

DEMÉTRIO ELIE BARACAT

UM MÉTODO PARA O DIMENSIONAMENTO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

TESE APRESENTADA A
ESCOLA POLITÉCNICA DA USP
PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO
DE DOUTOR EM ENGENHARIA

SÃO PAULO, 1988

156 pág.

FT-509

DEMÉTRIO ELIE BARACAT

Engº Mecânico, Escola de Engenharia Mauá, 1975

UM MÉTODO PARA O DIMENSIONAMENTO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

TESE APRESENTADA À ESCOLA POLI-
TÉCNICA DA USP PARA A OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE DOUTOR EM ENGENHARIA

ORIENTADOR: Prof. DR. MOYSES SZAJNBOK
Professor Assistente Doutor
Departamento de Engenharia Mecânica
Escola Politécnica da USP

São Paulo, 1988

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Moyses Szajnbok, pela incansável orientação e incentivo, que ultrapassou os limites deste trabalho.

Aos Professores Doutores Clemente Greco, Eitaro Yamane e Giorgio E. O. Giacaglia, pelo auxílio na formação matemática e acadêmica.

Aos professores e colegas, em cujas amizades e sugestões buscou-se o sustento da realização.

À Escola de Engenharia Mauá

À Cofap

De forma especial aos meus pais, por me terem transmitido o devido suporte moral na primeira educação.

De todos, sinto-me devedor.

RESUMO

Neste trabalho, após a introdução do Capítulo 1, são apresentados no Capítulo 2 roteiros sobre o projeto de trocadores de calor multitubulares, onde se pressupõe que o leitor possua alguns conhecimentos sobre o assunto.

No Capítulo 3, admitidas algumas hipóteses simplificadoras, desenvolveu-se um modelo de projeto de trocadores de calor multitubulares, com algumas vantagens sobre os métodos analisados no capítulo anterior, os quais são analisados no decorrer deste capítulo.

Nos procedimentos abordados nos Capítulos 2 e 3, obtém-se o dimensionamento do trocador, assim como o fluxo térmico e a perda de carga em seu interior.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos com as aplicações dos métodos abordados nos Capítulos 2 e 3 a um projeto de trocador de calor e a análise de um trocador existente.

No Capítulo 5 são apresentadas **conclusões**, comentando-se as soluções dos exemplos anteriores, e algumas possíveis linhas de pesquisa para desenvolvimentos futuros.

Em todos os capítulos foram empregadas as unidades do sistema S.I.

No texto, os códigos entre parênteses referem-se a bibliografia apresentada após o Capítulo 5.

O trabalho é concluído com um conjunto de apêndices.

ABSTRACT

In this publication, after the introduction of the first chapter, the chapter 2, shows methods of design of heat exchangers, and it will be supposed that the reader will have knowledge about this subject.

In chapter 3, through simplifying assumptions, it is developed a method for the design of multitubular heat exchangers, it has some advantages over the methods analysed on the previous chapter. The procedures included in chapters 2 and 3 describe dimensions of heat exchangers; heat flow and pressure drop across the heat exchanger.

Chapter 4 analyses the results given by application of the previous methods to design a heat exchanger and analyse a real heat exchanger.

Chapter 5 presents conclusions and comments regarding the solution of the previous problems. It also permits further comments upon a few possible lines of research for further developments. It is used in all the chapters the SI system unit.

In the text the terms in brackets are referred to the bibliography that is showed after the chapter 5.

Attached material can be found at the end of the publication.

RÉSUMÉ

Après l'introduction du chapitre 1 cet étude prèsent dans le chapitre 2 les routièrs sur le projet des l'échangeurs de chaleur multi tubulaires où se prèsume qui le lecteur a déjà la connaissance de cet thème.

Dans le chapitre 3 sont admis quelqu'un^s hypothèses simplifièes pour développer une méthode du projet des l'échangeurs de chaleur multitubulaires, avec quelques avantages sur les methodes déjà analisées dans le chapitre anterieur et qui seront analisées dans ce chapitre.

Par les procédées analisées dans les chapitres 2 et 3 sont obtenus les dimensions de l'échangeur de chaleur, le flux du chaleur et aussi la chute de la pression dans son intérieur.

Le chapitre 4 analyse les resultats obtenus avec l'application du methodes déjà vu dans les chapitres 2 et 3 a un projet de échangeur de chaleur e a l'analyse d'un échangeur de chaleur reale.

Le chapitre 5 prèsent les conclusions en commentant les solutions des les exemples anterieures et quelqu'un^s méthodes de recherches pour développements à l'âvenir.

