

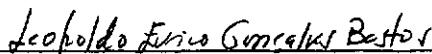
PROJETO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

RESFRIADOS A AR

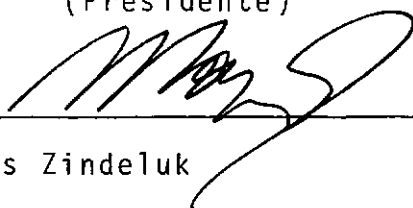
DIOMEDES CESARIO DA SILVA

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M.Sc.)

Aprovada por



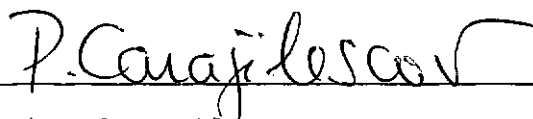
Leopoldo Eurico Gonçalves Bastos
(Presidente)



Moysês Zindeluk



Raad Yahya Qassim



Pedro Carajilescov

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

agosto de 1980

SILVA, DIOMEDES CESÁRIO DA

Projeto Térmico de Trocadores de Calor Resfriados a Ar (Rio de Janeiro) 1980.

xi, 86p. 29,7 cm (COPPE-UFRJ), M.Sc. Engenharia Mecânica, 1980)

Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro. Faculdade de Engenharia

I. Assunto I. COPPE/UFRJ II. Título (Série)

Dedicat6ria

À L6gia e Lia

ã meus pais, João e Mafalda

Agradecimentos

Ao professor Leopoldo pelo estímulo na preparação deste trabalho.

À PETROBRAS onde os conhecimentos que possibilitaram esta tese foram, no dia a dia, adquiridos.

RESUMO

A escassez e os custos de tratamento de água de resfriamento, em indústrias de petróleo e petroquímica, tem levado à utilização crescente dos trocadores de calor resfriados a ar.

No projeto destes equipamentos são comumente utilizados os métodos estimativo e global de cálculo. Neste trabalho são mostrados os métodos existentes e é apresentado o método passo-a-passo que considera o feixe tubular dividido em pequenos segmentos e, utilizando os recursos de computação, efetua os cálculos partindo das temperaturas de saída do fluido de trabalho e de entrada do ar e das dimensões do equipamento.

O método passo-a-passo é mais rigoroso e permite considerar nos cálculos diversos fatores como velocidades não uniformes de ar na entrada do feixe, variações das propriedades físicas do fluidos com a temperatura e mudança do regime de escoamento do fluido no interior dos tubos.

Para os equipamentos examinados, operando com vários fluidos de trabalho como óleo pobre, gasóleo leve, nafta leve, querosene, verificou-se que para aqueles cujas propriedades fí-

sicas variavam sensivelmente com a temperatura, notadamente a viscosidade, os resultados obtidos pelos dois métodos apresentam diferenças sensíveis. Tais discrepâncias são ainda maiores se for usado um perfil de velocidade de ar não uniforme.

Em situações onde o fluido de processo apresenta um regime de escoamento variável, foram obtidas diferenças razoáveis na quantidade de calor trocado.

Para a água, os valores dos dois métodos são aproximadamente iguais, mesmo para perfis não uniformes de velocidades de ar.

O método passo-a-passo é mais preciso e possibilita uma visualização da troca térmica e da perda de carga ao longo do feixe tubular sendo assim um poderoso instrumental para o projeto e análise do desempenho de trocadores resfriados a ar.

Abstract

The scarcity and the treatment costs of the water for cooling, in the petroleum and petrochemical industries, are increasing the use of the air cooled heat exchangers.

Exchangers designing usually utilize the estimate and global methods. This paper shows these methods and presents a new approach for this design, called "stepping method", which consider the tube bundle divided in small segments and utilizing the computer recourses, executes the calculations starting from the exit process fluid temperature, inlet air temperature and equipment dimensions.

The stepping method is more rigorous and permits to consider in the calculations the nonuniformities in the facial air velocities, physical properties variations with temperature and change in tube side flow.

In the equipments analysed, operating with various fluids like poor oil, light gasoil, light naphta, kerosene, are verified that the fluids whose properties change greatly with the temperature specially the viscosity the results obtained by

the two methods present great differences.

This discrepancy is still greater if a nonuniform air velocity distribution is used.

In situations where the process fluid presents a variation in the pattern flow the duties difference is also considerable.

The results obtained are practically equals, when the fluid is water, even for nonuniform air distribution.

The stepping method is more rigorous and make possible a visualization of the heat transfer and pressure drop along tube bundle, being then a powerful method for the designing and performance analysis of the air cooled heat exchangers.

ÍNDICE

I	- Introdução	
I.1	Generalidades Sobre os Trocadores de Calor Resfriados a Ar	1
I.2	Descrição do Equipamento	4
II	- Metodologia de Cálculo	
II.1	Apresentação do Problema	7
II.2	Método Estimativo	10
II.3	Método Global	15
II-3.1	Transferência de Calor.....	16
II-3.2	Perda de Carga	18
II.3.2.1	Perda de Carga no Interior dos Tubos	18
II.3.2.2	Perda de Carga no Lado do Ar	18
II.4	Método Passo-a-Passo	
II.4.1	Introdução	20
II.4.2	Balço da Perda de Carga no Interior dos Tubos em Cada Passe	30

III	- Cálculo dos Coeficientes de Transferência de Calor e Perdas de Carga	
III.1	Introdução	35
III.2	O Coeficiente de Transferência de Calor no Interior dos Tubos	36
III.3	A Perda de Carga no Interior dos Tubos	39
	III-3.1 A Perda de Carga nos Bocais	41
	III-3.2 A Perda de Carga nos Retornos	41
III.4	O Coeficiente de Transferência de Calor do Lado do Ar	43
III.5	A Perda de Carga do Lado do Ar	45
IV	- Programas Computacionais	
IV.1	Programa para Dimensionamento e Simulação das Temperaturas de Saída	47
IV.2	Programa para Verificação do Desempenho do Equipamento	52
V	- Apresentação de Resultados	56
VI	- Conclusões	67

VII	- Referências Bibliográficas	71
VIII	- Apendices	
	VIII.1 Ordenação dos Valores Obtidos no Método Passo-a-Passo	74
	VIII.2 Propriedades Físicas dos Fluidos Analisados	80
IX	- Nomenclatura	81

I - Introdução

I.1 - Generalidades Sobre os Trocadores de Calor Resfriados a Ar

Os trocadores de calor resfriados a ar (air cooled heat exchangers) veem sendo empregado de forma crescente nas indústrias de petróleo, química e petroquímica, como uma alternativa ou em associação aos permutadores resfriados a água^{1a4}. A utilização destes equipamentos em determinado processo deverá ser decidida a partir de um estudo de viabilidade econômica, onde serão considerados os diversos custos intervenientes tais como os de fabricação, montagem, operação e manutenção; e, em comparação com os custos apresentados pelos trocadores resfriados a água. Convém ser observado que estes últimos equipamentos necessitam investimentos para captação, tratamento e bombeamento da água de resfriamento.

No País, não são ainda desenvolvidos os projetos e programas de cálculo para os trocadores de calor resfriados a ar, sendo usualmente adquiridos no exterior, cabendo à indústria apenas a etapa de fabricação dos equipamentos. Assim, torna-se preponderante o desenvolvimento aqui destes projetos e programas, garantindo uma independência tecnológica na área.

Para uma estimativa das dimensões do equipamento pode ser utilizada a literatura existente⁵. Porém, para o dimensionamento, que levará à etapa da fabricação, são necessários cálculos mais precisos que somente poderão ser realizados através de

programas computacionais adequados. É claro que constituindo-se "Know-how", estes programas não são de acesso corrente ao usuário, havendo assim uma bibliografia confidencial ou de difícil acesso.

Atualmente, o desenvolvimento de pesquisas de laboratório e de programas de computador visando o dimensionamento de trocadores de calor é efetuado em centros de pesquisa como o HTRI (Heat Transfer Research Inc.) nos EUA que é mantido pelos seus membros: fabricantes, projetistas e usuários.

Nos mesmos moldes funciona o HTFS (Heat Transfer Fluid Flow Service), Inglaterra, que em 1979/80 destinou 14% de seu orçamento para a pesquisa de trocadores resfriados a ar.

Alguns fabricantes e empresas projetistas nacionais são associados a estes centros, garantindo seu acesso aos resultados experimentais, procedimentos de cálculo e programas computacionais para dimensionamento, verificação ou simulação. As empresas não associadas tem suas fontes de pesquisa limitadas à literatura disponível publicada.

Trabalhos e teses tem sido apresentados mais recentemente, mostrando um interesse crescente na área^{6,7,8,9}.

A necessidade de artigos que trouxessem discussões sobre as metodologia de cálculos e progressos científicos na área de transmissão de calor levou à publicação do periódico "Heat Transfer Engineering"¹⁰ em 1979.

Este trabalho tem por finalidade apresentar uma metodologia de cálculo para o projeto de trocadores de calor resfriados a ar.

Compreende esta metodologia três etapas:

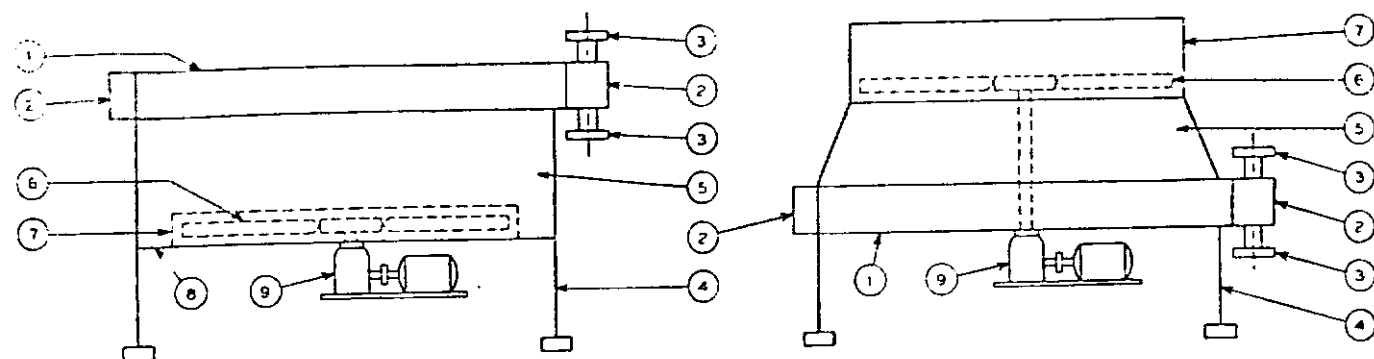
- a) Método Estimativo - Nesta fase são estimadas as dimensões básicas do equipamento;
- b) Método Global - É determinado se o trocador proposto atende às condições exigidas quanto à troca térmica e à perda de carga. Caso contrário, o processo de cálculo atua interativamente com a etapa anterior até conseguir um equipamento que satisfaça.
- c) Método Passo-a-passo - Faz uma verificação do desempenho global do equipamento, simulando seus perfis de temperatura, perda de carga e quantidade de calor trocado ao longo do feixe tubular, com a utilização do processo de diferenças finitas;

Correntemente, em engenharia, são utilizadas apenas as duas primeiras etapas.

I.2 - Descrição do Equipamento

O trocador de calor resfriado a ar é constituído de um feixe tubular, usualmente aletado, por onde circula o fluido de processo. A circulação do ar que se dá externamente ao feixe, poderá ser conseguida por meio de tiragem natural ou por ventiladores (tiragem induzida e forçada).

Os componentes típicos do equipamento são apresentados na fig.I.1.



a) Tiragem Forçada

b) Tiragem Induzida

1. Feixe Tubular

4. Estrutura

7. Anel do Ventilador

2. Cabeçote

5. Câmara Plena

8. Base do Ventilador

3. Bocal

6. Ventilador

9. Acionador

Fig. I-1 Componentes Típicos de um Trocador de calor Resfriado a Ar¹¹.

O feixe tubular poderá ser instalado nas posições horizontal, vertical ou inclinada¹². Os primeiros trocadores resfriados a ar, por volta de 1930, apresentavam os feixes verticais, sendo porém abandonados devidos aos efeitos desfavoráveis dos ventos. As unidades com feixes horizontais aparecem em 1935 e foram extensamente utilizados. Antes de 1940 já surgiram feixes em "V" para poupar espaço.

Os feixes horizontais são os de uso industrial mais frequente principalmente em petróleo e petroquímica e por esta razão, serão os utilizados neste trabalho.

Serã empregada neste trabalho, a seguinte terminologia:

- Fila de tubos : conjunto de tubos situados num mesmo plano, perpendicular à direção do fluxo de ar;
- Feixe tubular : conjunto de tubos reunidos num mesmo cabeçote;
- Números de feixes : número de vezes que uma mesma partícula do fluido de processo passa pelo interior dos tubos;
- Seções : parcelas em que são divididos o fluxo de ar, no Método Passo-a-passo, como mostrado na Fig.II-2.

Velocidade Mássica : Relação entre a vazão mássica e a área de passagem do fluido;

II - Metodologia de Cálculo

II.1 - Apresentação do Problema

O projeto de trocadores de calor e, em particular, os trocadores resfriados a ar é função de uma série de variáveis interrelacionadas, tornando assim o processo de o cálculo iterativo.

Serão consideradas as equações básicas:

$$Q = U A F (LMTD) \quad (II-1.a)$$

$$= W C (T_1 - T_2) \quad (II-1.b)$$

$$= w c (t_2 - t_1) \quad (II-1.c)$$

$$\text{sendo } LMTD = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right)}$$

onde

Q = quantidade de calor trocado;

U = coeficiente global de transferência de calor referente à área A;

F = fator de correção de LMTD;

LMTD = diferença de temperatura média logaritmica;

W = vazão do fluido dos tubos;

w = vazão de ar;

T_1, T_2 = temperatura da entrada e saída do fluido dos tubos;

t_1, t_2 = temperaturas de entrada e saída do ar;

C = calor específico do fluido dos tubos;

c = calor específico do ar;

Nestas equações são conhecidos os valores de W , C , T_1 , T_2 , t_1 e c ; podendo Q ser obtido a partir da Equ.(II-1.b).

