \quad (60)$$

6.8 Efetividade das aletas – η_f

É obtido do diagrama abaixo (a ser tabelado nas unidades do SI) a partir dos parâmetros $m \cdot l$ e re/ri , onde $m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{ar}}{\delta \cdot k_{ar}}}$ e $l = re - ri$.

O diagrama abaixo foi tabelado e ajustado por um polinômio de terceiro grau através do método dos mínimos quadrados ($R^2=99.7\%$) para o caso particular de aletas retas ($r_0/ri = 1$)

$$\eta_f = 0.052788 * (m \cdot l)^3 - 0.180192 * (m \cdot l)^2 - 0.116755 * (m \cdot l) + 1.013531 \quad (61)$$

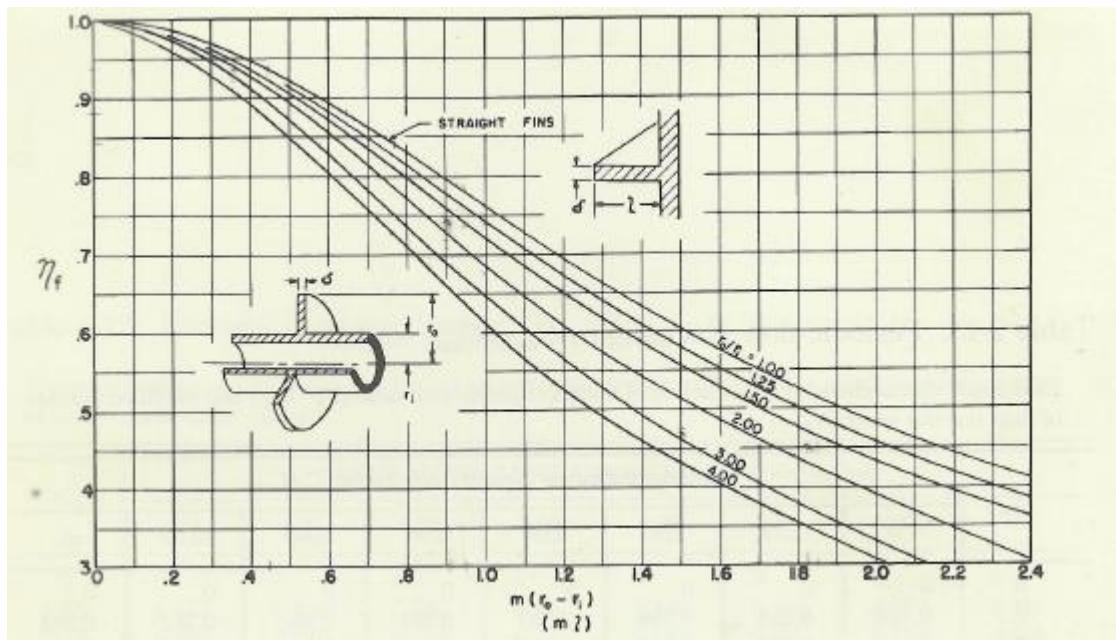


Figura 6.8-1 Efetividade de transferencia de calor [4]

6.9 Efetividade da superfície - η_o

É calculado por:

$$\eta_o = 1 - \beta_a(1 - \eta_f) \quad (62)$$

6.10 Coeficiente global de transferência de calor – U

É dado por:

$$U = \left(\frac{1}{\eta_o \cdot h_{ar}} + \frac{1}{(\frac{\alpha_{ag}}{\alpha_{ar}}) \cdot h_{ag}} \right)^{-1} \quad (63)$$

6.11 NUT e efetividade do trocador de calor

Sejam as capacidades caloríficas do ar e água dados por

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (64)$$

E,

$$C_{min} = \min(C_{ar}, C_{ag}) \quad (65)$$

$$NUT = \frac{A_{ar} \cdot U}{C_{min}} = \frac{\alpha_{ar} \cdot V \cdot U}{C_{min}} \quad (66)$$

A efetividade ξ :

$$\varepsilon = f(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}) \quad (67)$$

É encontrada na tabela abaixo:

Tabela 6.11-1 Efetividade em função de NUT e Cmin/Cmax

ξ	Cmin/Cmax					
	NUT	0	0.25	0.5	0.75	1
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
0.25	0.221	0.215	0.209	0.204	0.199	
0.50	0.393	0.375	0.358	0.341	0.326	
0.75	0.528	0.495	0.466	0.439	0.413	
1.00	0.632	0.588	0.547	0.510	0.476	
1.25	0.714	0.660	0.610	0.565	0.523	
1.50	0.777	0.716	0.660	0.608	0.560	
1.75	0.826	0.761	0.700	0.642	0.590	
2.00	0.867	0.797	0.732	0.671	0.614	
2.50	0.918	0.851	0.783	0.716	0.652	
3.00	0.950	0.888	0.819	0.749	0.681	
3.50	0.970	0.915	0.848	0.776	0.704	
4.00	0.982	0.934	0.869	0.797	0.722	
4.50	0.989	0.948	0.887	0.814	0.737	
5.00	0.993	0.959	0.901	0.829	0.751	
6.00	0.997	0.974	0.924	0.853	0.772	

7.00	0.999	0.983	0.940	0.871	0.789
∞	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

6.12 Temperaturas de saída

Conforme definição de efetividade:

$$\xi = \frac{q}{q_{max}} \quad (68)$$

$$q = C_{ar} \cdot (T_{ar,2} - T_{ar,1}) \quad (69)$$

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{ar,1} - T_{ag,1}) \quad (70)$$