Dans toutes les chapitres si utilize las unites du sisteme S.I.

Dans le texte les codes entre parenthèses si rapport à la bibliographie qui est prèsentée après le chapitre 5.

L' étude est fini avec un esemble d'annexes.

ÍNDICE

	página
Resumo	1
Abstract	2
Résumé	3
Índice	4
Índice das Figuras	7
Índice das Tabelas	9
Símbolos e Unidades	10
 <u>Capítulo 1</u>	
Introdução	1.1
1.1 Revisão Bibliográfica	1.1
1.2 Considerações Iniciais sobre os Métodos Tradicionais	1.4
1.3 Estrutura do Trabalho	1.5
 <u>Capítulo 2</u>	
A Metodologia do Dimensionamento Térmico de Trocadores de Calor	2.1
2.1 Introdução	2.1
2.2 Recomendações Gerais no Projeto de Trocadores de Calor	2.1
2.3 Critérios para o Projeto de Trocadores de Calor	2.3
2.4 Métodos Tradicionais para o Dimensionamento Térmico de Trocadores de Calor Multitubulares	2.4
2.5 Procedimentos Comuns para o Dimensionamento Térmico do Trocador	2.8

2.5.1 Cálculos Básicos do Trocador	2.9
2.5.2 Coeficiente de Troca Térmica do Lado dos Tubos	2.19
2.5.3 Perda de Carga no Interior do Tubos	2.22
2.5.4 Lado da Carcaça	
2.5.5 Consideração Final sobre os Procedimentos Gerais	2.23
2.6 Método Kern	2.27
2.6.1 A Essência do Método	2.27
2.6.2 O Método	2.27
2.7 Método Taborek	2.30
2.7.1 A Essência do Método	2.30
2.7.2 O Método	2.31
2.8 Método Grant	2.43
2.8.1 A Essência do Método	2.44
2.8.2 O Método	2.50
2.9 Exemplos de Aplicação	2.61
2.9.1 Projeto de um Trocador	2.61
2.9.2 Análise de um Trocador Real	2.64

Capítulo 3

O Método HEATA	3.1
3.1 A Contribuição do Método	3.1
3.2 Descrição do Método	3.2
3.2.1 Recursos Clássicos	3.2
3.2.2 Novos Desenvolvimentos	3.3
3.3 Esquema para Cálculo	3.10
3.4 Aplicações do Método	3.22
3.4.1 Projeto de um Trocador	3.22
3.4.2 Análise de um Trocador Real	3.23

Capítulo 4

	Análise Comparativa	4.1
4.1	Considerações Iniciais	4.1
4.2	O Método HEATA e os Métodos Tradicionais	4.2
4.3	Comparação dos Resultados dos Projetos de Trocadores de Calor	4.3
4.4	Comparação dos Resultados das Análises de Trocadores de Calor	4.4

Capítulo 5

	Conclusões	5.1
--	------------	-----

	Bibliografia	B.1
--	--------------	-----

Apêndice I

	Características Construtivas de Troca - dores	I.1
--	--	-----

Apêndice II

	Fluxograma do Programa de Computador	II.1
--	--------------------------------------	------

Apêndice III

	Determinação da Porcentagem de Corte da Chicana	III.1
--	--	-------

Apêndice IV

	Apresentação Detalhada dos Exemplos de Aplicação e Outros Exemplos	IV.1
--	---	------

ÍNDICE DAS FIGURAS

Fig. 1	Quadro do Procedimento para Projeto de Trocadores de Calor	2.2
Fig. 2	Fluxograma Básico do Projeto de Trocadores de Calor	2.5
Fig. 3	Fluxograma das Possíveis Alterações no Projeto de Trocadores	2.6
Fig. 4	Exemplo da Distribuição de Temperaturas no Interior do Trocador de Calor com uma Passagem na Carcaça e duas nos Tubos	2.12
Fig. 5	O Fator de Temperatura Calórico F_c	2.18
Fig. 6	$K.Pr^{1/3}$ em Função da Viscosidade e da Densidade Relativa do Fluido	2.20
Fig. 7	Determinação de J_{H_t} em Função de Reynolds	2.20
Fig. 8	Fator de Atrito f para o Interior do Tubo	2.23
Fig. 9	Estrutura Básica do Procedimento Comum no Dimensionamento Térmico de Trocadores de Calor	2.26
Fig. 10	Algumas Dimensões Características	2.27
Fig. 11	J_{H_s} para Carcaça em Função de Reynolds	2.28
Fig. 12	Fator de Atrito do Lado da Carcaça	2.29
Fig. 13	Diagrama das Distribuições de Correntes	2.30
Fig. 14	Definição de p , p_n e p_p	2.31
Fig. 15	Determinação de J_{H_s} em função de Re_s	2.33
Fig. 16	Área Livre da Janela do Setor	2.35
Fig. 17	Detalhes da Geometria no Interior de um Trocador	2.36
Fig. 18	Definição da Geometria da Chicana	2.37
Fig. 19	Fator de Correção Geométrico ϕ	2.38
Fig. 20	Fator de Atrito em Trocadores Multitubulares	2.41