A temperatura de saída do ar, t_2 dependerá da vazão de ar, w , conforme a Equ.(II-1.c).

Por outro lado, LMTD e F dependem de t_2 .

A geometria do trocador (comprimento e número de filas de tubos, número de passes, etc.) influenciará o cálculo de F e U .

Além das limitações de perda de carga do lado dos tubos, a velocidade do ar deverá também ser restringida, de forma a não exceder o valor admissível pelo ventilador.

Desta forma, iniciam-se os cálculos pelo método estimativo, e este permitirá se chegar a um trocador que possa atender às exigências termodinâmicas e de perda de carga.

A verificação do trocador é feita pelo método global que calcula o valor do coeficiente global de troca, U , bem como as perdas de carga do lado dos tubos e do ar. Caso o trocador

proposto no método anterior não satisfaça às exigências pode-se trabalhar com os dois métodos iterativamente, até atingir um trocador que atenda às restrições impostas.

Finalmente, parte-se para a verificação do desempenho térmico do equipamento pelo método passo-a-passo. Nesta etapa tem-se a possibilidade de determinar os perfis de temperatura, e pressão calor trocado e coeficientes globais de troca, ao longo do feixe tubular. Também podem ser simulados perfis não uniformes de velocidade para o ar que sai dos ventiladores.

II.2 - Método Estimativo

O método estimativo, como foi explicado anteriormente, permite determinar um trocador que atenda às exigências termodinâmicas e de perda de carga.

Ao final, ter-se-ão os parâmetros básicas do trocador, tais como, largura e comprimento do feixe tubular, número de filas de tubos, além da temperatura de saída do ar.

Inicialmente deve-se determinar o valor da quantidade de trocado Q , através da equação (II-1.b). Considera-se um valor para U , usando-se, por exemplo, os apresentados por Smith¹ e Brown¹¹.

O número ótimo de filas de tubos pode ser obtido da figura (II-1), proposta por Smith¹.

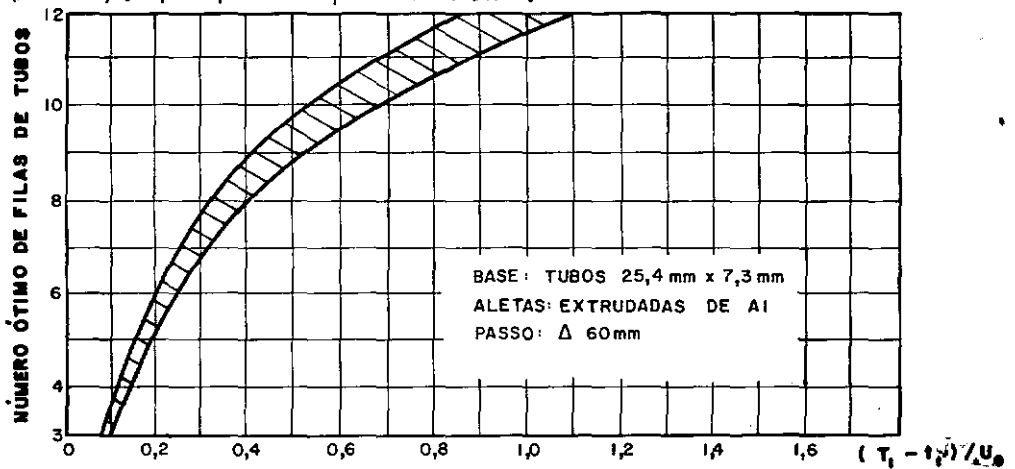


Fig.II-1 Números ótimo de filas de tubos

A temperatura de saída do ar (t_2) pode ser estimada pela expressão (II-2)¹¹.

$$t_2 = t_1 + 0,005 \times U_0 \times \left[\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right] \times F_c \quad (\text{II-2})$$

onde

U_0 = coeficiente de transferência de calor referido à superfície externa do tubo liso

F_c = fator de correção, dado pela figura (II-2)

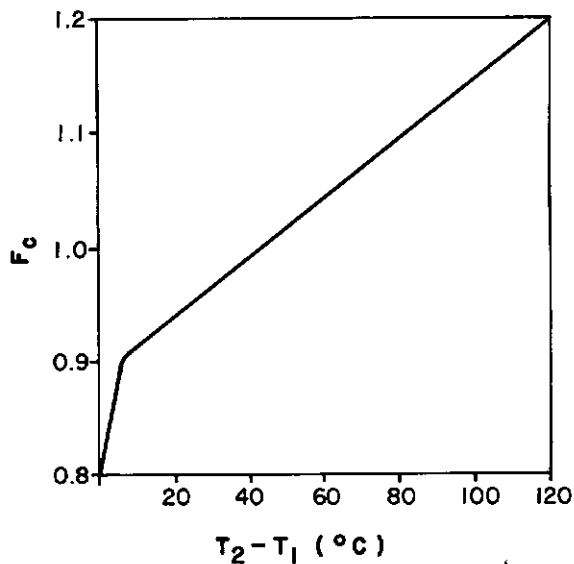


Figura II-2 Fator de correção para a elevação da temperatura do ar (Brown¹¹).

Desta forma, com t_2 (a quarta temperatura do sistema) poderá ser resolvida a equação (II-1.a) que é a exigência termodinâmica do trocador.

Anteriormente, porém, deve-se observar que a vazão de ar (w) obtida da equação (II-1.c) deve concorrer com uma velocidade facial (velocidade do ar que chega ao feixe tubular) razoável, de forma a obtenção de valores para a perda de carga do lado do ar compatíveis com os valores admissíveis fixados pelos

ventiladores, usualmente da ordem de 13 mm de coluna de água.

É conveniente, desta maneira, que a equação (II-1.c) seja reescrita na forma:

$$Q = V_f A_f \rho_a c (t_2 - t_1) \quad (\text{II-3})$$

onde

A_f = Área facial (comprimento x largura do feixe);

V_f = velocidade facial do ar;

ρ_a = massa específica do ar na entrada;

A partir da tabela II-1, com o número de filas de tubos, determina-se a velocidade facial do ar recomendada para as "condições standards" de 21,1 °C e nível do mar. Substituindo-se este valor na Equ (II-3), obtêm-se A_f

n_c	4	6	8	10	12
V_f (m/seg)	3,0	2,7	2,5	2,3	2,1

Tabela II-1 Velocidade Faciais típicas standards do ar⁷

A área de troca requerida pelo trocador referida à superfície do tubo liso (A_0) é obtida da equação (II-1.a), onde o fator F de correção da LMTD pode ser conseguida usando-se, por exemplo, os gráficos apresentados por Caglayan⁶. Para os cálculos em computador pode-se utilizar a equação aproximada, proposta por Roetzel e Nicole⁸.

$$F = 1 - \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n a_{i,k} (1-r_{1,m})^k \operatorname{sen} (2.i.\operatorname{arctg} R) \quad (\text{II-4})$$

onde

$$r_{1,m} = \frac{V - S}{\ln \frac{1-S}{1-V}} \quad (\text{II-4.a})$$

$$V = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (\text{II-4.b})$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{II-4.c})$$

$$R = \frac{V}{S} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{II-4.d})$$

$a_{i,k}$ = constantes, funções do número de filas de tubos e número de passes nos tubos

A área facial correspondente à área A_0 será dada pela Equ (II.5).

$$A_f = \frac{A_0 p_t}{\pi d_o n_c} \quad (\text{II-5})$$

sendo

p_t = passo transversal dos tubos;

d_o = diâmetro externo do tubo liso;

Havendo discrepância entre os valores encontrados pa-

ra A_f nas Equações (II-3) e (II-5), deverá ser considerada uma nova temperatura de saída do ar (t_2) e repetidos os cálculos até ser obtida uma convergência para os valores de A_f .

Definido t_2 , a vazão de ar (w) poderá ser determinada pela equação (II-1.c) e a largura, e comprimento e o número de feixe serão definidos a partir de A_f .

Com o método estimativo estarão, desta forma, estabelecidos preliminarmente, os parâmetros principais do trocador.

A etapa seguinte será a verificação se o equipamento assim definido atenderá as exigências requerida quanto à quantidade de calor trocador e perda de carga. Para isso será utilizado o método global de cálculo.

II-3 Método Global

Este método, como já foi citado, permite verificar se o trocador definido pelo método estimativo atende às exigências termodinâmicas e de perdas de carga requeridas.

São calculados o coeficiente global de transferência de calor e as perdas de carga no interior dos tubos e no lado do ar.

Se as exigências não foram atendidas, o trocador deverá ser alterado e, portanto, recalculado.

Resultará assim, um trocador com todas suas características determinadas, além do coeficiente global de transferência de calor, sua área efetiva de troca e os valores das perdas de carga.

II - 3.1 Transferência de Calor

O coeficiente global \bar{U} é calculado pela expressão:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + r_{di} \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + r_w \left(\frac{d_o}{d_w}\right) + \left(\frac{1}{h_a} + r_{da}\right) E_f \left(\frac{A_o}{A_x}\right) + r_c$$

(II.6)

onde

U_o = coeficiente global de troca, referido à superfície externa do tubo liso;

h_i = coeficiente de troca no interior dos tubos;

h_a = coeficiente de troca do lado do ar;

r_{di} = resistância de depósito do lado dos tubos;

r_{da} = resistância de depósito do lado do ar;

r_w = resistância da parede do tubo;

d_i = diâmetro interno do tubo liso;

d_o = diâmetro externo do tubo liso;

A_x = área total da superfície aletada;

E_f = eficiência das aletas;

r_c = resistância de contato

A resistância de contato é nula para tubos com aletas integrais, como mostrado na Figura (III.1)

Os coeficientes de transferência de calor do lado dos tubos e do ar são apresentados no Capítulo III.

A resistência da parede dos tubos é calculada por:

$$r_w = \frac{d_o}{2k_w} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \approx \frac{d_o - d_i}{2k_w} \quad (\text{II-7.a})$$

$$(\text{II-7.b})$$

onde

k_w = condutividade térmica da parede do tubo

A eficiência das aletas pode ser obtida de⁵:

$$E_f = \frac{\text{tgh}(H.Y)}{H.Y} \quad (\text{II-8})$$

sendo

$$Y = \left(\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot e} \right)^{1/2} \quad (\text{II-8.a})$$

$$H = \frac{d_r}{2} \left[\left(\frac{d_f}{d_r} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \frac{d_f}{d_r} \right) \right] \quad (\text{II-8.b})$$

k_f = condutividade térmica das aletas;

e = espessura das aletas;

d_f = diâmetro das aletas;

d_r = diâmetro raiz do tubo aletado

II - 3.2 Perda de Carga

II-3.2.1 Perda de Carga no Interior dos Tubos

A perda de carga no interior dos tubos será:

$$\Delta_{p_i} = \Delta_{p_{at}} + \Delta_{p_b} + \Delta_{p_{rt}} \quad (\text{II-9})$$

onde

$\Delta_{p_{at}}$ = perda de carga devido ao atrito;

Δ_{p_b} = perda de carga nos bocais;

$\Delta_{p_{rt}}$ = perda de carga nos retornos;

O cálculo de cada parcela é apresentado no Capítulo

III.

3.2.2 Perda de carga no lado do ar

A correlação para o cálculo da perda de carga do lado do ar é também mostrada no Capítulo III.

A perda de carga do ar é limitada aos valores admissíveis fornecido pelos ventiladores.

A tabela (II-1) apresenta valores típicos de velocidade

des padrões do ar em função do número de filas de tubos.

II - 4 Método Passo-a-Passo

II-4.1 Introdução

O método passo-a-passo⁶ é aqui utilizado para a avaliação do desempenho do equipamento calculado pelo método global.

Consiste na divisão do feixe tubular em seções, fazendo-se um balanço de energia em cada uma delas. Obtem-se assim, conhecidas as temperaturas de entrada do ar e saída do fluido dos tubos, vazões e propriedades físicas, as temperaturas de saída do ar e entrada do fluido dos tubos.

Pode-se, desta forma, conseguir os perfis de temperaturas, de pressão e coeficientes de troca, ao longo do feixe tubular, o que permite uma análise mais apurada do equipamento que a resultante pelo método global.

O método passo-a-passo possibilitará ainda levar em consideração nos cálculos dos coeficientes de troca e perda de carga, a influência de perfis não uniformes de velocidade do ar, mudanças de regimes de escoamento nos tubos, etc, impossíveis de serem considerados pelo método global.

A figura II.3 ilustra esquematicamente o método passo-a-passo.

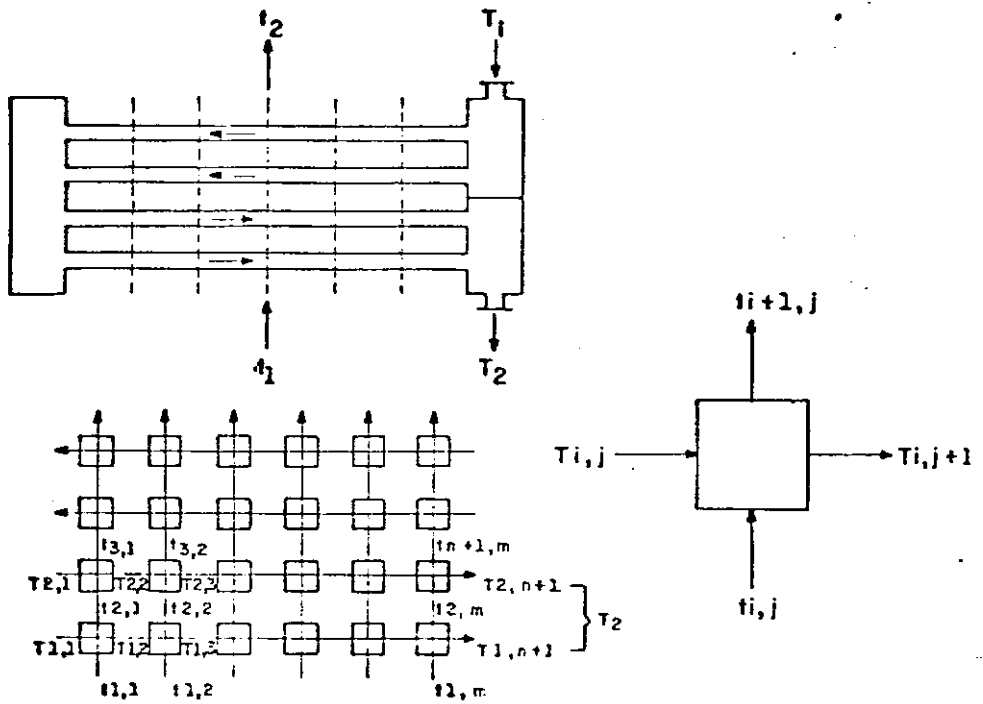


Figura II.3 Esquema do Método Passo-a-Passo

A partir da divisão do feixe tubular em seções, são escritas as seguintes equações básicas para cada elemento (i,j) mostrando na figura II.3:

$$Q_{i,j} = \frac{(U_{i,j}) A_p}{m.n} \left(\frac{T_{i,j} + T_{i,j+1}}{2} - \frac{t_{i+1,j} + t_{i,j}}{2} \right)$$

(II-10-a)

$$= \frac{W.C}{n} (T_{i,j} - T_{i,j+1})$$

(II-10.b)

$$= \frac{W.C}{m} (t_{i+1,j} - t_{i,j})$$

(II-10.c)

onde

A_p = área de troca por passe

$q_{i,j}$ = quantidade de calor trocado no elemento (i,j);

$U_{i,j}$ = coeficiente global de troca no elemento (i,j);

m = número de seções em que está dividido o feixe;

n = número de filas de tubos por passe

Considera-se, inicialmente que as vazões mássicas nos tubos são idênticas em todas as filas de tubos.