Logo, a temperatura de saída do ar é dado por:

$$T_{ar,2} = \xi \cdot (T_{ar,1} - T_{ag,1}) + T_{ar,1} \quad (71)$$

Igualando as transferências de calor:

$$T_{ag,2} = \frac{C_{ar}}{C_{ag}} \cdot (T_{ar,1} - T_{ar,2}) + T_{ag,1} \quad (72)$$

6.13 Perda de pressão

No lado ar é dada por:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g} \cdot \frac{v_1}{P_1} \cdot \left[(1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \cdot \frac{A}{A_c} \cdot \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (73)$$

No lado água o volume específico é constante, logo:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2g} \cdot v \cdot f \cdot \frac{A}{A_c} \quad (74)$$

6.14 Calor trocado

O calor trocado é dado por

$$Q = C_{ar} \cdot (T_{ar,2} - T_{ar,1}) = C_{ag} \cdot (T_{ag,2} - T_{ag,1}) \quad (75)$$

7 EXEMPLO DE EXERCÍCIO DE ANÁLISE DE TROCADOR DE CALOR

A seguir será demonstrado um exemplo de como a planilha de cálculo resolve um problema de análise de trocador de calor:

7.1 Dados de entrada

Tabela 7.1-1 Dados de entrada

Variavel	Símbolo	Valor	Unidade
Dados de entrada lado ar			
Vazão mássica ar	m_{ar}	25.20	kg/s
Umidade do ar	ω_{ar}	0.015	kg agua/kg ar
Temperatura entrada ar	$T_{ar,1}$	400	K
Pressao entrada ar	$P_{ar,1}$	274	Kpa
Dados de entrada lado agua			
Vazão mássica agua	m_{ag}	50.4	kg/s
Temperatura entrada agua	$T_{ag,1}$	288.7	K
Dados de entrada trocador			
Modelo de trocador	-	11.32-0.737-SR	
Dimensao 1 lado água/ Dimensao 1 lado ar	L_1	0.61	m
Dimensao 2 lado água	L_2	0.48	m
Dimensao 2 lado ar	L_3	1.63	m
Área frontal ar	$A_{fr,ar}$	0.99	m^2
Área frontal agua	$A_{fr,ag}$	0.29	m^2
Volume total	V	0.48	m^3

7.2 Geometria do trocador

Tabela 7.2-1 Geometria do trocador

Geometria do trocador	Variavel	Símbolo	Valor	Unidade
Parâmetros geométricos lado ar				
Diametro hidraulico passagem de ar	$r_{h,ar}$	0.00088	m	
Area de transferencia/Volume total	a_{ar}	886	m^2/m^3	
Area aletas/Area total	β_{ar}	0.845	-	
Área fluxo/Área frontal	σ_{ar}	0.78	-	
Espessura aletas	δ	0.0001	m	
Comprimento das aletas	l	0.0057	m	
Parâmetros geométricos lado água				

Largura externo tubo	$l_{2,tube}$	0.0187	m
Altura externo tubo	$h_{2,tube}$	0.00254	m
Largura interno tubo	$l_{1,tube}$	0.02	m
Altura interno tubo	$h_{1,tube}$	0.0020	m
Área frontal do tubo	$A_{fr,tube}$	0.0003	m ²
Área fluxo do tubo	$A_{fl,tube}$	0.00004	m ²
Inside periphery do tubo	$A_{ph,tube}$	0.00098	m ²
Área fluxo/Área frontal	σ_{ag}	0.129	-
Area de transferencia/Volume total	α_{ag}	138.1	m ² /m ³
raio hidraulico passagem de agua	$r_{h,ag}$	0.0009	m

7.3 Propriedades dos fluidos

Tabela 7.3-1 Propriedades dos fluidos

Propriedades dos fluidos			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Estimativas das temperaturas			
Temperatura saida ar, estimativa	$T'_{ar,2}$	297	K
Temperatura saida agua, estimativa	$T'_{ag,2}$	300	K
Diferenca de temperaturas 1	ΔT_1	100	K
Diferenca de temperaturas 2	ΔT_2	8	K
Temperatura media ar, estimativa	$T'_{ar,m}$	334	K
Temperatura media agua, estimativa	$T'_{ag,m}$	294	K
Propriedades do ar avaliadas a 334 K			
viscosidade dinamica ar	μ_{ar}	1.99E-05	Pa.s
Calor especifico ar seco a pressao cte	$cp_{,ar}$	1,005	J/(kg.K)
Condutividade termica ar	K_{ar}	0.029	W/(K.m)
Numero de Prandtl	Pr	0.70	-
Fator correcao calor especifico	$X_{c,ar}$	1.0126	-
Fator correcao volume especifico	$X_{d,ar}$	0.9915	-
Calor especifico ar	$cp_{,ar}$	1,017	J/(kg.K)
Constante dos gases perfeitos para ar	R	287.053	J/(K.kg)
volume especifico de entrada	v_1	0.42302	m ³ /kg
volume especifico de saida	v_2	0.31750	m ³ /kg
volume especifico de medio	vm	0.35691	m ³ /kg
Propriedades do agua avaliadas a 294 K			
viscosidade dinamica agua	μ_{ag}	9.76E-04	Pa.s
Calor especifico ar seco a pressao cte	$cp_{,ag}$	4,187	J/(kg.K)
Condutividade termica agua	K_{ag}	0.60	W/(K.m)
Numero de Prandtl	Pr	6.80	-
Volume especifico agua	μ_{ag}	0.001	m ³ /kg