Fig. 21	Correntes Consideradas no Método Grant	2.44
Fig. 22	Fatores Geométricos da Corrente B	3.3
Fig. 23	Parâmetros Geométricos da Corrente C	3.5
Fig. 24	Fatores Geométricos da Corrente W para a Determinação do Diâmetro Hidráulico D_{HW}	3.6
Fig. 25	Corrente A no Interior do Trocador	3.7
Fig. 26	Parâmetros Geométricos para Determinação do Perímetro Molhado da Corrente E	
Fig. 27	Fatores Geométricos para Determinação do Diâmetro Hidráulico da Corrente E	3.9

ÍNDICE DAS TABELAS

Tab. I	Coeficiente Global de Transmissão de Calor U_o para Trocadores de Calor	2.10
Tab. IIa	Número de Tubos na Distribuição Quadrada	2.13
Tab. IIb	Número de Tubos na Distribuição Triangular	2.14
Tab. III	Classificação Segundo TEMA	2.16
Tab. IV	Fatores de Incrustação	2.21
Tab. V	Valores de Passo Comumente Empregados	2.32
Tab. VI	Valores de \underline{a} e \underline{b} em Função da Distribuição dos Tubos	2.32
Tab. VII	Valores de D_{ot1}	2.34
Tab. VIII	Valores de N_s em Função de D_s	2.35
Tab. IX	Valores de h_m/h_∞	2.39
Tab. X	Valores de B e n para a Corrente Principal B	2.47
Tab. XI	Valores de B e n para as Correntes C e F	2.48
Tab. XII	Valores de B e n para a Corrente da Janela W	2.48
Tab. XIII	Valores de B e n para as Correntes Secundárias A e E	2.49
Tab. XIV	Parâmetros α e β para Determinação do Coeficiente de Película	2.59

SÍMBOLOS E UNIDADES

a	parâmetro geométrico de área da corrente C	
a_s	área de escoamento na carcaça	(m ²)
a_t	área de escoamento total	(m ²)
a_t''	área de escoamento por tubo	(m ²)
A_{St}	área de escoamento no feixe de tubos	(m ²)
A_t	área dos tubos para transmissão de calor	(m ²)
A_t^*	área efetivamente ocupada pelo feixe de tubos	(m ²)
A_t'	área bruta da janela do setor	(m ²)
A_w	área livre da janela do setor	(m ²)
b	parâmetro geométrico de área da corrente A	(m ²)
B	espaçamento das chicanas	(m)
BH	fator geométrico das relações de Weisman	
c	calor específico do fluido frio	(j/Kg K)
c'	parâmetro geométrico de área da corrente E	
C	calor específico do fluido quente	(J/Kg K)
C'	espaçamento livre entre tubos	(m)
C_1	primeiro fator de correção do coeficiente de película da corrente principal	
C_2	segundo fator de correção do coeficiente de película da corrente principal	
C_3	terceiro fator de correção do coeficiente de película da corrente principal	
d	parâmetro geométrico de área da corrente F	
d_i	diâmetro interno do tubo	(m)
d_o	diâmetro externo dos tubos	(m)
d_t	diâmetro externo dos tubos	(m)

Dot1	diâmetro externo (equivalente) do feixe de tubos	(m)
DI	diâmetro interno da carcaça	(m)
D _e	diâmetro equivalente da carcaça	(m)
D _o	diâmetro exeterno da carcaça	(m)
D _s	diâmetro nominal da carcaça	(m)
D _w	diâmetro equivalente da janela	(m)
esp	espessura da parede do tubo	(m)
EG	velocidade mássica da corrente principal por unidade de área	(Kg/m ² s)
EREE	Reynolds do escoamento em contracorrente	
f	fator de atrito	
f _C	fração de temperatura calórica	
F _C	fração dos tubos em corrente cruzada	
F _A	fração da corrente total correspondente ao escoamento entre tubo e chicana	
F _B	fração da corrente total correspondente ao escoamento entre tubos	
F _{BP}	fração da corrente total por passagem ao longo do trocador correspondente ao escoamento entre carcaça e chicana	
F _C	fração da corrente total correspondente ao escoamento entre o feixe de tubos e a carcaça	
F _E	fração da corrente total correspondente ao escoamento entre a chicana e a carcaça	
F _F	fração da corrente total correspondente ao escoamento entre o feixe de tubos e chicanas longitudinais	