Na equação (II-10.a) utilizou-se diferença das médias aritméticas das temperaturas por serem pequenas suas variações em cada elemento.

Para a solução das equações (II-10) necessita-se conhecer, em cada elemento a temperatura de entrada ou saída do fluido no interior dos tubos e a temperatura de entrada do ar. O coeficiente global ($U_{i,j}$) será determinado através da equação (II-6). Considerando as propriedades físicas dos fluidos calculados para a temperatura conhecida, uma vez que a variação de temperatura é pequena.

O cálculo é iniciado pelo elemento terminal de tubo para a qual a temperatura de saída do fluido é (T_2) e a temperatura de entrada do ar é (t_1), caminhando-se em sentido contrário ao do escoamento do fluido no interior dos tubos.

Desta forma, determinam-se os valores de $T_{i,j}$ e $t_{i+1,j}$ que serão os dados de entrada no elemento seguinte. O cálculo é

desenvolvido até a entrada do feixe tubular, região onde a temperatura do fluido dos tubos deve ser comparada com T_1 . A quantidade total de calor trocado será o somatório dos $q_{i,j}$ e a temperatura de saída do ar (t_2) será a média das temperaturas de saída do ar em cada seção.

A partir das Eqs. (II-10) podem ser explicitados os valores de $T_{i,j}$ e $t_{i+1,j}$.

Das Eqs. (II-10.b) e (II-10.c), tem-se:

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + \left(\frac{w \cdot c}{WC}\right) \left(\frac{n}{m}\right) (t_{i+1,j} - t_{i,j}) \quad (\text{II.11})$$

Das Eqs. (II-10.a) e (II-10.b) :

$$\frac{U_{i,j} A_p}{m \cdot n} \left(\frac{T_{i,j} + T_{i,j+1}}{2} - \frac{t_{i+1,j} + t_{i,j}}{2} \right) = \frac{w \cdot c}{n_p} (T_{i,j} - T_{i,j+1})$$

$$T_{i,j} + T_{i,j+1} - t_{i,j} - t_{i+1,j} = \frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p} (T_{i,j} - T_{i,j+1})$$

$$t_{i+1,j} = T_{i,j} \left(1 - \frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p}\right) + T_{i,j+1} \left(1 + \frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p}\right) - t_{i,j}$$

(II.12)

Substituindo-se a Eq. (II.12) na Eq. (II.11):

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + \left(\frac{w \cdot c}{WC}\right) \left(\frac{n}{m}\right) \left[T_{i,j} \left(1 - \frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p}\right) + T_{i,j+1} \right] \times$$

$$\times \left(1 + \frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p} \right) - 2 t_{i,j}$$

$$T_{i,j} \left[1 - \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) + \frac{2 wcn}{U_{i,j} A_p} \right] = T_{i,j+1} \left[1 + \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{2 wcn}{U_{i,j} A_p} - 2 \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) t_{i,j} \right]$$

$$T_{i,j} \left[1 - \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) + \frac{2 WC n}{U_{i,j} A_p} \right] = T_{i,j+1} \left[1 - \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{2 WC n}{U_{i,j} A_p} \right] + 2 \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) (T_{i,j+1} - t_{i,j})$$

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + \frac{2 \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right)}{1 - \left(\frac{WC}{WC} \right) \left(\frac{n}{m} \right) + \frac{2 WC n}{U_{i,j} A_p}} (T_{i,j+1} - t_{i,j})$$

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + \frac{2}{\frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p} + \left(\frac{WC}{wc} \right) \left(\frac{m}{n} \right) - 1} (T_{i,j+1} - t_{i,j}) \quad (II.13)$$

Ou, reescrevendo de outra forma:

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + E_{i,j} (T_{i,j+1} - t_{i,j}) \quad (II-14.a)$$

onde

$$E_{i,j} = \frac{2}{\frac{2 WC m}{U_{i,j} A_p} + \left(\frac{WC}{wc}\right) \left(\frac{m}{n}\right) - 1} \quad (\text{II-14.b})$$

Da Eq. (II.11):

$$T_{i+1,j} = \left(\frac{WC}{wc}\right) \left(\frac{m}{n}\right) (T_{i,j} - T_{i,j+1}) + t_{i,j} \quad (\text{II.15})$$

O cálculo é desenvolvido, para uma mesma fila, em sentido inverso ao escoamento do fluido dos tubos, até sua extremidade de entrada da fila.

Se o feixe tubular tiver uma fila de tubos por passe, a temperatura de saída do fluido dos tubos no passe seguinte a ser calculada será dada pela temperatura final obtida no cálculo anterior.

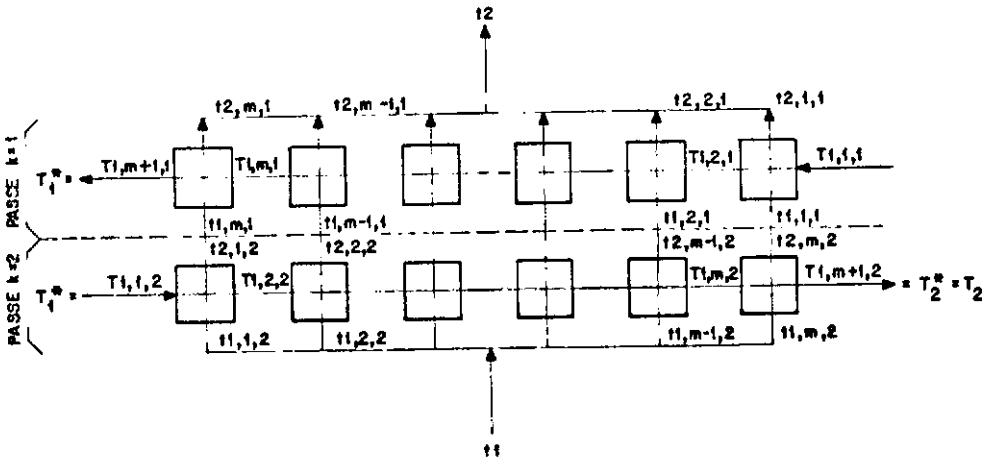
Pela Fig.II.4 (onde o índice k é referido ao número do passe), tem-se:

$$T_{k-1}^* = \sum_{i=1}^n \frac{T_{i,1,k}}{n}, \quad k = N_p - 1, N_p - 2, \dots, 1 \quad (\text{II-16.a})$$

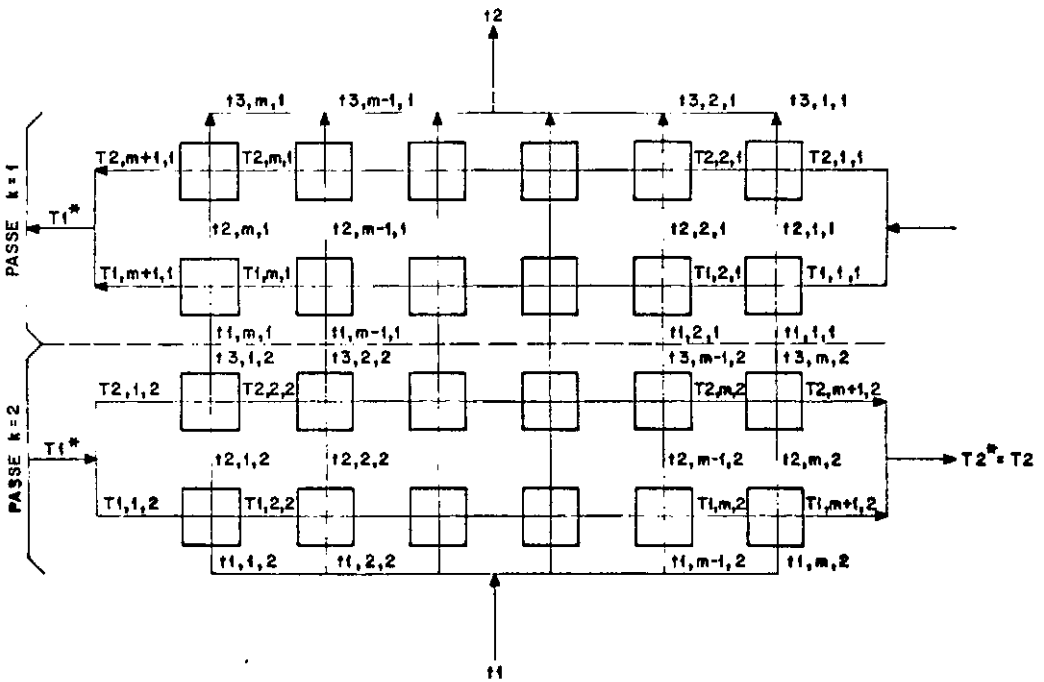
$$N_p \neq 1$$

$$T_k^* = T_2, \quad k = N_p \quad (\text{II-16.b})$$

onde



a. Uma fila por passe



b. n=2 filas por passe

Figura II.4 Esquemas do Método Passo-a-Passo para vários passes nos tubos

T_k^* = temperatura de saída do fluido dos tubos para o passe k;

Neste caso deve-se notar que ao se iniciarem os cálculos pelo mesmo valor para $T_{1,m+1,k}$ e $T_{2,m+1,k}$ serão obtidos valores diferentes para $T_{1,1,k}$ e $T_{2,1,k}$. Na realidade é o inverso que ocorre, isto é, $T_{1,1,k}$ e $T_{2,1,k}$ são iguais e $T_{1,m+1,k}$ e $T_{2,m+1,k}$ diferentes porque os cálculos são efetuados no sentido contrário ao escoamento do fluido dos tubos.

É necessário assim, efetuar-se uma nova iteração, partindo-se do valor T_{k-1}^* para os valores de $T_{i,1,k}$. A média das temperaturas $T_{i,m+1,k}$ deve ser comparada com T_k^* . Se os valores forem aproximadamente iguais, a iteração estará concluída, caso contrário, considera-se um novo valor para os $T_{i,m+1,k}$ e repete-se a iteração.

A condição de contorno para a Equ. (II.14) será :

$$T_{i,m+1,k} = T_k^* \quad , \quad k = N_p - 1, N_p - 2, \dots, 1 \quad (\text{II-17})$$

$$N_p \neq 1$$

A temperatura de entrada do fluido dos tubos será:

$$T_{1,CAL} = \sum_{i=1}^n \frac{T_{i,1,1}}{n} \quad (\text{II.18})$$

Para o lado do ar, tem-se:

$$t_{i,j,k} = t_{n+1,m+1-j,k+1} \quad ; \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (\text{II-19.a})$$

$$k = N_p - 1, N_p - 2, \dots, 1$$

$$T_{i,j,k} = t_1, \quad ; j= 1,2, \dots, m \quad (\text{II-19.b})$$

$$k= N_p$$

A temperatura média de saída do ar (t_2), será:

$$t_2 = \sum_{j=1}^m t_{n+1,j,1} / m \quad (\text{II.20})$$

Os coeficientes globais de troca ($U_{i,j}$) serão calculados, como dito anteriormente, pela Equ. (II-6) e o calor trocado em cada elemento, pela Equ. (II-10.b) ou Equ. (II-10.c).

O cálculo das perdas de carga são efetuadas com as correlações apresentadas no Capítulo III.

As perdas de carga das filas de tubos de um mesmo passe deverão ser iguais. Tal exigência pode resultar em vazões diferentes para as filas. Deve-se, portanto, reescrever as equações (II.10), (II.14) e (II.15) em função das vazões para cada fila, resultando:

$$q_{i,j} = \frac{(U_{i,j}) A_p}{m n} \left(\frac{T_{i,j} + T_{i,j+1}}{2} - \frac{T_{i+1,j} + t_{i,j}}{2} \right) \quad (\text{II-21.a})$$

$$= W_{i,j} C (T_{i,j} - T_{i,j+1}) \quad (\text{II-21.b})$$

$$= w_{i,j} c (t_{i+1,j} - t_{i,j}) \quad (\text{II-21.c})$$

$$T_{i,j} = T_{i,j+1} + E_{i,j} (T_{i,j+1} - t_{i,j}) \quad (\text{II-22.a})$$

onde

$$E_{i,j} = \frac{2}{\frac{2 W_{i,j} C n m}{V_{i,j} A_p} + \left(\frac{W_{i,j}}{w_{i,j}}\right) \left(\frac{C}{c}\right) - 1} \quad (\text{II-22.b})$$

$$t_{i+1,j} = \left(\frac{W_{i,j}}{w_{i,j}}\right) \left(\frac{C}{c}\right) (T_{i,j} - T_{i,j+1}) + t_{i,j} \quad (\text{II-23})$$

O balanço da perda de carga em cada passe será apresentado a seguir.

II - 4.2 Balanço da Perda de Carga no Interior dos Tubos em Cada Passe

As perdas de carga no interior dos tubos, em cada fila de tubos de um mesmo passe, deverão ser idênticas.