7.4 Número de Reynolds

Tabela 7.4-1 Número de Reynolds

Números de Reynolds			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Ar			
Velocidade massica maxima	G_{ar}	33	kg/sm ²
Reynolds Ar	Re_{ar}	5,745	-
Agua			
Velocidade massica maxima	G_{ag}	1,328	kg/sm ²
Reynolds Agua	Re_{ag}	5079	-

7.5 Número de Stanton e fator de atrito

Tabela 7.5-1 Número de Stanton e fator de atrito

Número de Stanton e fator de atrito f			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Ar			
fator de atrito	f	0.021	-
fator de Coulburn	j	0.0054	-
Numero de Stanton ar	St	0.0068	-
Agua			
Numero Nusselt agua	Nu	55	-
fator de atrito	f	0.009	

7.6 Coeficiente de transferência de calor por convecção

Tabela 7.6-1 Coeficiente de transferencia de calor por conveccao

Coeficiente de transferência de calor por convecção			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Coeficiente transferencia calor ar	h_{ar}	227.2	W/m2K
Coeficiente transferencia calor agua	h_{ag}	8,854	W/m2K

7.7 Efetividade das aletas – η_f

Tabela 7.7-1Efetividade das aletas

Efetividade das aletas			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Conductividade térmica alumínio	K_{al}	173	W/K.m
-	m	12,505	m^{-1}
-	ml	71.5	-
Efetividade das aletas	η_f	79.0%	-

7.8 Efetividade da superfície - η_o

Tabela 7.8-1Efetividade de superficie

Efetividade superficie			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Efetividade superficie	η_o	82.3%	-

7.9 Coeficiente global de transferência de calor – U

Tabela 7.9-1Coeficiente global de transferencia de calor

Coeficiente global transferencia de calor			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Coeficiente global transferencia de calor	U	164.61	W/m2K

7.10 NUT e efetividade do trocador de calor

Tabela 7.10-1 NUT e efetividade do trocador de calor

NUT e ξ			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Capacidade calorifica ar	C_{ar}	25,640	J/(sK)
Capacidade calorifica agua	C_{ag}	211,011	J/(sK)
Capacidade calorifica maximo	C_{max}	211,011	J/(sK)

Capacidade calorifica minima	C_{min}	25,640	J/(sK)
Numero de unidades de transferencia	NUT	2.72	-
Efetividade do trocador	ξ	90.0%	-

7.11 Temperaturas de saída

Tabela 7.11-1 Temperaturas de saída

Temperaturas de saída			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Temperatura saida ar	$T_{ar,2}$	300	K
Temperatura saida agua	$T_{ag,2}$	301	K

As temperaturas finais são próximas as estimativas iniciais – diferença de 0.94% para o ar e 0.35% para a água, e portanto implica em diferenças irrelevantes nas propriedades dos fluidos, não havendo necessidade de iteração do problema.

7.12 Perda de pressão

Tabela 7.12-1 Perdas de pressão

Perda de pressão			
Variavel	Simbolo	Valor	Unidade
Perda de pressao ar	$\Delta P/P$	0.73%	-
Perda de pressao agua	ΔP	14.48	Kpa

A perda de pressão do ar também a próxima a estimativa inicial, e logo não há necessidade de iteração.

8 UTILIZAÇÃO DA PLANILHA

Basta clicar no botão **Resolver Trocador** conforme figura abaixo e será lançada a janela de diálogo:

Dados Entrada			
Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Dados de entrada lado ar			
Vazão massica ar	m_{ar}	25.00	kg/s
Umidade do ar	w_{ar}	0.015	kg agua/kg ar
Temperatura entrada ar	$T_{ar,1}$	400	K
Pressao entrada ar	$P_{ar,1}$	275	Kpa
Dados de entrada lado agua			
Vazão massica agua	m_{ag}	50.0	kg/s
Temperatura entrada agua	$T_{ag,1}$	290.0	K
Dados de entrada trocador			
Dimensao 1 lado agua/ Dimensao 1 lado ar	$L1$	0.50	m
Dimensao 2 lado agua	$L2$	0.60	m
Dimensao 2 lado ar	$L3$	1.00	m
Área frontal ar	$A_{fr,ar}$	0.50	m ²
Área frontal agua	$A_{fr,ag}$	0.30	m ²
Volume total	V	0.30	m ³
Geometria do trocador			
Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Parâmetros geométricos lado ar			
Raio hidráulico passagem de ar	$r_{h,ar}$	8.99E-04	m
Área de transferencia/Volume total	q_{ar}	751	m ² /m ³
Área aletas/Área total	β_{ar}	0.80	-
Área fluxo/Área frontal	σ_{ar}	0.70	-
Espessura aletas	δ	1.02E-04	m
Comprimento das aletas	l	0.00401	m
Parâmetros geométricos lado água			
Raio hidráulico passagem de agua	$r_{h,ag}$	9.21E-04	m
Largura externa tubo	$b_{t,fin}$	2.21E-02	m
Altura externa tubo	$h_{e,fin}$	3.05E-03	m
Largura fluxo livre	$b_{f,fin}$	2.69E-02	m
Altura fluxo livre	$h_{f,fin}$	1.11E-02	m
Área frontal tubo	$A_{fr,tb}$	2.98E-04	m ²
Área fluxo livre tubo	$A_{fr,tb}$	5.50E-05	m ²
Área fluxo/Área frontal	σ_{ag}	0.185	-
Número de tubos	n	1.006	-
Área de transferencia	A_{tr}	51	m ²
Área de transferencia/Volume total	q_{ag}	169	m ² /m ³