F_T	fator de diferença de temperaturas	
F_W	fração da corrente total correspondente ao escoamento através das janelas das chicanas	
g	aceleração da gravidade	(m/s ²)
G	vazão mássica média global da corrente principal	(Kg/m ² s)
G_m	vazão mássica mínima no centro do feixe de tubos	(Kg/m ² s)
G_s	vazão mássica por unidade de área na carcaça	(Kg/m ² s)
G_t	vazão mássica por unidade de área nos tubos	(Kg/m ² s)
h_i	coeficiente de película interno aos tubos	(W/m ² K)
h_{io}	coeficiente de película interno aos tubos referido à área externa dos mesmos	(W/m ² K)
h_{NL}	coeficiente de película parcial do lado da carcaça	(W/m ² K)
h_s	coeficiente de película do lado da carcaça	(W/m ² K)
H_C	coeficiente de película da corrente C	(W/m ² K)
H_D	diâmetro hidráulico da corrente W	(m)
H_E	coeficiente de película da corrente E	(W/m ² K)
H_W	coeficiente de película da corrente W	(W/m ² K)
J_{H_s}	fator de transmissão de calor na carcaça	
J_{H_t}	fator de transmissão de calor nos tubos	
K	condutividade térmica	(W/m K)
K_C	constante calórica	
K_A	parâmetro de cálculo da corrente A	
K_B	parâmetro de cálculo da corrente B	
K_C	parâmetro de cálculo da corrente C	

K_E	parâmetro de cálculo da corrente E	
K_F	parâmetro de cálculo da corrente F	
K_W	parâmetro de cálculo da corrente W	
ℓ	comprimento dos tubos	(m)
ℓ_c	altura de corte da chicana	(m)
LMTD	média logarítmica da diferença de temperaturas	(K)
n_{pass_s}	número de passagens na carcaça	
n_{pass_t}	número de passagens nos tubos	
n_t	número de tubos	
N_B	número total de chicanas	
N_C	número total de colunas cruzadas no escoamento cruzado por janela	
N_{CTOT}	número total de colunas cruzadas	
N_S	número de barras transversais presas à carcaça	
N_W	número de colunas cruzadas por janela	
p	passo dos tubos	(m)
p_n	passo dos tubos na direção perpendicular ao escoamento	(m)
p_p	passo dos tubos no sentido do escoamento	(m)
P_{cord}	porcentagem de corte da chicana	
Pr	número de Prandtl	
P_T	passo dos tubos	(m)
Q	fluxo de calor entre o fluido quente e o fluido frio	(W)
R	fator de temperatura	
R_{Di}	fator de incrustação	(m ² K/W)
Re_l	número de Reynolds da corrente em corrente	

	te cruzada	
Re_2	Número de Reynolds da corrente em contra corrente	
Re_3	número de Reynolds da corrente da janela	
Re_t	número de Reynolds dos tubos	
Re_A	número de Reynolds da corrente A	
Re_B	número de Reynolds da corrente B	
Re_C	número de Reynolds da corrente C	
Re_E	número de Reynolds da corrente E	
Re_F	número de Reynolds da corrente F	
Re_S	número de Reynolds do escoamento na carcaça	
Re_W	número de Reynolds da corrente W	
REE	número de Reynolds do escoamento em corrente cruzada	
REWE	número de Reynolds do escoamento através da janela	
s	densidade relativa	
S	fator de temperatura	
S_m	área livre do escoamento em contra corrente	(m^2)
S_{pp}	área de escoamento by-pass por es pelho	(m^2)
S_{wg}	área bruta da janela do setor	(m^2)
S_{wt}	área ocupada pelos tubos	(m^2)
S_A	área de escoamento da corrente A	(m^2)
S_L	área total de escoamento através da chicana	(m^2)