Para efeito de cálculo, inicialmente consideram-se vazões iguais nas filas do passe, como mostrado na Figura II.5. Assim,

$$W_i = W \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, n$$

obtendo-se as respectivas perdas de carga

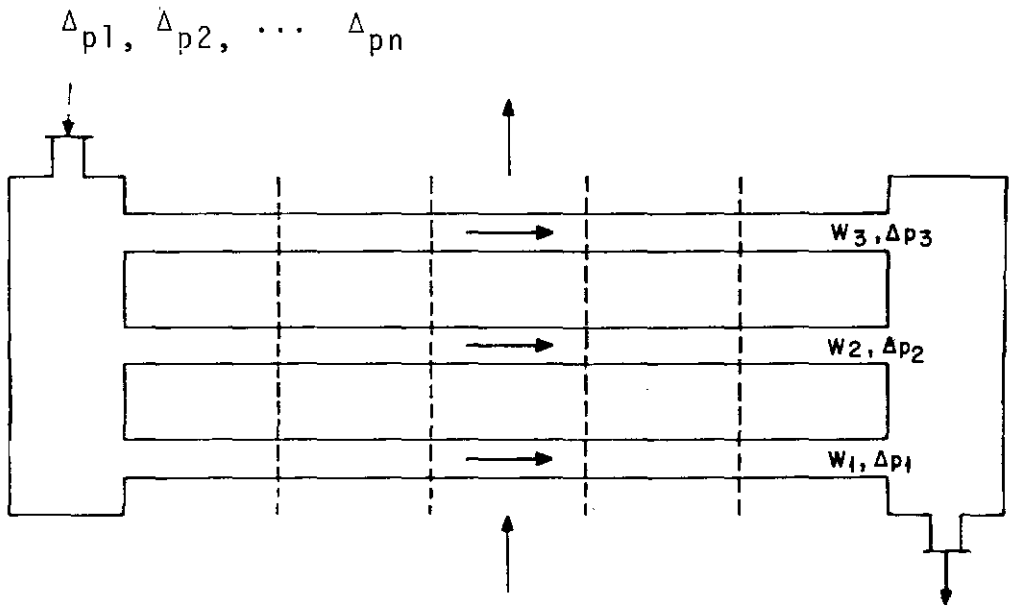


Figura II.5 Balanço da perda de carga por passe

$$\text{Seja } \Delta_{pm} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_{pi}}{n} \quad (\text{II.24})$$

Arbitrada uma tolerância (a):

Se

$$\left| \frac{\Delta_{pi}}{\Delta_{pm}} - 1 \right| < a \quad (\text{II.26})$$

O resultado é satisfatório e não há necessidade de novos cálculos.

Entretanto se a condição dada pela Equação (II.25) não for observada, tem-se:

a) Regime turbulento no interior dos tubos

$$\Delta_{pi} \propto G_i^{1,8} \quad (\text{II.26})$$

onde

G_i = velocidade mássica no interior dos tubos, \underline{pa}
ra a fila i num passe

A equação (II.26) é obtida a partir das equações (III.5) e (III.8).

Definimos K_i , tal que:

$$K_i = \frac{\Delta_{pi}}{G_i^{1,8}} \quad (\text{II.27})$$

Como os valores das perdas de carga devem ser iguais nas várias filas, resulta:

$$\Delta p_i = K_i (G_i')^{1,8} \quad (\text{II.28})$$

$$n.G = \sum_{i=1}^n G_i' \quad (\text{II.29})$$

Da Equação (II.28):

$$G_i' = \left(\frac{\Delta p_i'}{K_i} \right)^{1/1,8} \quad (\text{II.30})$$

Com a Equação (II.29):

$$n.G = (\Delta p_i')^{1/1,8} \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{K_i} \right)^{1/1,8}$$

$$\Delta p_i' = \left[\frac{n.G}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{K_i} \right)^{1/1,8}} \right]^{1,8} \quad (\text{II.31})$$

Com a equação (II.30), obtêm-se os valores aproximados de G_i' e os correspondentes $\Delta p_i'$ sendo:

$$\Delta'_{pm} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_i'}{n} \quad (\text{II.32})$$

Se

$$\left| \frac{\Delta p_i'}{\Delta p_m} - 1 \right| < a, \quad (\text{II.33})$$

então, $\Delta p_m'$ é a perda de carga

Caso contrário, define-se K_i' como na equação (II.27), obtendo-se os respectivos valores de G_i e Δp_i e assim iterativamente, até ser atingida tolerância damissível.

b) Regime Laminar

Analogamente, tem-se:

$$\Delta p_i \propto G_i \quad (\text{II.34})$$

A equação (II.34) é obtida a partir das equações (III.5 e (III.6)

$$K_i = \frac{\Delta p_i}{G_i} \quad (\text{II.35})$$

$$\Delta p_i' = K_i G_i' \quad (\text{II.36})$$

$$n \cdot G = \sum_{i=1}^n G_i' \quad (\text{II.37})$$

Da equação (II.36)

$$G_i' = \frac{\Delta p_i}{K_i} \quad (\text{II.38})$$

Com a equação (II.37)

$$n.G = \Delta p'_i \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i}$$

$$\Delta p'_i = \frac{n.G}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{K_i} \right)} \quad (\text{II.39})$$

Com a equação (II.38) obtém-se os valores aproximados de G'_i e os correspondentes $\Delta p'_i$

Sendo:

$$\Delta p'_m = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p'_i}{n} \quad (\text{II.40})$$

Se

$$\left| \frac{\Delta p'_i}{\Delta p'_m} - 1 \right| < a, \quad (\text{II.41})$$

$\Delta p'_m$ é a perda de carga

Caso contrário, define-se K'_i como anteriormente obtendo-se novos valores de G_i e Δp_i e assim iterativamente até atingir a tolerância admissível.

III - Cálculo dos Coeficientes de Transferência de Calor e Perdas de Carga

III-1 Introdução

Nos cálculos dos coeficientes de transferência de calor e perdas de carga serão utilizadas as correlações de uso corrente em engenharia.

Os coeficientes de transferência de calor serão utilizados no cálculo dos coeficientes globais de troca quer no método global (equação II.6), quer no método passo-a-passo (equação II-10.a).

Os valores das perdas de carga do lado dos tubos e do ar serão utilizadas, identicamente no método global (equação II.9) e no método passo-a-passo.

III - 2 0 Coeficiente de Transferência de calor no Interior dos Tubos

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos, para fluidos em geral, exceto água, quando ocorre convecção forçada, utiliza-se a correlação de Sieder e Tate⁵.

Regime Laminar: $Re < 2100$

Forma de Nusselt:

$$\frac{h_i d_i}{k} = 1,86 \left[Re \ Pr \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right] \quad (\text{III-1.a})$$

Forma de Collburn

$$\frac{h_i}{C \ G} \ Pr^{2/3} \left(\frac{L}{d_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} = \frac{1,86}{Re^{2/3}} \quad (\text{III-1.b})$$

Regime de Transição: $2100 \leq Re < 10.000$

Forma de Nusselt baseado no trabalho de Hausen⁵

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,116 \left[Re^{2/3} - 125 \right] \ Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (\text{III-2.a})$$

Forma de Colburn

$$\frac{(h_i/CG) Pr^{2/3} (\mu/\mu_w)^{-0,14}}{1 + (d_i/L)^{2/3}} = \frac{0,116 [Re^{2/3} - 125]}{Re} \quad (\text{III-2.b})$$

Regime Turbulento: $Re \geq 10.000$

Forma de Nusselt

$$\frac{h_i d_i}{k} = 0,027 Re^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (\text{III-3.a})$$

Forma de Colburn

$$\frac{h_i}{CG} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0,14} = \frac{0,023}{Re^{0,2}} \quad (\text{III-3.b})$$

$$\text{número de Reynolds: } Re = \frac{d_i G}{\mu}$$

$$\text{número de Prandtl: } Pr = \frac{\mu C}{k}$$

L = comprimento dos tubos

Para a água utiliza-se o trabalho de Eagle e Ferguson^{5e14} para valores moderados de temperatura (5 a 100°C) que

fornece a seguinte correlação

$$h_i = 150 (1 + 0,011 T_m) V_t^{0,8} / d_i^{0,2} \quad (\text{III.4})$$

onde

T_m ($^{\circ}\text{F}$)

V_t (pes/s)

d_i (polegadas)

III - 3 A Perda de Carga no Interior dos Tubos

Para o cálculo de perda de carga no interior dos tubos pode-se utilizar a correlação de Fanning^{5,15e16}.

$$\Delta p_t = \frac{4 f G^2 L}{2g \rho_t d_i \phi} \quad (\text{III.5})$$

onde

Δp_t = perda de carga nos tubos;

f = fator de atrito;

G_t = velocidade mássica do fluido nos tubos;

L = comprimento do tubo;

g = aceleração da gravidade local;

ρ_t = massa específica do fluido;

d_i = diâmetro interno do tubo;

$\phi = (\mu/\mu_w)^{0,14}$ para $Re \geq 2100$
 $(\mu/\mu_w)^{0,25}$ para $Re < 2100$

Regime Laminar: $Re < 2100$

$$f = 16/Re \quad (III.6)$$

Regime turbulento: $Re > 2100$

$$f = 0,00140 + 0,125 Re^{-0,32} \quad (III.7)$$

Outra correlação citada¹⁶ para valores de $5000 < Re < 200.000$:

$$f = 0,046/Re^{0,2} \quad (III.8)$$

III - 3.1 A Perda de Carga nos Bocais

A perda de carga nos bocais pode ser calculada pela expressão¹⁵

$$\Delta P_{\text{BOCAL}} = K \frac{\rho_t V_B^2}{2g} \quad (\text{III.9})$$

onde

$K = 0,5$ para o bocal de entrada

$K = 1,0$ para o bocal de saída

V_B = velocidade linear do fluido no bocal

ρ_t = densidade do fluido dos tubos

III. 3.2 A perda de carga nos retornos

A perda de carga resultante da mudança de direção do fluido nos passes, denominada perda nos retornos é definida por¹⁶

$$\Delta P_r = \frac{4\rho_t V_t^2 N_p}{2g} \quad (\text{III.10})$$

onde

N_p = número de passes nos tubos;

ρ_t = densidade do fluido dos tubos;

V_t = velocidade linear do fluido nos tubos;

III - 4 0 Coeficiente de Transferência de Calor do La do do Ar

O coeficiente de troca do lado do ar é dado pela correlação de Briggs e Young¹⁷.

$$Nu_{\mu} = \frac{h_a dr}{k} = 0,134 Re^{0,681} Pr^{1/3} \left(\frac{s}{\ell}\right)^{0,200} \left(\frac{s}{t}\right)^{0,1134} \quad (III.11)$$

onde

$$Re = \frac{dr G_{max}}{\mu}$$

sendo

s = distância entre aletas adjacentes;

e = espessura das aletas;

ℓ = altura das aletas;

h_a = coeficiente de troca do lado do ar, referido
à área externa;

A figura (III.1) apresenta as características geo

métricas dos tubos aletados:

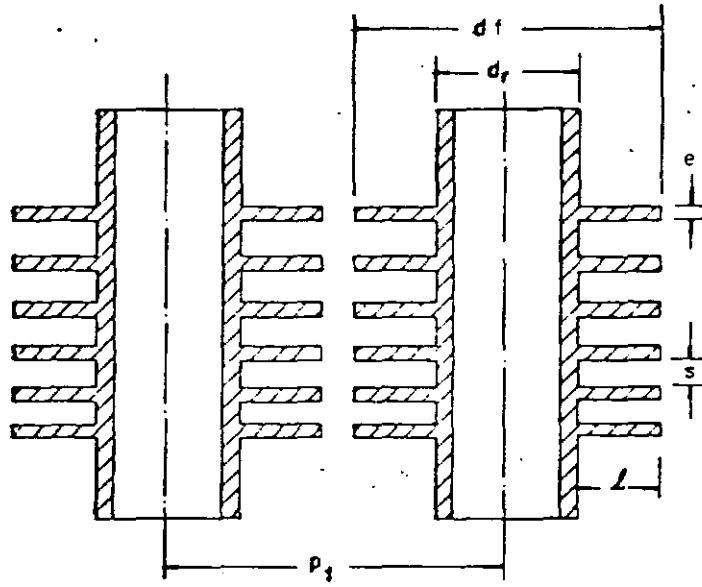


Figura III-1 Seção Transversal do Tubo Aletado

III. 5 A Perda de Carga do Lado do Ar

No cálculo da perda de carga do lado do ar pode ser utilizada a correlação de Robinson e Briggs¹⁸:

$$f_r = 18,93 \operatorname{Re}_r^{-0,316} \left(\frac{p_t}{d_r}\right)^{-0,927} \left(\frac{p_t}{p_\ell}\right)^{0,515} \quad (\text{III-12.a})$$

$$\Delta p = \frac{f_r n_c G_m^2}{\rho g} \quad (\text{III-12.b})$$

sendo

$$\operatorname{Re}_r = \frac{d_r G_m}{\mu} \quad (\text{III-12.c})$$

onde

p_t = passo transversal entre tubos adjacentes numa mesma fila de tubos;

p_ℓ = passo longitudinal entre tubos adjacentes em diferentes filas de tubos, medidos em diagonal;

G_m = velocidade mássica na seção transversal mínima normal do fluxo de ar.

IV - Programas Computacionais

O emprego de computadores é particularmente importante para o projeto de trocadores de calor, tendo em vista que os cálculos são iterativos, permitindo várias soluções, funções das variáveis fixadas.

Um dos programas faz o dimensionamento do trocador; como alternativa calcula as temperaturas de saída do fluido de processo e ar.

O outro programa faz a verificação do desempenho do equipamento.

IV.1 Programa para Dimensionamento e Simulação das Temperaturas de Saída

O programa faz o dimensionamento do trocador com a utilização dos métodos estimativos e global (Capítulo II.2 e II.3). Permite ainda, como alternativa, o cálculo das temperaturas de saída do fluido dos tubos e do ar, dada a geometria do trocador, as vazões e temperaturas de entrada.