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Estimativas iniciais			
Efetividade do trocador	ϵ	80.00%	-
Calor específico a pressao cte ar	$c_{p,ar}$	1.000	J/kgK
Calor específico a pressao cte agua	$c_{p,ag}$	4.000	J/kgK
Perda de pressao ar	Δp_a	1.00%	-
Condições de parada processo iterativo			
Temperatura de saída ar	$T_{ar,2}$	10.00	K
Temperatura de saída agua	$T_{ag,2}$	10.00	K
Perda de pressao ar	Δp_a	0.50%	-
Número maximo de iteracoes	n	100	-

Modelo do Trocador	9.68-0.87
--------------------	-----------

Resolver Trocador

Figura 8-1- Caixa de diálogo - Inserir parâmetros de entrada

Nesta janela entra-se com os parâmetros de entrada e então se clica em **Resolução do trocador** e o programa retorna as variáveis de saída para todos os modelos estudados.

Resolução de trocadores de calor em fluxo cruzado

Condições de operação	Estimativas iniciais					
Vazão mássica ar (kg/s)	0.8					
Umidade do ar (kg vapor/kg ar seco)	1000					
Temperatura de entrada do ar (K)	4000					
Pressão de entrada do ar (kPa)	4000					
Vazão mássica água (kg/s)	0.01					
Temperatura de entrada do água (K)	290					
Dimensões externas do trocador	Condições de parada do processo iterativo					
Dimensão 1 - comum lado ar/lado água (m)	Precisão temperatura de saída ar (K)					
0.5	10					
Dimensão 2 - lado água (m)	Precisão temperatura de saída água (K)					
0.6	10					
Dimensão 3 - lado ar (m)	Precisão perda de pressão ar (%)					
1	0.005					
Resolução do trocador						
Condições de saída	Número máximo de iterações					
Modelo de trocador	Efetividade	Temperatura de saída ar (K)	Temperatura de saída água (K)	Perda de pressão ar (%)	Perda de pressão água (kPa)	Calor Trocado (kW)
11.32-0.7378R						
9.29-0.7378R						
9.68-0.87R						
9.1-0.7378						
9.68-0.87						

Figura 8-2 - Caixa de diálogo - parâmetros de entrada

Resolução de trocadores de calor em fluxo cruzado

Condições de operação	Estimativas iniciais					
Vazão mássica ar (kg/s)	0.8					
Umidade do ar (kg vapor/kg ar seco)	1000					
Temperatura de entrada do ar (K)	4000					
Pressão de entrada do ar (kPa)	4000					
Vazão mássica água (kg/s)	0.01					
Temperatura de entrada do água (K)	290					
Dimensões externas do trocador	Condições de parada do processo iterativo					
Dimensão 1 - comum lado ar/lado água (m)	Precisão temperatura de saída ar (K)					
0.5	10					
Dimensão 2 - lado água (m)	Precisão temperatura de saída água (K)					
0.6	10					
Dimensão 3 - lado ar (m)	Precisão perda de pressão ar (%)					
1	0.005					
Resolução do trocador						
Condições de saída	Número máximo de iterações					
Modelo de trocador	Efetividade	Temperatura de saída ar (K)	Temperatura de saída água (K)	Perda de pressão ar (%)	Perda de pressão água (kPa)	Calor Trocado (kW)
11.32-0.7378R	87.88%	303.33	303.16	.68%	9.09	-2,583
9.29-0.7378R	87.09%	304.2	303.04	.64%	10.6	-2,560
9.68-0.87R	87.1%	304.19	303.04	.23%	5.7	-2,560
9.1-0.7378	99.03%	291.07	304.83	.19%	9.49	-2,911
9.68-0.87	81.66%	310.17	302.23	.39%	5.18	-2,400

Figura 8-3 - Caixa de diálogo - parâmetros de saída

9 CONCLUSÕES

Foi criada uma ferramenta que permite a análise prática e eficiente de um trocador de calor em fluxo cruzado para fluidos não misturados a partir de dados de entrada de fácil aquisição. Os resultados aqui obtidos convergem com a literatura [4] e em alguns segundos retornam as variáveis de saída de 5 trocadores de calor.

Foram obtidas a partir diagramas construídos com dados empíricos equações de fácil implementação – polinômios do sexto grau nas unidades do Sistema Internacional com baixo valor residual (R^2 maior que 99.9% para todos os casos) que permitiram a implementação computacional do método.

Obter-se-iam resultados mais consistentes se fossem levados em consideração alguns fatores que aqui foram tidos como hipóteses simplificadoras ou não considerados, como ausência de resistência de contato e deposição, escoamento uniforme em todo campo do trocador, estresse térmico e problemas de construção, uniformidade de superfícies, entre outros fatores.

Tais fatores poderiam ser levados em consideração se o problema fosse resolvido via programas de dinâmica dos fluidos, no entanto haveriam duas implicações onerosas: facilidade de aplicação do método e agilidade dos resultados.

Além disso, tais dados de entrada são de difícil aquisição – fato que adicionaria incerteza aos resultados.

Assim, os resultados obtidos são satisfatórios ao escopo do projeto.