S_{SB}	área de escoamento entre chicana e carcaça por chicana	(m^2)
S_{TB}	área de escoamento entre tubo e chicana por chicana	(m^2)
S_{Tot}	área total de escoamento	(m^2)
S_W	área de escoamento na janela	(m^2)
t_c	temperatura calórica do fluido frio	(K)
t_m	temperatura média do fluido frio	(K)
t_w	temperatura de parede	(K)
t_1	temperatura de entrada do fluido frio	(K)
t_2	temperatura de saída do fluido frio	(K)
T_c	temperatura calórica do fluido quente	(K)
T_m	temperatura média do fluido quente	(K)
T_1	temperatura de entrada do fluido quente	(K)
T_2	temperatura de saída do fluido quente	(K)
U_c	coeficiente global de transmissão de calor calculado	(W/m^2K)
U_o	coeficiente global de transmissão de calor arbitrado	(W/m^2K)
V	velocidade de escoamento na carcaça	(m/s)
w	vazão mássica do fluido frio	(Kg/s)
W	vazão mássica do fluido quente	(Kg/s)
W_G	velocidade mássica por unidade de área através das janelas	(Kg/m^2s)
W_P	área de escoamento da corrente W	(m^2)
W_S	vazão mássica na carcaça	(Kg/m^2s)
X	fator de correção do escoamento na carcaça	
α	ângulo central relativo ao corte da chicana	

δ_{SB}	folga radial entre carcaça e feixe de tubos	(m)
δ_{TB}	folga diametral entre tubo e carcaça	(m)
δ_{TS}	folga radial entre tubo e carcaça	(m)
Δt	verdadeira diferença de temperaturas	(K)
ΔP_r	perda de carga no retorno	(N/m ²)
ΔP_t	perda de carga total nos tubos	(N/m ²)
$\Delta P'_t$	perda de carga nos tubos	(N/m ²)
ΔP_B	perda de carga no escoamento em contra - corrente	(N/m ²)
ΔP_{BP}	perda de carga corrigida do escoamento em contra corrente	(N/m ²)
ΔP_C	perda de carga na corrente cruzada	(N/m ²)
ΔP_S	perda de carga na carcaça	(N/m ²)
ΔP_T	perda de carga total na carcaça	(N/m ²)
ΔP_W	perda de carga na secção da janela	(N/m ²)
ϕ	fator de correção geométrico do escoamento	
ϕ_t	fator de correção da viscosidade	
ξ_n	fator de correção geométrico para a cor- rente E	
ξ_p	fator de correção da perda de carga	
μ	viscosidade	(Ns/m ²)

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Atualmente, num mercado competitivo, e numa época de escassez de combustível, deve-se procurar aproveitar o máximo possível a energia disponível, com o mínimo dispêndio em instalações e equipamentos e que mesmo assim, ainda garanta a operação do sistema nas melhores condições possíveis.

Uma classe de equipamentos importante nos processos de utilização de energia é a dos trocadores multitubulares. Por isto, é relevante o problema que decorre da ausência de um método para o seu cálculo térmico, que seja versátil e preciso.

Este trabalho apresenta um método denominado HEATA, mais versátil e mais preciso que os métodos analíticos tradicionais de dimensionamento térmico de trocadores de calor multitubulares, como contribuição a solução do problema acima mencionado.

1.1 Revisão Bibliográfica

Históricamente, o primeiro trocador de calor multitubular de uso industrial foi instalado nos Estados Unidos em 1910. O seu dimensionamento térmico foi baseado nos métodos de cálculo de caldeiras do princípio do século.

Em 1931 F. K. Davis estudou a variação da temperatura ao longo do comprimento de trocadores duplo-tubo no escoamento em correntes paralelas (1), (2) .

Em 1933 W. M. Nagle (3), A. J. V. Underwood (4), e D. M. Smith

(5), analisaram isoladamente o efeito da troca térmica no escoamento em contra-corrente em duplo-tubos. Nestes estudos determinou-se a expressão da média logarítmica da diferença de temperaturas. Em 1939 E. D. Grimison (5) publicou as conclusões de seus estudos relativos à perda de carga no exterior do feixe de tubos no escoamento cruzado.

Em 1940 R. A. Bowman, A. C. Mueller e W. M. Nagle divulgaram conjuntamente em (7) as expressões da média logarítmica da diferença de temperaturas e o fator de correção de temperaturas para os trocadores de calor multitubulares com várias passagens nos tubos.

Em 1948 D. Q. Kern apresentou em (8) uma proposta de dimensionamento térmico de trocadores de calor multitubulares, reunindo em seu trabalho as melhores correlações até então obtidas pelos vários pesquisadores. Este procedimento ficou conhecido como método Kern.

Em 1952 O. P. Bergelin, G. A. Brown e S. C. Doberstein em (9) iniciaram os estudos da transmissão de calor e da perda de carga na região de transição do escoamento laminar para o turbulento sobre o feixe de tubos. Um compêndio dos resultados deste estudo pode ser visto em (10).