O método global utilizado, admite algumas hipóteses simplificadora:

- a) A velocidade do ar é admitida constante;
- b) Os coeficientes de troca do lado dos tubos e do ar e portanto, o global, são calculados na temperatura média ou calórica e admitidos constantes ao longo do feixe;
- c) As perdas de carga, identicamente ao item anterior, são calculadas para as propriedades médias dos fluidos;

Para o dimensionamento do trocador são fornecidos os valores de:

Fluido dos Tubos: W, T_1, T_2, p, r_{di}

$\mu_1, \mu_2, \rho_1, \rho_2, C_1, C_2, K_1, K_2$

Ar : t_1 , altitude local, r_{dar}

Características do feixe tubular:

ℓ , d_i , d_r , d_a , p_t , p_ℓ , t , s

d_{b1} , d_{b2} , N_c , r_c , K_w , K_t

Como resultado teremos o trocador calculado, sendo for
necido:

Q , t_2 , W_{ar} , DMT , U_o , U_x , A_o , A_x , B , N_t , N_c , N_p , N_{fs} , N_{fp}

Δp_t , Δp_{ar}

e outros valores como h_i , h_a , v_t , v_f

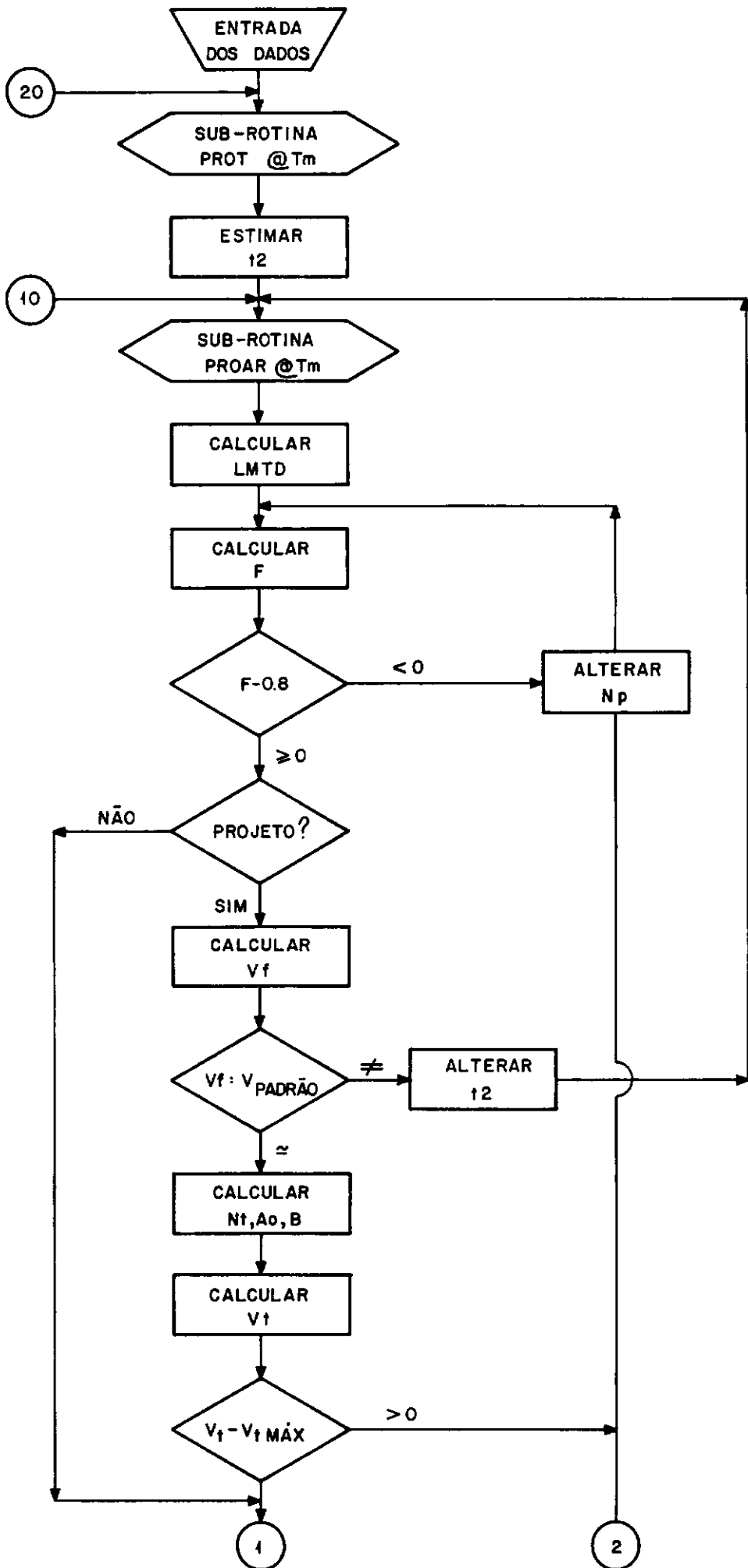
Para o cálculo das temperaturas de saída, são dadas as mesmas variáveis definidas para o programa de dimensionamento, acima citado, excluindo T_2 e incluindo N_t , N_{fs} , N_p , N_c .

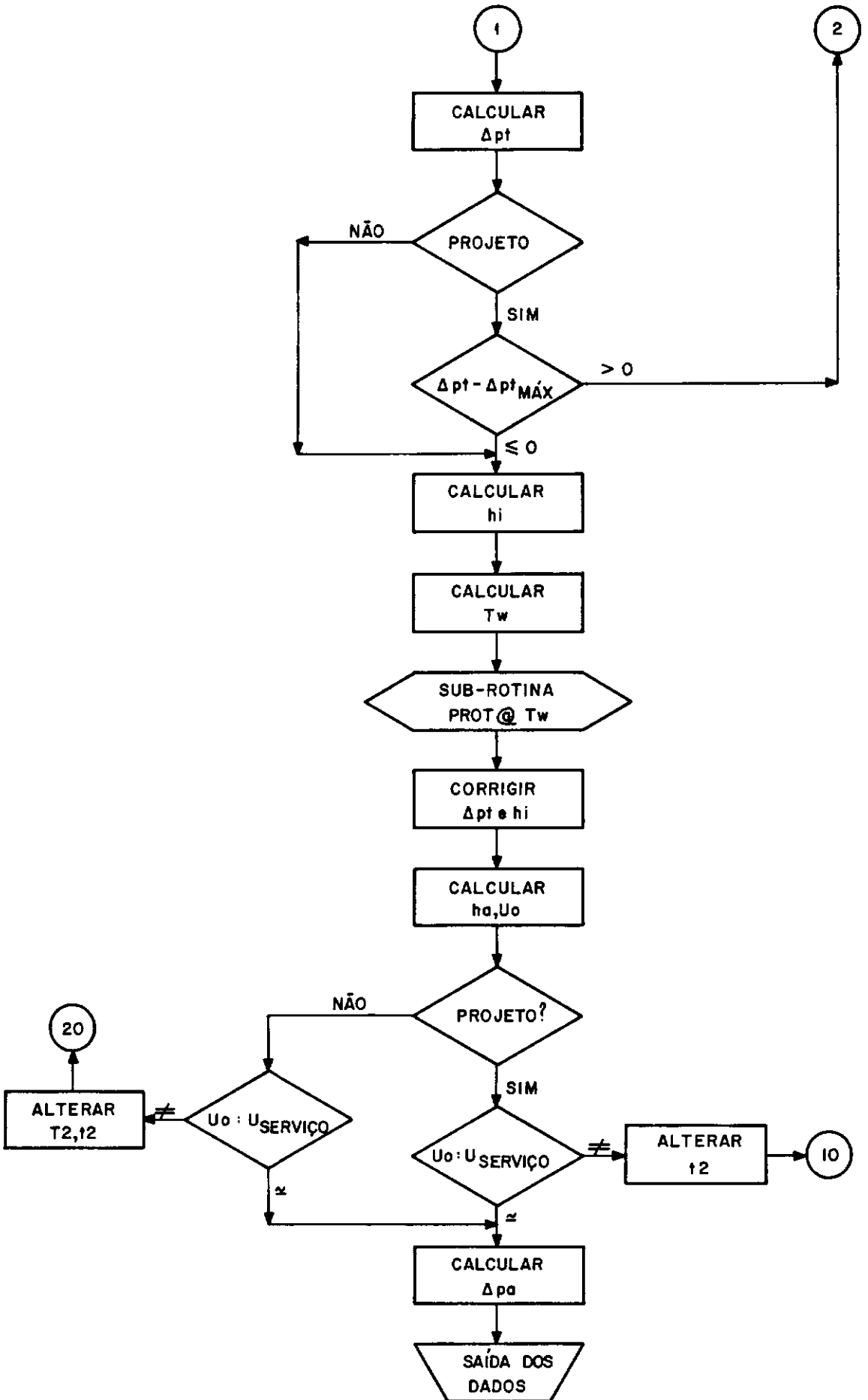
À saída do programa serão obtidos os valores do programa anterior mais a temperatura de saída dos tubos (T_2).

Esta opção é fundamental para a comparação entre os métodos global e passo-a-passo, já que os trocadores dimensionados geralmente possuem um excesso de área.

O programa foi escrito em linguagem FORTRAN, utilizando um computador IBM/370 com um tempo aproximado de computação de 7 segundos de CPU.

É apresentado, a seguir, o diagrama de blocos do programa, onde a subrotina PROT calcula as propriedades físicas do fluido de processo e a PROAR, as propriedades físicas do ar.





IV.2 Programa para Verificação do Desempenho

Outro programa utiliza o método passo-a-passo para a verificação do desempenho do equipamento (Capítulo II.4). Para um trocador com geometria conhecida, a partir das vazões, temperatura de saída do fluido dos tubos e de entrada do ar, calcula os perfis de temperaturas, perdas de cargas, calor trocado ao longo do feixe tubular, levantando o desempenho passo-a-passo do equipamento.

Neste desenvolvimento de cálculo não se faz as hipóteses simplificadoras do programa anterior, conseguindo o programa simular com maior exatidão a situação real, resultando num procedimento de cálculo mais preciso.

São fornecidos como dados de entrada as mesmas variáveis de entrada no programa para o cálculo das temperaturas de saídas, apenas que, o valor fornecido para a temperatura do fluido dos tubos é a de saída (T_2). Devem ser dados ainda o número de seções em que se deseja dividir o feixe tubular e o perfil de velocidade do ar na entrada do feixe, caso a velocidade não for constante.

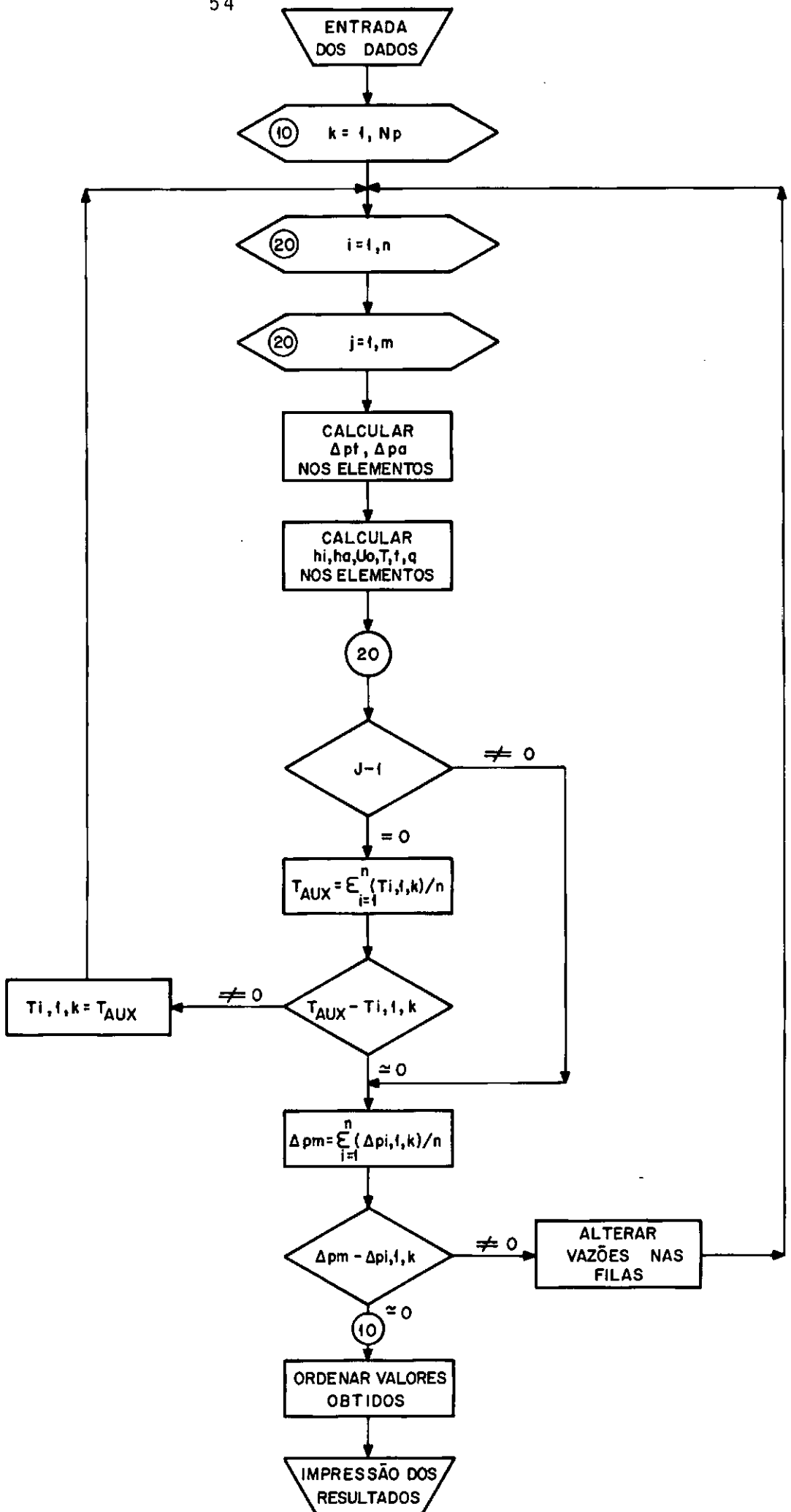
À saída, o programa fornecerá a temperatura de entra-

da do fluido dos tubos (T_1), a distribuição de t_2 , a distribuição, ao longo do feixe tubular de U_0 , Q , T , t , DMT , Δp_{ar} , Δp_t , h_i , h_a .