10 REFERÊNCIAS

- [1] – BRUNETTI, F., Motores de Combustão Interna, Segunda Edição, São Paulo, Blucher, 2012
- [2] - HOLMAN, J.P., Heat Transfer, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., New York, NY. 1976
- [3] - INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Sexta Edição, Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008.
- [4] - KAYS, W. M.; LONDON, A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd Edition. Mc Graw Hill Book Company, 1984
- [5] - QUIM, N., Desenvolvimento de uma Metodologia de Simulação Aplicada ao Sistema de Arrefecimento Veicular. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2007

11 ANEXOS

11.1 Código da rotina

```
Sub Resolve_Trocador()
```

```
'Parametros de entrada
```

```
'Lado ar
```

```
'vazao massica ar [kg/s]
```

```
mar = Worksheets("Analise v2").Range("D6").Value
```

```
'Umidade do ar [kg vapor agua/kg ar seco]
```

```
war = Worksheets("Analise v2").Range("D7").Value
```

```
'Temperatura de entrada do ar [K]
```

```
Tar1 = Worksheets("Analise v2").Range("D8").Value
```

```
'Pressao de entrada do ar [KPa]
```

```
par1 = Worksheets("Analise v2").Range("D9").Value
```

```
'Lado agua
```

```
'vazao massica agua [kg/s]
```

```
mag = Worksheets("Analise v2").Range("D11").Value
```

'Temperatura de entrada do ar [K]

Tag1 = Worksheets("Analise v2").Range("D12").Value

'Geometria do trocador

'modelo do trocador

For t = 1 To 5

If t = 1 Then

Trocador = "11.32-0.7378R"

Ltrocador = 1

Elseif t = 2 Then

Trocador = "9.29-0.7378R"

Ltrocador = 2

Elseif t = 3 Then

Trocador = "9.68-0.87R"

Ltrocador = 3

Elseif t = 4 Then

Trocador = "9.1-0.7378"

Ltrocador = 4

Elseif t = 5 Then

Trocador = "9.68-0.87"

Ltrocador = 5

End If

Worksheets("Analise v2").Range("I16") = Trocador

Dim GeometriaTrocador(1 To 5, 1 To 13) As Double

Worksheets("Geometria Trocadores").Activate

For Count1 = 1 To 5

For Count2 = 1 To 13

GeometriaTrocador(Count1, Count2) = Cells(1 + Count1, 2 + Count2)

Next Count2

Next Count1

'dimensao 1 - em comum lado ar/lado agua [m]

L1 = Worksheets("Analise v2").Range("D14").Value

'dimensao 2 - lado agua [m]

L2 = Worksheets("Analise v2").Range("D15").Value

'dimensao 3 - lado ar [m]

L3 = Worksheets("Analise v2").Range("D16").Value

'Estimativas iniciais

'efetividade do trocador

e0 = Worksheets("Analise v2").Range("I6").Value

'calor especifico do ar a pressao cte [J/kgK]

cpar0 = Worksheets("Analise v2").Range("I7").Value

'calor especifico da agua a pressao cte [J/kgK]

cpag0 = Worksheets("Analise v2").Range("I8").Value

'perda de pressao da ar [1]

Dpar0 = Worksheets("Analise v2").Range("I9").Value

'Precisoes

'Temperatura de saida do ar [K]

ETar2 = Worksheets("Analise v2").Range("I11").Value

'Temperatura de saida da agua [K]

ETag2 = Worksheets("Analise v2").Range("I12").Value

'perda de pressao da ar [1]

Epa = Worksheets("Analise v2").Range("I13").Value

'numero maximo de iteracoes

imax = Worksheets("Analise v2").Range("I14").Value

'Calculos

'Dimensoes externas trocador

'Area frontal ar [m2]

Afrar = L1 * L3

Worksheets("Analise v2").Range("D17") = Afrar

'Area frontal agua [m2]

Afrag = L1 * L2

Worksheets("Analise v2").Range("D18") = Afrag

'Volume trocador [m3]

V = L1 * L2 * L3

Worksheets("Analise v2").Range("D19") = V

' Parametros geometricos lado ar

'raio hidraulico ar [m]

rhar = GeometriaTrocador(Ltrocador, 4) / 4

Worksheets("Analise v2").Range("D24") = rhar

'Area de transferencia/Volume total [m2/m3]

alfaar = GeometriaTrocador(Ltrocador, 7)

Worksheets("Analise v2").Range("D25") = alfaar

'Area aletas/Area total [1]

betaar = GeometriaTrocador(Ltrocador, 8)

Worksheets("Analise v2").Range("D26") = betaar

'Area de fluxo/Area frontal [1]

sigmaar = GeometriaTrocador(Ltrocador, 6)

Worksheets("Analise v2").Range("D27") = sigmaar

'Espessura aletas [m]

Delta = GeometriaTrocador(Ltrocador, 5)

Worksheets("Analise v2").Range("D28") = Delta

'Parametros geometricos lado agua

'raio hidraulico agua [m]

rhag = GeometriaTrocador(Ltrocador, 13)

Worksheets("Analise v2").Range("D31") = rhag

'largura externa tubo [m]

befin = GeometriaTrocador(Ltrocador, 9)

Worksheets("Analise v2").Range("D32") = befin

'altura externa tubo [m]

hefin = GeometriaTrocador(Ltrocador, 10)

Worksheets("Analise v2").Range("D33") = hefin

'largura fluxo livre [m]

beff = GeometriaTrocador(Ltrocador, 11)

Worksheets("Analise v2").Range("D34") = beff

'altura fluxo livre[m]

heff = GeometriaTrocador(Ltrocador, 12)