Em 1960 K. J. Bell divulgou em (11) os resultados dos estudos realizados na Universidade de Delaware (iniciados em 1947) baseados nas avaliações e recomendações feitas por T. Tinker (12) relativas ao escoamento no interior de trocadores de calor multitubulares com chicanas.

Em 1969 J. W. Palen e J. Taborek em (13) reaperentaram o método desenvolvido na Universidade de Delaware com alguns aprimoramentos que agilizaram o projeto de trocadores de calor. Esta agilização foi obtida através do uso de gráficos e tabelas os quais além de

tornarem o método versátil também simplificaram grandemente a análise dos resultados obtidos, quando comparados com o procedimento originalmente proposto em 1960. Este trabalho ficou conhecido como método Taborek.

Em 1970 I. D. R. Grant em (14) apresentou um novo método baseado nas considerações de Taborek (13) para o dimensionamento térmico de trocadores de calor multitubulares, denominado análise de corrente. Neste mesmo ano G. H. Cowan publicou em (15) conclusões sobre o estudo da perda de carga no interior dos trocadores de calor multitubulares segundo a filosofia proposta por Grant.

Em 1971 D. Butterworth e G. F. Hewitt (16) revisaram o trabalho de Cowan e propuseram uma nova abordagem para a perda de carga no interior de trocadores de calor multitubulares.

Em 1973 I. D. R. Grant e I. Murray propuseram (17) segundo a metodologia da análise de corrente, o dimensionamento térmico de trocadores de calor, reunindo em seu trabalho as melhores correlações até então desenvolvidas. Este método ficou conhecido por método Grant .

A partir de 1975, a Control Data Corporation implantou em seus programas utilitários um procedimento de dimensionamento térmico de trocadores de calor multitubulares denominado HTRI (18).

Em 1981 D. Butterworth apresentou em (19) um compêndio dos maiores problemas não resolvidos no projeto de trocadores de calor multitubulares.

1.2 Considerações Iniciais Sobre os Métodos Tradicionais

O primeiro método, chamado Kern, é bastante simples, embora impreciso. Segundo dados comparativos (20), o método Kern pode fornecer resultados com imprecisões de até 300%. Esta imprecisão decorre da forma como é considerado o escoamento do fluido na carcaça, onde são se ponderam como fatores relevantes: o espaçamento da chicana e o número de passagens na carcaça.

O método Taborek é um procedimento gráfico-analítico, mais complexo que o método Kern, que fornece resultados com imprecisões de até 100% (21). Embora mais complexo, este método é bastante versátil, já que as dificuldades são minimizadas pelo uso de informações gráficas. O método Taborek leva em consideração do lado da carcaça, os escoamentos através do feixe de tubos, através dos orifícios das chicanas e entre as chicanas e a carcaça, bem como o escoamento ao redor do feixe de tubos limitado pela carcaça. A imprecisão do método decorre de que as correntes acima são consideradas isoladamente e não como misturadas num escoamento global, como ocorre na realidade.

O método Grant também é um procedimento de cálculo gráfico-analítico, muito semelhante ao método Taborek. Os resultados obtidos fornecem imprecisões de até 40% (22). Esta melhoria foi obtida utilizando-se correlações específicas quanto à geometria do feixe de tubos, à perda de carga e ao coeficiente de troca de calor do lado da carcaça. Este método considera a mistura das várias correntes, não considerada no método Taborek. A limitação do método decorre de se só permitir a análise de trocadores com uma só passagem na carcaça.

Com o método HEATA, apresentado neste trabalho, obtém-se resul-

tados ainda mais precisos, já que é considerado o escoamento de várias correntes no interior do trocador, ponderando suas influências individuais na corrente global. Além disso, ele permite calcular trocadores de calor com mais de uma passagem na carcaça. Finalmente, o método pode ser facilmente implantado num computador.

Os quatro métodos são aplicáveis tanto para o dimensionamento de trocadores de calor multitubulares, como para a análise térmica de trocadores já existentes.

1.3 Estrutura do Trabalho

No segundo capítulo são analisados os critérios de projeto relativos ao dimensionamento térmico. Como todos os métodos possuem uma parte do cálculo em comum, desenvolveu-se uma seção com tal parte em comum, seguidas das partes específicas dos métodos Kern, Taborek e Grant onde são apresentados os cálculos da perda de carga e do coeficiente de película do lado da carcaça. Ao final do capítulo aplicam-se os três métodos a um projeto de dimensionamento térmico e a análise de um caso real para se poder comparar os resultados obtidos com cada um deles.