O programa torna possível uma visualização do desempenho do equipamento.

Foi utilizada linguagem FORTRAN, num computador IBM/370, com tempo aproximado de computação de 20 segundos de CPU.

O diagrama de blocos do programa é apresentado a seguir.



V - Apresentação dos Resultados

A metodologia apresentada nos capítulos anteriores se
rã agora aplicada na análise de alguns trocadores de calor res-
friados a ar projetados para operações encontradas comumente nas
indústrias de petróleo e petroquímica. Neste sentido, serão con
siderados, em exemplos distintos, as referências no comportament
o dos equipamentos das seguintes situações de projeto: não uni
formidade do perfil de velocidade de ar na entrada do permutador;
variação das propriedades dos fluidos de processo com a temperat
ura; variação no regime de escoamento do fluido dos tubos.

V.1 - Caso de Perfil de Velocidade do Ar Não Uniforme

O ar na saída do ventilador poderá apresentar o perfil como mostrado na figura V.1.

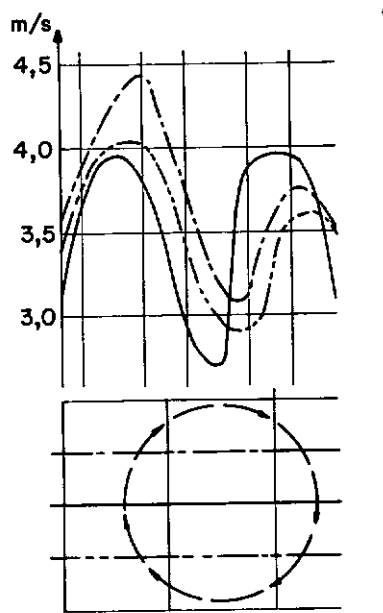


Figura V.1 - Perfil de velocidade do ar na saída do ventilador⁹

Como exemplificação será analisado inicialmente um resfriador de água, onde a variação da temperatura resulta em pequena mudança nas propriedades físicas do fluido dos tubos. Desta forma é possível se verificar mais acentuadamente a influência de perfis não uniformes de velocidades do ar no funcionamento do equipamento.

O trocador a ser estudado foi projetado e cons-

truído por um fabricante para resfriar 96617 kg/h de água de 49,4°C a 40°C.

O equipamento apresenta as seguintes características:

$L = 9,75 \text{ m}$; $B = 3,56 \text{ m}$ x 6 filas de tubos x
6 passes nos tubos

Tubos:

177 tubos $d_r = 25,4 \text{ mm}$ BWG 14; $d_f = 57 \text{ mm}$

$p_t = p_l = 63 \text{ mm}$ com 11 aletas por polegada;

$e = 0,4 \text{ mm}$

$W_t = 55980 \text{ kg/h}$

Ar:

$t_l = 32^\circ\text{C}$

Velocidade facial = 3,6 m/s

Inicialmente utiliza-se o programa de simulação empregando o método global, que para uma dada geometria, vazões e temperaturas de entrada, fornece as temperaturas de saída do fluido de processo e do ar.

Considerando inicialmente um perfil de velocidade-

de uniforme para o ar, de 3,6 m/seg, foram obtidos como resultados:

$$T_2 = 40,9^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 975 \text{ KW}$$

$$\Delta p_{pt} = 35,5 \text{ KPa}$$

$$\Delta p_{par} = 0,90 \text{ KPa}$$

Com o valor de T_2 entra-se no programa passo-a-passo, obtendo-se os valores de $T, t, \Delta p_t, \Delta p_{ar}, U_o$ e Q .

As figuras V.2 e V.3 mostram a distribuição de temperaturas e Δp ao longo do feixe tubular para a situação de perfil de velocidade de ar uniforme na entrada do trocador.

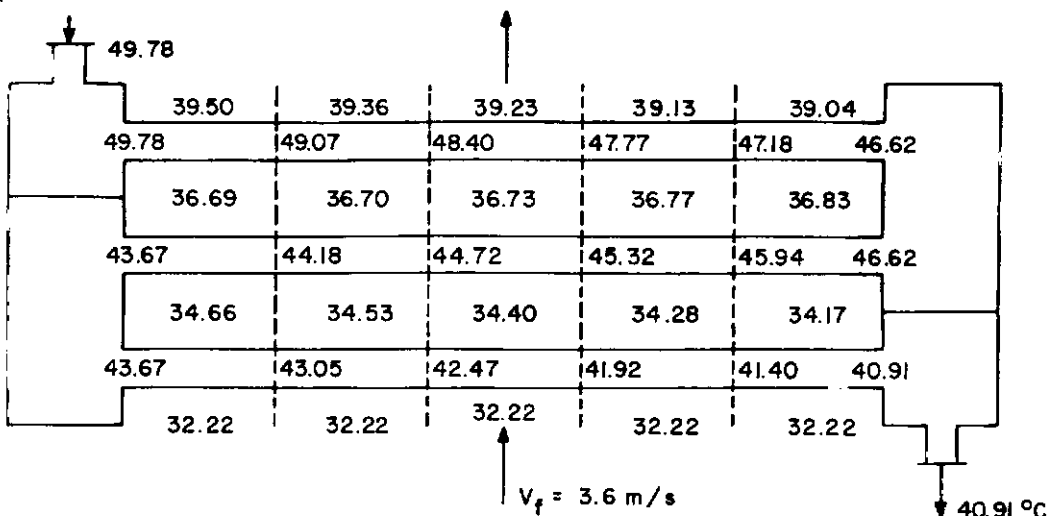


Figura V.2 - Distribuição de temperaturas num trocador resfriado a ar (V_{AR} uniforme)

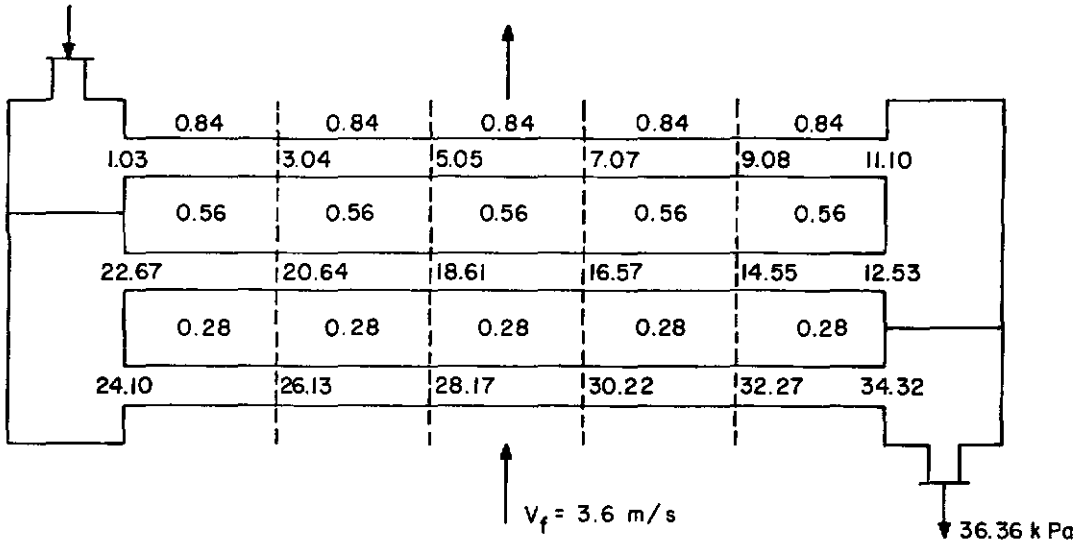


Figura V.3 Distribuição de perdas de carga num trocador resfriado a ar (V_{AR} uniforme)

Foram obtidos os seguintes resultados:

$$T_2 = 49,78^\circ\text{C}$$

$$Q = 1014 \text{ KW}$$

$$\Delta p_t = 36,4 \text{ KPa}$$

A quantidade de calor trocado (Q) é 4% maior que a obtida pelo método global. Portanto o trocador estaria ligeiramente superdimensionado.

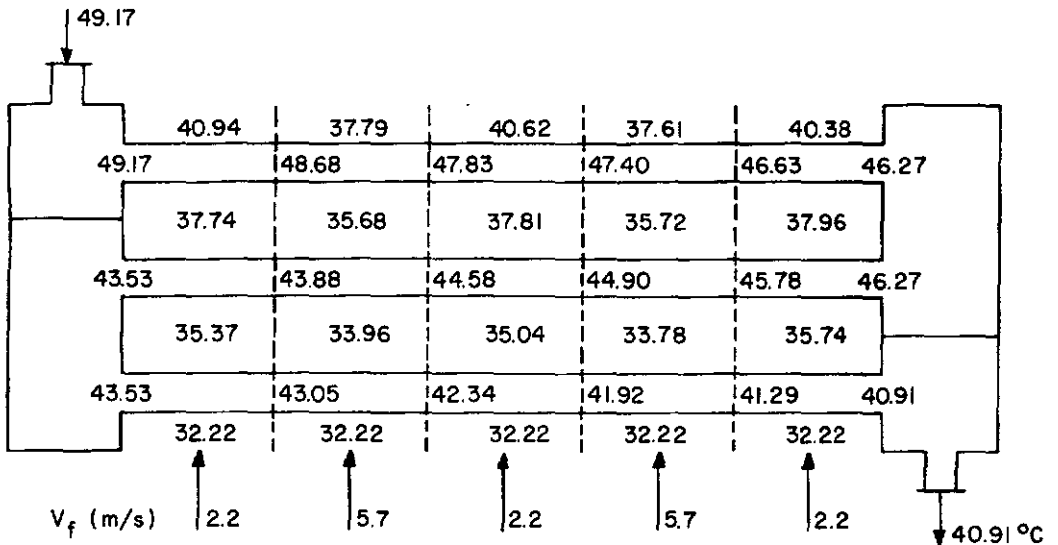


Figura V.4 Distribuição de temperaturas ($^{\circ}\text{C}$) num trocador resfriado a ar (V_{AR} não uniforme)

Para o mesmo aparelho e condições idênticas de processo, são calculados os valores das temperaturas para um perfil não uniforme de velocidade do ar na entrada do feixe.

A figura V.4 apresenta os valores das temperaturas ao longo do feixe tubular e a figura V.5, as perdas de carga.

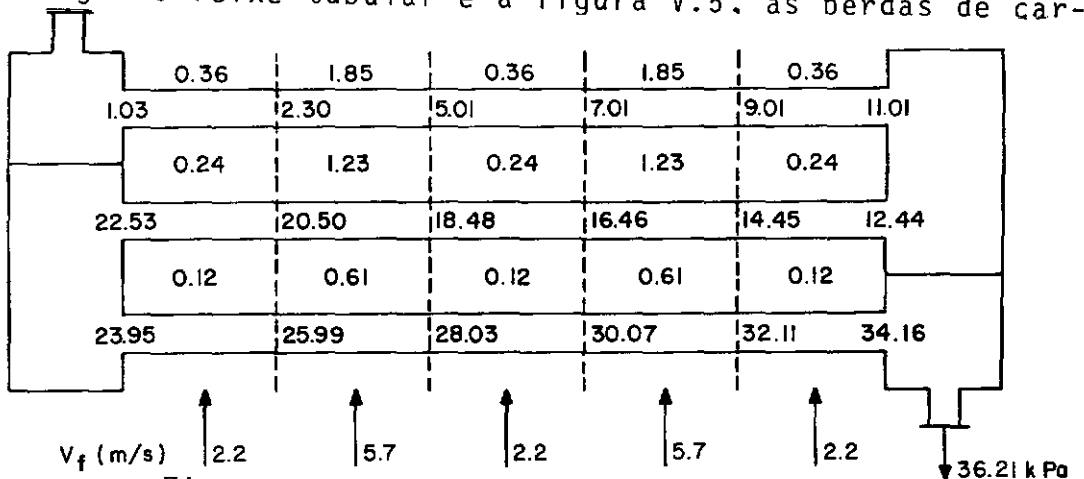


Figura V.5 Distribuição de perdas de carga num trocador resfriado a ar (V_{AR} não uniforme)

Para este caso, obteve-se os valores:

$$T_2 = 49,17^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 943 \text{ KW}$$

$$\Delta p_t = 36,2 \text{ KPa}$$

A quantidade de calor trocado resultou ser 3,3% menor que o obtido pelo método global, portanto, ligeiramente subdimensionado.

Para outros fluidos de processo, onde o coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos pode sofrer variações significativas com a temperatura, a influência de perfis não uniformes de velocidade do ar é mais acentuada, como mostrado a seguir.