Worksheets("Analise v2").Range("D35") = heff

'Area frontal tubo [m2]

Afrtb = beff * heff

Worksheets("Analise v2").Range("D36") = Afrtb

'Area fluxo livre tubo [m2]

Afftib = (befin - 0.0005) * (hefin - 0.0005)

Worksheets("Analise v2").Range("D37") = Afftb

'Area fluxo/Area frontal [m²/m²]

sigmaag = Afftb / Afrtb

Worksheets("Analise v2").Range("D38") = sigmaag

'Numero de tubos

n = Round(Afrag / Afrtb, 0)

Worksheets("Analise v2").Range("D39") = n

'Area de transferencia [m²]

Atr = n * L3 * 2 * (befin + hefin)

Worksheets("Analise v2").Range("D40") = Atr

'Area de transferencia/Volume [m²/m³]

alfaag = Atr / V

Worksheets("Analise v2").Range("D41") = alfaag

'comprimento aleta [m]

l = 0.5 * (heff - hefin)

Worksheets("Analise v2").Range("D29") = l

'inicializacao do loop

$e = e0$

$Cpar = cpar0$

$cpag = cpag0$

$Dpar = Dpa0$

'Propriedades dos fluidos

'capacidade calorifica ar [J/sK]

$Car = Cpar * mar$

'capacidade calorifica agua [J/sK]

$Cag = cpag * mag$

$Cmin = WorksheetFunction.Min(Car, Cag)$

$Cmax = WorksheetFunction.Max(Car, Cag)$

'Temperatura de saida ar [K]

$Tar2 = e * (Cmin / Car) * (Tar1 - Tag1) + Tar1$

'Temperatura de saida agua [K]

$Tag2 = (Car / Cag) * (Tar1 - Tar2) + Tag1$

'Temperatura media agua [K]

$Tagm = 0.5 * (Tag1 + Tag2)$

Worksheets("Analise v2").Range("D49") = Tagm

'Temperatura media ar [K]

DT1 = Tar1 - Tag2

Worksheets("Analise v2").Range("D46") = DT1

DT2 = Tar2 - Tag1

Worksheets("Analise v2").Range("D47") = DT2

Tarm = Tar2 + (DT1 - DT2) / WorksheetFunction.Ln(DT1 / DT2)

Worksheets("Analise v2").Range("D48") = Tarm

i = 1

Do While WorksheetFunction.And(WorksheetFunction.Or(Abs(Tar21 - Tar2) > ETar2, Abs(Tag21 - Tag2) > ETag2, Abs(DPar1 - Dpar) > Epa), i < imax)

If i > 1 Then

Tar2 = Tar21

Tag2 = Tag21

Dpar = DPar1

End If

'viscosidade dinamica do ar [Pa.s]

$muar = -1.55582E-25 * Tarm^6 + 1.94218E-21 * Tarm^5 - 9.99404E-18 * Tarm^4 + 2.85078E-14 * Tarm^3 - 0.00000000050459 * Tarm^2 + 0.0000000715605 * Tarm^1 + 0.00000192332 * Tarm^0$

Worksheets("Analise v2").Range("D51") = muar

'calor especifico a pressao cte ar seco [J/(kgK)]

$Cpar = 1.71925E-17 * Tarm^6 + -2.12498E-13 * Tarm^5 + 0.00000000100872 * Tarm^4 - 0.00000229615 * Tarm^3 + 0.00254669 * Tarm^2 - 1.05434 * Tarm^1 + 1137.5 * Tarm^0$

Worksheets("Analise v2").Range("D52") = Cpar

'condutividade termica do ar [W/(Km)]

$kar = 6.66714E-22 * Tarm^6 - 8.76219E-18 * Tarm^5 + 4.18625E-14 * Tarm^4 - 0.00000000084708 * Tarm^3 + 0.000000060805 * Tarm^2 + 0.0000520919 * Tarm^1 + 0.00844435 * Tarm^0$

Worksheets("Analise v2").Range("D53") = kar

'Numero de Prandtl ar

$Prar = 9.70693E-21 * Tarm^6 - 1.26395E-16 * Tarm^5 + 6.21934E-13 * Tarm^4 - 0.00000000143307 * Tarm^3 + 0.00000165162 * Tarm^2 - 0.000867976 * Tarm^1 + 0.850572 * Tarm^0$

Worksheets("Analise v2").Range("D54") = Prar

'Fator de correcao calor especifico

$$X_{car} = 0.85 * war + 1.0025$$

Worksheets("Analise v2").Range("D55") = Xcar

'Fator de correcao volume especifico

$$X_{dar} = -0.5 * war + 0.9975$$

Worksheets("Analise v2").Range("D56") = Xdar

'Calor especifico a pressao cte ar umido [J/(kgK)]

$$C_{par} = C_{par} * X_{car}$$

Worksheets("Analise v2").Range("D57") = Cpar

'Constante dos gases perfeitos ar [J/(kgK)]

$$R = 287.05$$

Worksheets("Analise v2").Range("D58") = R

'volume especifico entrada [m³/kg]

$$var1 = R * Tar1 / (X_{dar} * par1 * 1000)$$

Worksheets("Analise v2").Range("D59") = var1

'volume especifico saida [m³/kg]

$$var2 = R * Tar2 / (X_{dar} * (1 - Dpar) * par1 * 1000)$$

Worksheets("Analise v2").Range("D60") = var2

'volume especifico medio [m3/kg]

varm = var1 * Tarm / (0.995 * Tar1)