No terceiro capítulo é apresentado o método HEATA que é o objetivo central deste trabalho. A apresentação do método é feita de forma a viabilizar a sua implantação num computador e, facilitar a análise dos resultados obtidos no seu processamento. Ao final do capítulo aplica-se o método HEATA aos dois exemplos abordados no capítulo anterior.

No quarto capítulo é apresentada a análise comparativa dos resultados obtidos na aplicação dos métodos ao projeto e ao caso real abordados nos capítulos dois e três.

No quinto capítulo são analisados os resultados da contribuição do método HEATA. Analisam-se neste capítulo os pontos fracos e fortes de cada método, e os resultados obtidos na resolução dos exemplos dos capítulos dois e três com a aplicação do método HEATA. O capítulo é encerrado com uma sugestão dos possíveis caminhos de pesquisas futuras para aperfeiçoamento do procedimento de dimensionamento térmico de trocadores de calor.

O trabalho é finalizado por apêndices que complementam explicações dos capítulos anteriores. No primeiro apêndice aborda-se as características dos materiais usados em trocadores. No segundo apresenta-se o fluxograma de cálculo do programa de computador de acordo com o procedimento HEATA. O terceiro apêndice apresenta o procedimento de determinação da porcentagem de corte da chicana.

O quarto apêndice expõe a sequência de resultados detalhada passo a passo de cada um dos métodos relativos aos exemplos de dimensionamento do trocador de calor apresentado nos capítulos dois e três. Além disto, apresentam-se outros dois exemplos para complementar o trabalho.

A terminologia utilizada no trabalho é a consagrada na literatura clássica.

Por fugir ao escopo do trabalho não será analisado o dimensionamento estrutural do trocador.

CAPÍTULO 2

A METODOLOGIA DO DIMENSIONAMENTO TÉRMICO
DE TROCADORES DE CALOR2.1 Introdução

Neste capítulo serão analisados os critérios de dimensionamento térmico de trocadores de calor multitubulares. Também serão apresentados os três métodos tradicionais deste dimensionamento térmico designados por Kern, Taborek e Grant. Com a finalidade de simplificar a apresentação destes métodos, os cálculos comuns serão detalhados inicialmente. Ao final do capítulo, com a resolução de um exemplo de dimensionamento térmico, e com outro exemplo de análise, serão apresentados os resultados do dimensionamento térmico obtido pelos três métodos.

2.2 Recomendações Gerais para o Projeto de Trocadores de Calor

No projeto de trocadores multitubulares levam-se em conta as recomendações (23) abaixo;

- O fluido de maior pressão deve escoar no interior dos tubos, pois se o mesmo escoasse na carcaça, necessitar-se-ia de trocadores de maior comprimento e com menor diâmetro de carcaça.

- O fluido corrosivo deve escoar no interior dos tubos a fim de se baratear o custo do trocador (assim, o único item que deve ser resistente à corrosão são os tubos).

- O fluido com maior capacidade de incrustação deve escoar nos tubos devido à facilidade de limpeza mecânica

- A corrente com menor capacidade de troca térmica deve escoar na carcaça, pois desta forma pode-se usar tubos com menores diâmetros a fim de se aumentar a área de troca.

A seguir estima-se os parâmetros do trocador, como área de escoamento, número de chicanas, diâmetros dos tubos e da carcaça. Continua-se o projeto com a determinação do coeficiente global de transferência de calor e a perda de carga no trocador.

Apresenta-se a seguir um quadro correspondente ao procedimento do projeto de um trocador de calor (23) (fig. 1).