V.2 Caso da Variação das Propriedades Físicas do Fluido que Escoa no Interior dos Tubos com a Temperatura

Para efeito de análise, considera-se um trocador com as seguintes características:

$L=7,3\text{m}$; $B=3,2\text{m}$ x 6 filas de tubos e 6 passes nos tubos

Tubos: 300 tubos $d_r=25,4\text{mm}$ BWG 14 $d_f=57\text{mm}$

$p_t=p_1=63$ com 11 aletas por polegada $e=0,4\text{mm}$

Ar : $t_1=32^\circ\text{C}$

Velocidade facial do ar= $2,7\text{ m/s}$

foram obtidos os seguintes valores para os fluidos indicados:

Fluido	T_2 ($^\circ\text{C}$)	MÉTODO GLOBAL			MÉTODO PASSO-A-PASSO			%
		T_1 ($^\circ\text{C}$)	ΔP (KPa)	Q (KW)	T_1 ($^\circ\text{C}$)	ΔP (KPa)	Q (KW)	
Óleo Pobre	44,7	94,0	38,9	1756	92,6	33,7	1701	0,97
Nafta Leve	48,0	97,8	33,1	1726	98,8	31,1	1760	1,02
Querosene	44,8	93,3	34,0	1635	90,3	34,7	1525	0,93
Gasóleo Leve	84,5	118,9	50,7	1055	111,5	52,6	822	0,78

Tabela V.1 Comparação entre os Métodos Global e Passo-a-Passo para distribuição uniforme de velocidade do ar

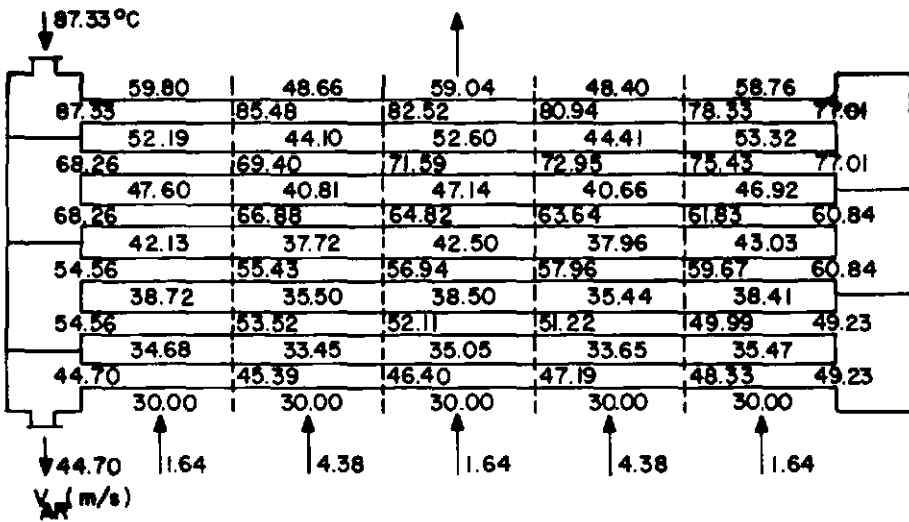


Fig.V.6 Distribuição de temperatura ($^{\circ}\text{C}$) para o resfriador de óleo pobre (V_{AR} não uniforme)

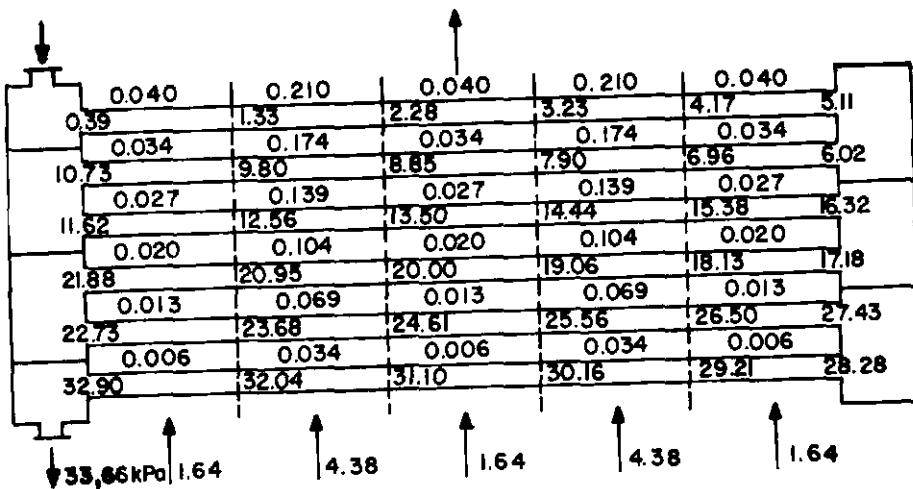


Fig.V.7 Distribuição de perdas de carga (KPa) para o resfriador de óleo pobre (V_{AR} não uniforme)

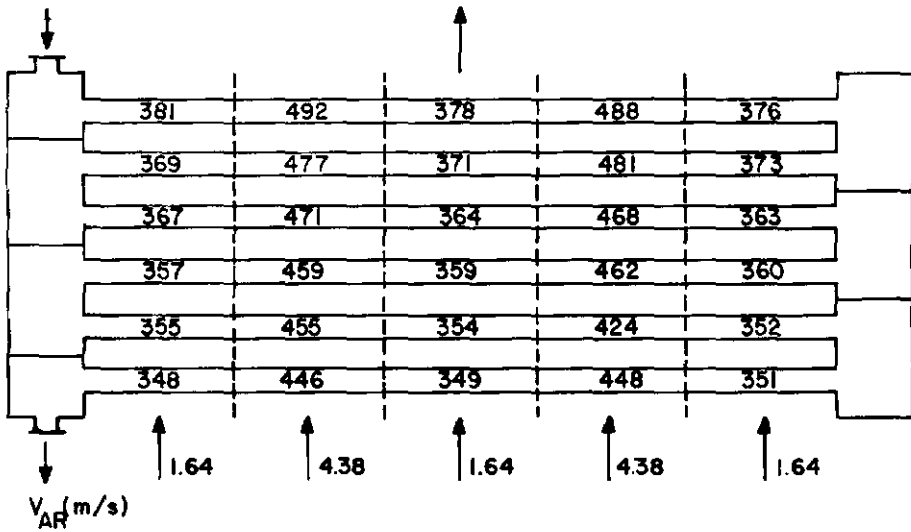


Fig.V.8 Distribuição do coeficiente global de troca ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) para o resfriador de óleo pobre (V_{AR} não uniforme)

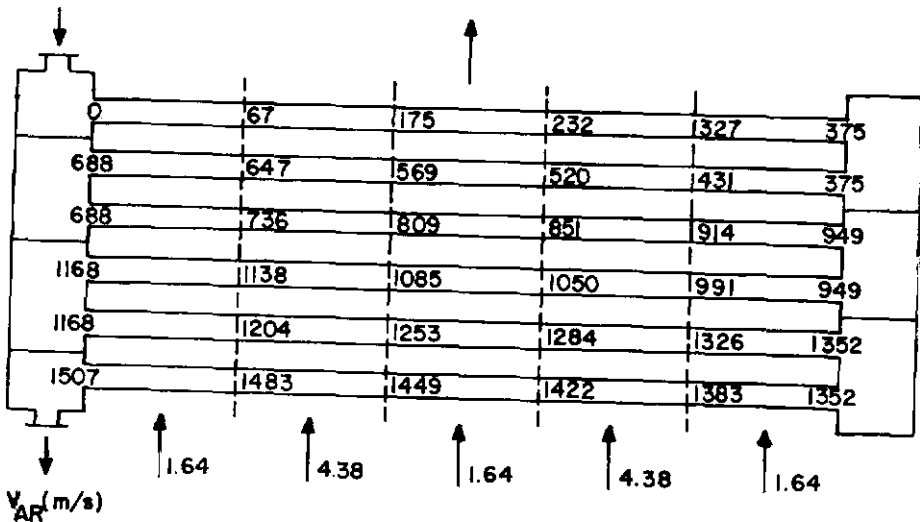


Fig.V.9 Distribuição da quantidade de calor trocado (KW) para o resfriador de óleo pobre (V_{AR} não uniforme)

Se o perfil de velocidade facial do ar não for uniforme como mostrado na figura V.4, serão obtido os seguintes valores:

Fluido	T ₂ (°C)	MÉTODOS GLOBAL			MÉTODOS PASSO-A-PASSO			%
		T ₁ (°C)	ΔP (KPa)	Q (KW)	T ₁ (°C)	ΔP (KPa)	Q (KW)	
Óleo Pobre	44,7	94,0	38,9	1756	87,33	33,7	1507	0,86
Nafta Leve	48,0	97,8	33,1	1726	95,3	30,4	1633	0,95
Querosene	44,8	93,3	34,0	1635	85,4	34,7	1355	0,83
Gasóleo Leve	84,5	118,9	50,7	1055	110,2	51,5	780	0,74

Tabela V.2 Comparação dos Métodos Global e Passo-a-Passo para distribuição não-uniforme da velocidade do ar.

Para o óleo pobre, são apresentados nas figuras V.6, V.7 e V.8 as distribuições da temperatura e de, perda de carga, o coeficiente global e o calor trocado ao longo do feixe tubular para perfil não uniforme de velocidade do ar.

V.3 Caso da Mudança do Regime de Escoamento do Fluido no Interior dos Tubos

O gás-óleo leve, citado na tabela V.1 apresenta uma grande variação da viscosidade com a temperatura. Desta forma, o fluido de processo ao entrar no trocador estará escoando no regime de transição ($Re \approx 3400$) variando ao longo do feixe, saindo em regime laminar ($Re \approx 1300$).

A alteração do regime de escoamento implicará em mudança nas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos.

A quantidade de calor trocado no método passo-a-passo, com perfil uniforme de velocidade do ar, resultou ser 22% menor que o obtido no método global. Quando se utiliza um perfil não uniforme, teremos, para o método passo-a-passo, um valor do calor trocado 26% inferior ao do método global (vide tabela V.1)

VI - Conclusões

Os resultados apresentados no Capítulo anterior mostram a importância do método passo-a-passo na análise dos diversos casos analisados.

Para o caso do resfriamento de água quando se admite um perfil uniforme de velocidade do ar o método global pode ser utilizado já que os valores das taxas de calor trocado no método global e passo-a-passo não apresentam diferenças significativas.

Idêntica conclusão se aplica ao caso da distribuição não uniforme de velocidade do ar representada na figura V.4. Neste exemplo, embora os valores do coeficiente global de transferência de calor, calculados pelo método passo-a-passo, sofram variação significativas, função da velocidade do ar, o valor médio final aproxima-se do obtido pelo método global.

Quando, no entanto, o fluido dos tubos tem suas propriedades, notadamente a viscosidade, variando bastante com a temperatura, o método global poderá introduzir erros substanciais.

Isto ocorre uma vez que o coeficiente global de transferência de calor varia ao longo do feixe tubular e o cálculo pelos valores médios, feito pelo método global não consegue tra

duzir o comportamento do equipamento, visto a não linearidade da troca térmica.

As Tabelas V.1 e V.2 apresentam as alterações verificadas pelo método passo-a-passo em relação ao método global, quando os fluidos têm suas propriedades físicas variando com a temperatura, como mostrado no Capítulo VIII.2.

Assim, para a nafta leve com perfil uniforme de velocidade de ar, a quantidade de calor trocado é, no método passo-a-passo, 2% superior ao do obtido no método global. Situação inversa ocorre para o óleo pobre e querosene, com um valor da taxa de calor trocado (Q), no método passo-a-passo, 3% e 7% menor que no global.

Quando o perfil de velocidade do ar não for uniforme, o fenômeno tem um efeito multiplicador como visto na Tabela V.2.

Neste caso a nafta leve apresenta, no método rigoroso, um valor de Q , 5% inferior ao do método global. Para o óleo pobre e querosene os valores respectivos são 14% e 17%.

As perdas de cargas no interior dos tubos e no lado do ar não apresentam diferenças significativas nos dois métodos.

Quando ocorrerem alterações do regime de escoamento para o fluido de processo ao longo do trocador, podem-se verificar as maiores distorções entre os dois métodos, uma vez que são alteradas as próprias correlações de cálculo dos coeficientes de transferência de calor, além da influência da temperatura nas propriedades físicas do fluido.

O método global não considera tais variações, já que calcula para um valor médio, em um ou outro regime.

Como método mais rigoroso pode-se calcular em que ponto do feixe tubular a mudança de regime de escoamento irá ocorrer.

O método passo-a-passo é um poderoso instrumental de cálculo, que permite um projeto mais rigoroso, bem como a verificação da performance do equipamento, dando uma visualização dos perfis de temperatura e de perda de carga ao longo do seu feixe tubular.

O método passo-a-passo torna-se bastante apropriado para ser aplicado aos casos de escoamento com mudança de fase para o fluido de processo. Para os trocadores resfriados a ar, com condensação nos tubos, por exemplo, a quantidade de líquido e vapor variará ao longo do trocador, mudando conseqüentemente o regime de escoamento, os coeficientes de transferência de calor e as perdas de carga.

O método pode ser ainda aplicado a trocador tipo casco e tubos, com ou sem mudança de fase nos fluidos do lado dos tubos e do casco, que têm larga aplicação nas indústrias de processamento de petróleo, química e petroquímica.

Estas duas últimas aplicabilidades citadas para o método passo-a-passo são assim sugeridas como extensões deste trabalho.

VII - Referências Bibliograficas

- (1) Smith,E.C., "Air-Cooled Heat Exchangers", Chemical Engineering - november 17,1958,pp.145-150
- (2) Cook,E.M.; "Comparisons of Equipments for Removing Heat From Process Streams", Chemical Engineering - may 25,1964,pp.137-142
- (3) Cook,E.M.; "Operating Problems of Air-cooled Units, and Air-water Combinations"
- (4) Ganapathy,V., "Design of Air-cooled Exchangers Process Design Criteria", Chemical Engineering - march 27, 1978,pp.112-119
- (5) Kern,D.Q. e Kraus,A.D.,; "Extended Surface Heat Transfer", Mc Graw Hill,1972,pp.558
- (6) Caglayan, A.N. and Buthod,P ; "Factors correct air-cooler and S&T exchanger LMTD, The Oil and Journal - september 6,1976
- (7) Nicole,F.J.L., "Mean Temperature Difference in Crossflow Heat Exchange Applied to Multipass Air-Cooled Fin-Tube Units with a Finite Number of Rows" M Sc (Enghg.) thesis, University of Pretoria, CSIR Special Report CHEM 223, nov.1972

- (8) Roetzel, W. e Nicole, F.J.L., "Mean Temperature Difference for Heat Exchangers Design" - A General Approximate Explicit Equation", Journal of Heat Transfer - Transactions of the ASME - february 1975, pg 5 a 8
- (9) Droneau, B. - "Contribution au Calcul et à D'expérimentation des aérorefrigérants de l'industrie du pétrole", Rev.Gén. Therm., France n:173 mai 1976, pg.387-397 e n:174-175 juin-juillet 1976, pg.489-500
- (10) Heat Transfer Engineering, vol.1, number 1, july-september 1979
- (11) API Standards 661, "Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services", Second Edition, january 1978
- (12) Gunter, A.Y. e Shifes, K.V. "Hot Air Recirculation by Air Coolers", Chemical Engineering Progress, vol.68, nº2, february 1972, pg.49 a 58
- (13) Brown, K; "Design of Air-Cooled Exchangers Progress Design Criteria", Chemical Engineering march 27, 1978, pg.108-111
- (14) Mc Adams, W.H.; "Heat Transmission" Mc GrawHill, 1954, N.Y.
- (15) CRANE'S Technical Paper nº 410