Worksheets("Analise v2").Range("D61") = varm

'viscosidade dinamica da agua [Pa.s]

muag = -1.34269E-16 * Tagm ^ 6 + 3.25809E-13 * Tagm ^ 5 -
0.000000000319003 * Tagm ^ 4 + 0.000000160038 * Tagm ^ 3 -
0.0000428299 * Tagm ^ 2 + 0.00565982 * Tagm ^ 1 - 0.273142 * Tagm ^ 0

Worksheets("Analise v2").Range("D63") = muag

'calor especifico a pressao cte ag seco [J/(kgK)]

cpag = 7.70997E-13 * Tagm ^ 6 - 0.00000000128618 * Tagm ^ 5 +
0.000000803143 * Tagm ^ 4 - 0.000213671 * Tagm ^ 3 + 0.013907 * Tagm ^
2 + 3.21116 * Tagm ^ 1 + 3533.56 * Tagm ^ 0

Worksheets("Analise v2").Range("D64") = cpag

'condutividade termica do ag [W/(Km)]

kag = 6.89159E-16 * Tagm ^ 6 - 2.01639E-12 * Tagm ^ 5 +
0.00000000235006 * Tagm ^ 4 - 0.00000139836 * Tagm ^ 3 + 0.000441756
* Tagm ^ 2 - 0.0680276 * Tagm ^ 1 + 4.362 * Tagm ^ 0

Worksheets("Analise v2").Range("D65") = kag

'Numero de Prandtl ag

$$\begin{aligned} \text{Prag} = & -7.89342\text{E-13} * \text{Tagm}^6 + 0.0000000194218 * \text{Tagm}^5 - \\ & 0.00000193386 * \text{Tagm}^4 + 0.000990764 * \text{Tagm}^3 - 0.272541 * \text{Tagm}^2 \\ & + 37.4517 * \text{Tagm}^1 - 1929.12 * \text{Tagm}^0 \end{aligned}$$

Worksheets("Analise v2").Range("D66") = Prag

'densidade agua [kg/m3]

$$\begin{aligned} \text{Rhoag} = & -1.85954\text{E-13} * \text{Tagm}^6 + 0.00000000272188 * \text{Tagm}^5 - \\ & 0.0000000941744 * \text{Tagm}^4 - 0.0000440311 * \text{Tagm}^3 + 0.03822276 * \\ & \text{Tagm}^2 - 9.70169 * \text{Tagm}^1 + 1927.07 * \text{Tagm}^0 \end{aligned}$$

'volume especifico agua [m3/kg]

$$\text{vag} = 1 / \text{Rhoag}$$

Worksheets("Analise v2").Range("D67") = vag

'Numeros de Reynolds

'lado ar

'Vazao massica [kg/sm2]

$$\text{Gar} = \text{mar} / (\text{Afrar} * \text{sigmaar})$$

Worksheets("Analise v2").Range("D72") = Gar

'Numero de Reynolds

Rear = 4 * rhar * Gar / muar

Worksheets("Analise v2").Range("D73") = Rear

'lado agua

'Vazao massica [kg/sm2]

Gag = mag / (Afrag * sigmaag)

Worksheets("Analise v2").Range("D75") = Gag

'Numero de Reynolds

Reag = 4 * rhag * Gag / muag

Worksheets("Analise v2").Range("D76") = Reag

'Coeficiente de transferencia de calor por conveccao

'lado ar

Dim f(1 To 5, 1 To 7) As Double

Worksheets("Tabelas").Activate

For Count1 = 1 To 5

For Count2 = 1 To 7

$f(\text{Count1}, \text{Count2}) = \text{Cells}(31 + \text{Count1}, 1 + \text{Count2})$

Next Count2

Next Count1

Worksheets("Analise v2").Activate

'fator de atrito

far = 0

For Count = 1 To 7

far = far + f(Ltrocador, Count) * (Rear * 0.001) ^ (7 - Count)

Next Count

Worksheets("Analise v2").Range("D81") = far

Dim j(1 To 5, 1 To 7) As Double

Worksheets("Tabelas").Activate

For Count1 = 1 To 5

For Count2 = 1 To 7

$j(\text{Count1}, \text{Count2}) = \text{Cells}(39 + \text{Count1}, 1 + \text{Count2})$

Next Count2

Next Count1

Worksheets("Analise v2").Activate

'fator de atrito

jar = 0

For Count = 1 To 7

jar = jar + j(Ltrocador, Count) * (Rear * 0.001) ^ (7 - Count)

Next Count

'fator de Coulburn

Worksheets("Analise v2").Range("D82") = jar

'Numero de Stanton

Star = jar / Prar ^ (2 / 3)

Worksheets("Analise v2").Range("D83") = Star

'Coeficiente de transferencia de calor por conveccao [W/m2K]

har = Star * Gar * Cpar

Worksheets("Analise v2").Range("D90") = har

'lado agua

'Numero de Nusselt

```
Nuag = MATRIX_INTERP(Prag, Reag,  
Worksheets("Tabelas").Range("H3:H21"),  
Worksheets("Tabelas").Range("I2:S2"),  
Worksheets("Tabelas").Range("I3:S21"), 1, 1)  
  
Worksheets("Analise v2").Range("D85") = Nuag
```

'fator de atrito

If Reag < 1000000# Then

fag = 0.079 * Reag ^ -0.25

Else

fag = 0.046 * Reag ^ -0.2

End If

Worksheets("Analise v2").Range("D86") = fag

'Coeficiente de transferencia de calor por conveccao [W/m2K]

hag = Nuag * kag / (4 * rhag)

Worksheets("Analise v2").Range("D91") = hag

'efetividade das aletas

'condutividade termica aluminio [W/Km]

kal = 173

Worksheets("Analise v2").Range("D95") = kal

$m = \text{WorksheetFunction.Sqrtpi}(2 * \text{har} / (\Delta * \text{kal} * \text{WorksheetFunction.Pi}))$

Worksheets("Analise v2").Range("D96") = m

Worksheets("Analise v2").Range("D97") = m * l

'efetividade das aletas

$nf = 0.052788 * (m * l)^3 - 0.180192 * (m * l)^2 - 0.116755 * (m * l) + 1.013531$

Worksheets("Analise v2").Range("D98") = nf

'efetividade da superficie

$n0 = 1 - \text{betaar} * (1 - nf)$

Worksheets("Analise v2").Range("D102") = n0

'coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K]

$U = ((n0 * \text{har})^{-1} + (\text{alfaag} / \text{alfaar}) * \text{hag})^{-1}$

Worksheets("Analise v2").Range("D106") = U

Car = Cpar * mar

Worksheets("Analise v2").Range("D110") = Car

Cag = cpag * mag

Worksheets("Analise v2").Range("D111") = Cag

Cmin = WorksheetFunction.Min(Car, Cag)

Worksheets("Analise v2").Range("D112") = Cmin

Cmax = WorksheetFunction.Max(Car, Cag)

Worksheets("Analise v2").Range("D113") = Cmax

'Numero de unidades de transferencia

NUT = alfaar * V * U / Cmin

Worksheets("Analise v2").Range("D114") = NUT

'efetividade do trocador

e = MATRIX_INTERP(Cmin / Cmax, NUT,

Worksheets("Tabelas").Range("A3:A20"),

Worksheets("Tabelas").Range("B2:F2"),

Worksheets("Tabelas").Range("B3:F20"), 1, 1)

Worksheets("Analise v2").Range("D115") = e

'Temperatura de saida ar [K]

Tar21 = -e * (Tar1 - Tag1) + Tar1

Worksheets("Analise v2").Range("D119") = Tar21

'Temperatura de saida agua [K]

Tag21 = e * (Cmin / Cmax) * (Tar1 - Tag1) + Tag1

Worksheets("Analise v2").Range("D120") = Tag21

g = 9.82 '[m/s²]

'Perda de pressao ar [1]

DPar1 = Gar ^ 2 / (2 * g) * (var1 / (1000 * par1)) * ((1 + sigmaar ^ 2) *
(var2 / var1 - 1) + far * (L2 / rhar) * (varm / var1))

Worksheets("Analise v2").Range("D124") = DPar1

'Perda de pressao agua [KPa]

DPag = 0.5 * Gag ^ 2 * vag * fag * L3 / rhag / 1000

Worksheets("Analise v2").Range("D125") = DPag

i = i + 1

Loop

If t = 1 Then

FrmResolucao.TextBoxE1.Value = Format(e, "#.##%")

FrmResolucao.TextBoxTar21.Value = Format(Tar21, "#,###.##")

FrmResolucao.TextBoxTag21.Value = Format(Tag21, "#,###.##")

FrmResolucao.TextBoxDpar1.Value = Format(DPar1, ".##%")

FrmResolucao.TextBoxDpag1.Value = Format(DPag, "#,###.##")

Elseif t = 2 Then

FrmResolucao.TextBoxE2.Value = Format(e, "#.##%")

FrmResolucao.TextBoxTar22.Value = Format(Tar21, "#,###.##")

FrmResolucao.TextBoxTag22.Value = Format(Tag21, "#,###.##")

FrmResolucao.TextBoxDpar2.Value = Format(DPar1, "##.##%")

FrmResolucao.TextBoxDpag2.Value = Format(DPag, "#,###.##")

Elseif t = 3 Then

FrmResolucao.TextBoxE3.Value = Format(e, "#.##%")

FrmResolucao.TextBoxTar23.Value = Format(Tar21, "#,###.##")

FrmResolucao.TextBoxTag23.Value = Format(Tag21, "#,###.##")

```
FrmResolucao.TextBoxDpar3.Value = Format(DPar1, "#.##%")  
  
FrmResolucao.TextBoxDpag3.Value = Format(DPag, "#,###.##")  
  
Elseif t = 4 Then  
  
    FrmResolucao.TextBoxE4.Value = Format(e, "#.##%")  
  
    FrmResolucao.TextBoxTar24.Value = Format(Tar21, "#,###.##")  
  
    FrmResolucao.TextBoxTag24.Value = Format(Tag21, "#,###.##")  
  
    FrmResolucao.TextBoxDpar4.Value = Format(DPar1, "#.##%")  
  
    FrmResolucao.TextBoxDpag4.Value = Format(DPag, "#,###.##")  
  
Elseif t = 5 Then  
  
    FrmResolucao.TextBoxE5.Value = Format(e, "#.##%")  
  
    FrmResolucao.TextBoxTar25.Value = Format(Tar21, "#,###.##")  
  
    FrmResolucao.TextBoxTag25.Value = Format(Tag21, "#,###.##")  
  
    FrmResolucao.TextBoxDpar5.Value = Format(DPar1, "#.##%")  
  
    FrmResolucao.TextBoxDpag5.Value = Format(DPag, "#,###.##")  
  
End If  
  
Next t  
  
End Sub
```