- (16) Kern, Q ; "Process Heat Transfer", Mc Graw Hill, 1950, N.Y.
- (17) Briggs, D.E. e Young, E.H; "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Chemical Engineering Symposium Series, vol.59, n°41(1963)
- (18) Robinson, K.K. e Briggs, D.E., "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch of Finned Tubes", Chemical Engineering Symposium Series, vol.62, n°64(1966).
- (19) Reid, R.C. ; Sherwood, T.K., "The Properties of Gases and Liquids", Mc Graw Hill

VIII.1 Ordenação dos Valores Obtidos no Método Passo-a-Passo

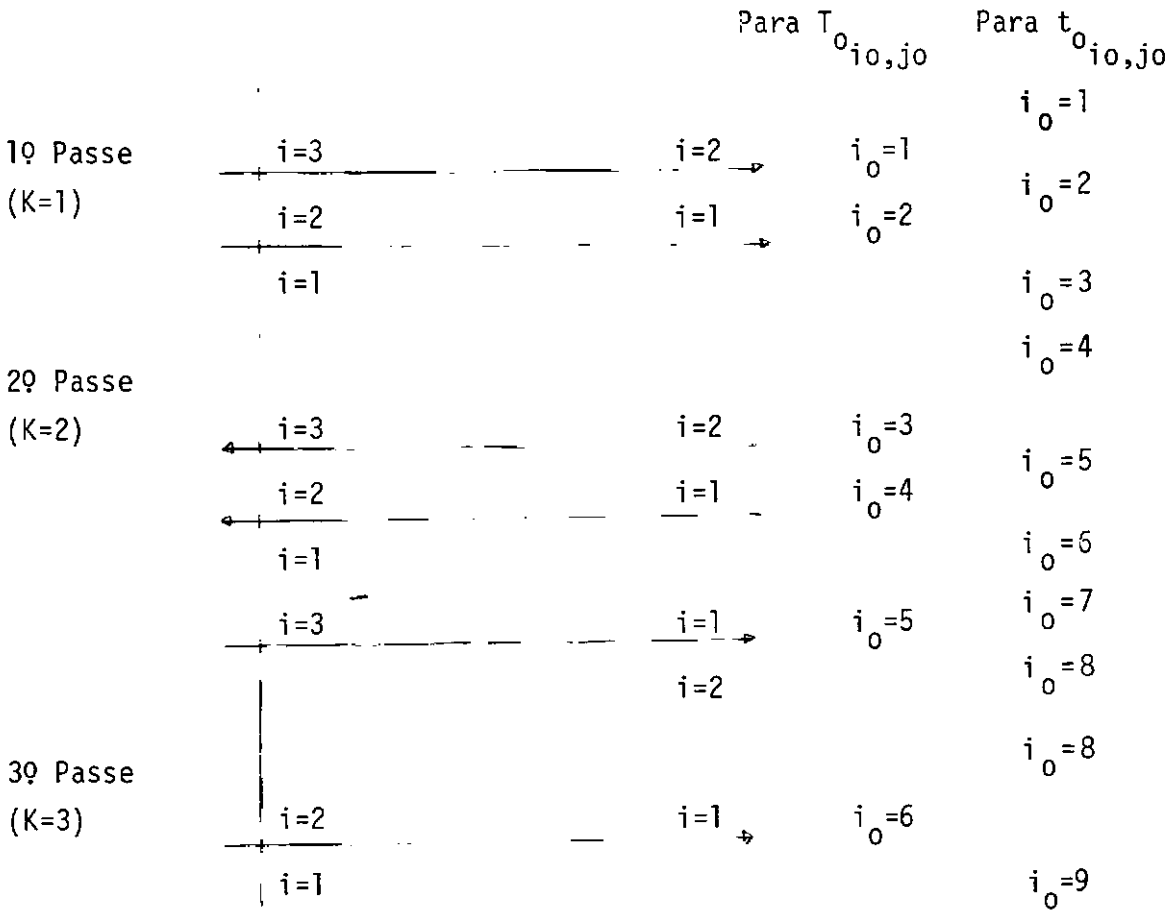
Para efeito de computação, os valores das temperaturas e perdas de cargas calculados no método passo-a-passo devem ser ordenados para que se possa traçar seus perfis ao longo do feixe tubular.

Como mostrado na figura (II-B), ao mudar de passe, a ordem das colunas é alterada, além de se ter numeração de linhas para cada passe, quando se deseja que todos os valores estejam sujeitos a apenas dois índices do tipo:

$$\begin{bmatrix} T_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{01,1} & T_{01,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & T_{01,m+1} \\ T_{02,1} & T_{02,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & T_{02,m+1} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ T_{0n,1} & T_{0n,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & T_{0n,m+1} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} t_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{01,1} & t_{01,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & t_{01,m} \\ t_{02,1} & t_{02,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & t_{02,m} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ t_{0n+1,1} & t_{0n+1,2} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & t_{0n+1,m} \end{bmatrix}$$

Assim teríamos, por exemplo, para $N_p=3$ e $n=2$:



$t_{i,j}$

Portanto, para as linhas:

$$\text{Para } T_{o_{i_0,j_0}} : i_0 = n(k-1) - (n-i+1) = nk - i + 1 \quad (\text{VIII.1})$$

$$\text{Para } t_{o_{i_0,j_0}} : i_0 = (n+1)(k-1) + (n+1-i+1) = (n+1)k - i + 1 \quad (\text{VIII.2})$$

Para as colunas:

a) Se N_p for ímpar

Para $T_{o_{io,j_0}}$:

$$k \text{ ímpar} : j_0 = j ; k = 1, 3, 5, \dots, N_p \quad (\text{VIII.3})$$

$$k \text{ par} : j_0 = m+2-j ; k = 2, 4, 6, \dots, N_p-1 \quad (\text{VIII.4})$$

Para $t_{o_{io,j_0}}$:

$$k \text{ ímpar} : j_0 = j ; k = 1, 3, 5, \dots, N_p \quad (\text{VIII.5})$$

$$k \text{ par} : j_0 = m+1-j ; k = 2, 4, 6, \dots, N_p-1 \quad (\text{VIII.6})$$

b) Se N_p for par

Para $T_{o_{io,j_0}}$:

$$k \text{ ímpar} : j_0 = m+2-j ; k = 1, 3, 5, \dots, N_p-1 \quad (\text{VIII.7})$$

$$k \text{ par} : j_0 = j ; k = 2, 4, 6, \dots, N_p \quad (\text{VIII.8})$$

Para $t_{o_{io,j_0}}$:

$$k \text{ ímpar} : j_0 = m+1-j ; k = 1, 3, 5, \dots, N_p-1 \quad (\text{VIII.9})$$

$$k \text{ par} : j_0 = j ; k = 2, 4, 6, \dots, N_p \quad (\text{VIII.10})$$

tos na forma $T_{o_{io,j_0}}$ e $t_{o_{io,j_0}}$, sendo :

$$a) \quad \frac{N_p}{\text{Ímpar}}$$

$$T_{o_{io,j_0}} = T_{i,j,k} \quad i=1,2,\dots, n ; j=1,2,\dots, m+1 ; k=1,2,\dots, N_p$$

(VIII-11.a)

$$i_0 = n.k - i + 1$$

$$i=1,2,\dots, n \quad ; k=1,2,\dots, N_p$$

(VIII-11.b)

$$j_0 = j \quad j=1,2,\dots, m+1 ; k=1,3,\dots, N_p$$

(VIII-11.c)

$$j_0 = m+2-j \quad j=1,2,\dots, m+1 ; k=2,4,\dots, N_p-1$$

$$t_{o_{io,j_0}} = t_{i,j,k} \quad (VIII.12)$$

$$i=1,2,\dots, n ; j=1,2,\dots, m ; k=1,2,\dots, N_p$$

(VIII-12.a)

$$i_0 = (n+1).k - i + 1$$

$$i=1,2,\dots, n+1 ; \quad k=1,2,\dots, N_p$$

(VIII-12.b)

$$j_0 = j \quad j = 1, 2, \dots, m ; k = 1, 3, \dots, N_p$$

(VIII-12.c)

$$j_0 = m+1-j \quad j = 1, 2, \dots, m ; k = 2, 4, \dots, N_p - 1$$

b) N_p par

(VIII.13)

$$T_{o_{i_0, j_0}} = T_{i, j, k}$$

$$i = 1, 2, \dots, n ; j = 1, 2, \dots, m+1 ; k = 1, 2, \dots, N_p$$

(VIII-13.a)

$$i_0 = n.k - i + 1$$

$$i = 1, 2, \dots, n ;$$

$$k = 1, 2, \dots, N_p$$

(VIII-13.b)

$$j_0 = j$$

$$j = 1, 2, \dots, m+1 ; k = 2, 4, \dots, N_p$$

(VIII-13.c)

$$j_0 = m+2-j$$

$$j = 1, 2, \dots, m+1 ; k = 1, 3, \dots, N_p - 1$$

$$t_{o_{i_0, j_0}} = t_{i, j, k}$$

(VIII.14)

$$i = 1, 2, \dots, n+1$$

$$k = 1, 2, \dots, N_p$$

(VIII-14.a)

$$i_0 = (n+1) \cdot k - i + 1$$

$$i = 1, 2, \dots, n+1 ;$$

$$k = 1, 2, \dots, N_p$$

(VIII-14.b)

$$j_0 = j$$

$$j = 1, 2, \dots, m ; k = 2, 4, \dots, N_p$$

(VIII-14.c)

$$j_0 = m+1-j$$

$$j = 1, 2, \dots, m ; k = 1, 3, \dots, N_p - 1$$

VIII.2 Propriedades Físicas dos Fluidos Analisados

FLUIDO	T (°C)	Densidade relativa	C (KJ/KG°C)	μ (Pa.s)	k (W/m°C)
ÁGUA	49	0,982	2,36	$0,617 \times 10^{-3}$	0,635
	41	0,986	2,37	$0,723 \times 10^{-3}$	0,626
NAFTA LEVE	98	0,696	2,34	$0,695 \times 10^{-3}$	0,133
	48	0,737	2,13	$0,735 \times 10^{-3}$	0,136
QUEROSENE	93	0,760	2,27	$0,670 \times 10^{-3}$	0,137
	45	0,804	2,06	$1,474 \times 10^{-3}$	0,145
ÓLEO POBRE	94	0,607	2,39	$0,341 \times 10^{-3}$	0,132
	45	0,706	2,19	$0,639 \times 10^{-3}$	0,135
GASOLEO LEVE	119	0,910	2,03	$4,100 \times 10^{-3}$	0,131
	84	0,932	1,90	$14,193 \times 10^{-3}$	0,134

Foram adotadas as seguintes correlações para variação das propriedades físicas com a temperatura¹⁹:

Massa específica, calor específico e condutividade térmica: relação linear da forma

$$A + BT$$

VISCOSIDADE :

$$\mu = A e^{B/T}$$

IX - Nomenclatura

- A : área;
- a : constante arbitrada na equação (II.25);
- A_f : área facial (comprimento x largura do feixe);
- $a_{i,k}$: constante utilizada na equação (II.4);
- A_p : área por passe (A/n);
- B : largura do feixe tubular;
- C : calor específico do fluido dos tubos;
- c : calor específico do ar;
- d : diâmetro do tubo;
- DMT : diferença média de temperatura corrigida;
- e : espessura das aletas;
- $E_{i,j}$: variável definida pela equação (II-14.b)
- E_f : eficiência das aletas;

- F : fator de correção da LMTD;
- F_c : fator de correção da temperatura de saída do ar dada na equação (II.2);
- f_r : fator de atrito;
- G : velocidade mássica;
- g : aceleração da gravidade local;
- G_m : velocidade mássica na seção transversal mínima normal ao fluxo de ar;
- H : variável definida pela equação (II-8.a);
- h : coeficiente de transferência de calor;
- K : constante utilizado na equação (III.10);
- k : condutividade térmica;
- K_i : variável definida na equação (II.27);
- L : comprimento dos tubos;
- ℓ : altura das aletas;

- LMTD : diferença de temperatura média logaritmica;
- m : número de seções em que o feixe é dividido;
- n : número de feixe de tubos por passe;
- n_c : número de filas de tubos por feixe;
- N_{fp} : número de feixes em paralelo;
- N_{fs} : número de feixes em série;
- N_p : número de passes nos tubos;
- N_t : número de tubos por feixe;
- p_l : passo longitudinal dos tubos;
- p_t : passo transversal dos tubos;
- $Pr = \frac{\mu C}{k}$: número de Prandtl;
- Q : quantidade de calor trocado;
- R : variável definida na equação (II-4.d);
- $r_{l,m}$: variável definida na equação (II-4.a);
- $Re = \frac{dG}{k}$: número de Reynolds;

- r_c : resistência de contato;
- s : variável definida na equação (II-4.b);
- s : passo das aletas;
- T_1, T_2 : temperaturas de entradas e saída do fluido no interior dos tubos;
- t_1, t_2 : temperatura de entrada e saída do ar;
- $T_{o_{io,jo}}$: temperatura ordenada do fluido no interior dos tubos;
- $t_{o_{io,jo}}$: temperatura ordenada do ar;
- T_k^* : temperatura de saída do fluido dos tubos para o passe k ;
- T_{1CALC} : temperatura de entrada do fluido dos tubos calculada pela equação (II.18);
- U : coeficiente global de transferência de calor referente à área A ;
- V : variável definida na equação (II-4.c);
- V_f : velocidade facial do ar (velocidade do ar ao chegar ao feixe);

- v_t : velocidade linear do fluido dos tubos;
- W : vazão do fluido dos tubos;
- w : vazão do ar;
- Y : variável definida pela equação (II-8.a);
- Δ_p : perda de carga;
- Δ_{pi} : perda de carga do fluido dos tubos na fila i ;
- Δ_{p_m} : perda de carga média por passe do fluido dos tubos;
- ρ : massa específica;
- ϕ : variável definida na equação (III.5);

Indices:

a : lado do ar;

a_t : atrito;

b : bocal;

f : aletas;

i : diâmetro interno do tubo liso;

(i,j,k): (fila, seção, passe);

o : diâmetro externo do tubo liso;

r : raiz dos tubos aletados;

r_t : retorno;

t : tubos;

w : parede do tubo liso;
refere-se ao diâmetro médio do tubo liso na equação
(II.6)

x : superfície total aletada;