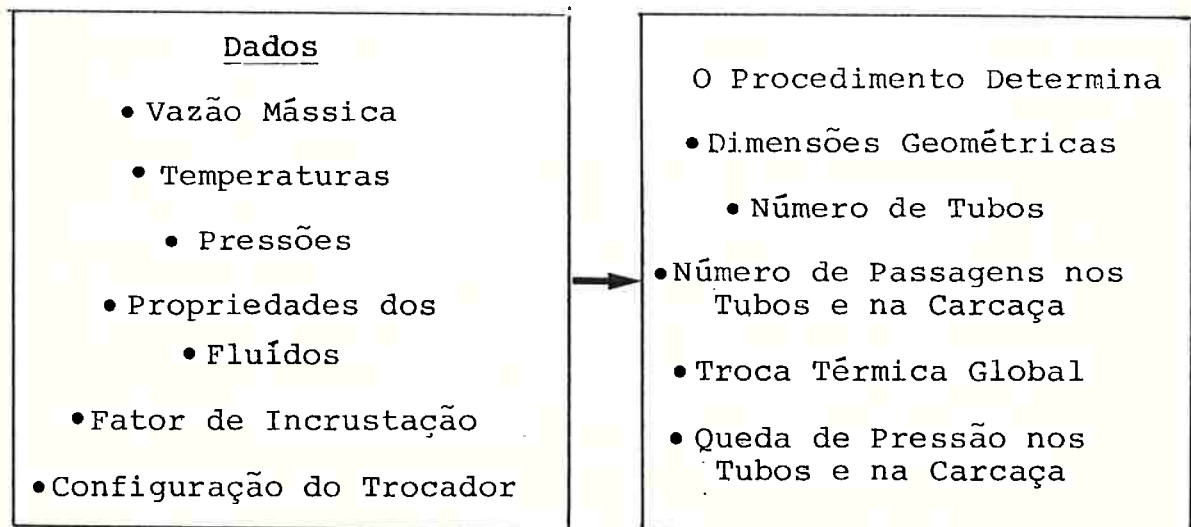


FIG. 1 - QUADRO DO PROCEDIMENTO PARA PROJETO DE TROCADORES DE CALOR

A partir dos resultados obtidos pode-se fazer adequações na geometria do trocador de calor. Por exemplo, se existem limitações quanto à troca de calor, a área do trocador pode ser modificada; para aumentar o coeficiente de película do lado dos tubos pode-se aumentar o número de passagens nos tubos; para aumentar o coeficiente de película do lado da carcaça ou se aproximam as chicanas ou se diminui a porcentagem de corte das mesmas; se a perda de carga é limitante,

pode-se diminuir o número de passagens nos tubos ou aumentar o diâmetro dos tubos, ou diminuir o comprimento dos tubos, ou aumentar tanto o diâmetro da carcaça como o número de tubos. A metodologia de cálculo será vista adiante.

2.3 Critérios para o Projeto de Trocadores de Calor

Primeiramente, o trocador de calor deve atender as especificações, isto é deve ser capaz de efetuar a troca térmica dentro dos limites de perda de carga, suportar as solicitações mecânicas, as condições normais e de sobrecarga de operação, as tensões térmicas e permitir facilidade de manutenção.

Estes fatores devem ser ponderados procurando-se obter um trocador com os menores custos tanto de investimento como de operação.

Para um correto dimensionamento, o problema deve estar claramente definido. Uma vez escolhido o tipo de trocador, além das vazões mássicas e temperaturas, deve-se dimensioná-lo de forma a compatibilizar a otimização do desempenho com a minimização de custos operacionais.

Quando se especifica um tipo de trocador de calor num projeto, normalmente já se sabe quais os pontos críticos que deverão ser analisados com mais detalhes. Um bom projetista, numa primeira tentativa, já terá noção do custo envolvido. É nessa etapa que se decidem os detalhes do trocador, se o mesmo terá uma ou mais passagens nos tubos, e se o trocador será horizontal ou vertical.

É claro que cada resultado precisa ser ponderado e analisado com o devido cuidado. A estrutura do projeto de um trocador é tão complexa que normalmente deve-se tomar cerca de 40 decisões ou seja existem 2^{40} caminhos hipotéticos; supondo que para cada uma das situa -

ções o computador gastaria um segundo para processá-la, seriam necessários 35.000 anos para checar todas as possibilidades.

2.4 Métodos Tradicionais para o Dimensionamento Térmico de Trocadores de Calor Multitubulares

O dimensionamento térmico de trocadores de calor consiste em se determinar o coeficiente global de transmissão de calor.

Na literatura são citados vários procedimentos de dimensionamento térmico, desde métodos tradicionais simples gráfico-iterativos até os computacionais sofisticados. Os três métodos tradicionais mais divulgados, que serão analisados neste capítulo, seguem uma mesma estrutura básica de cálculo, a qual pressupõe conhecidas as seguintes informações:

- temperaturas de entrada e saída dos fluídos;
- vazão mássica e propriedades físicas dos fluídos;
- informações limitantes de projeto, como por exemplo, características de inflamabilidade ou toxidez dos fluídos, e comprimento do trocador.

A partir destes dados, pelo dimensionamento térmico deve-se obter: diâmetro dos tubos e da carcaça, número de passagens na carcaça e nos tubos, espaçamento das chicanas, o passo e distribuição dos tubos.

As figuras 2 e 3 ilustram as decisões básicas tomadas no projeto de trocadores de calor e a sequência de cálculo no projeto, respectivamente. No projeto de trocadores de calor é feito o dimensionamento térmico e determinada a perda de carga.

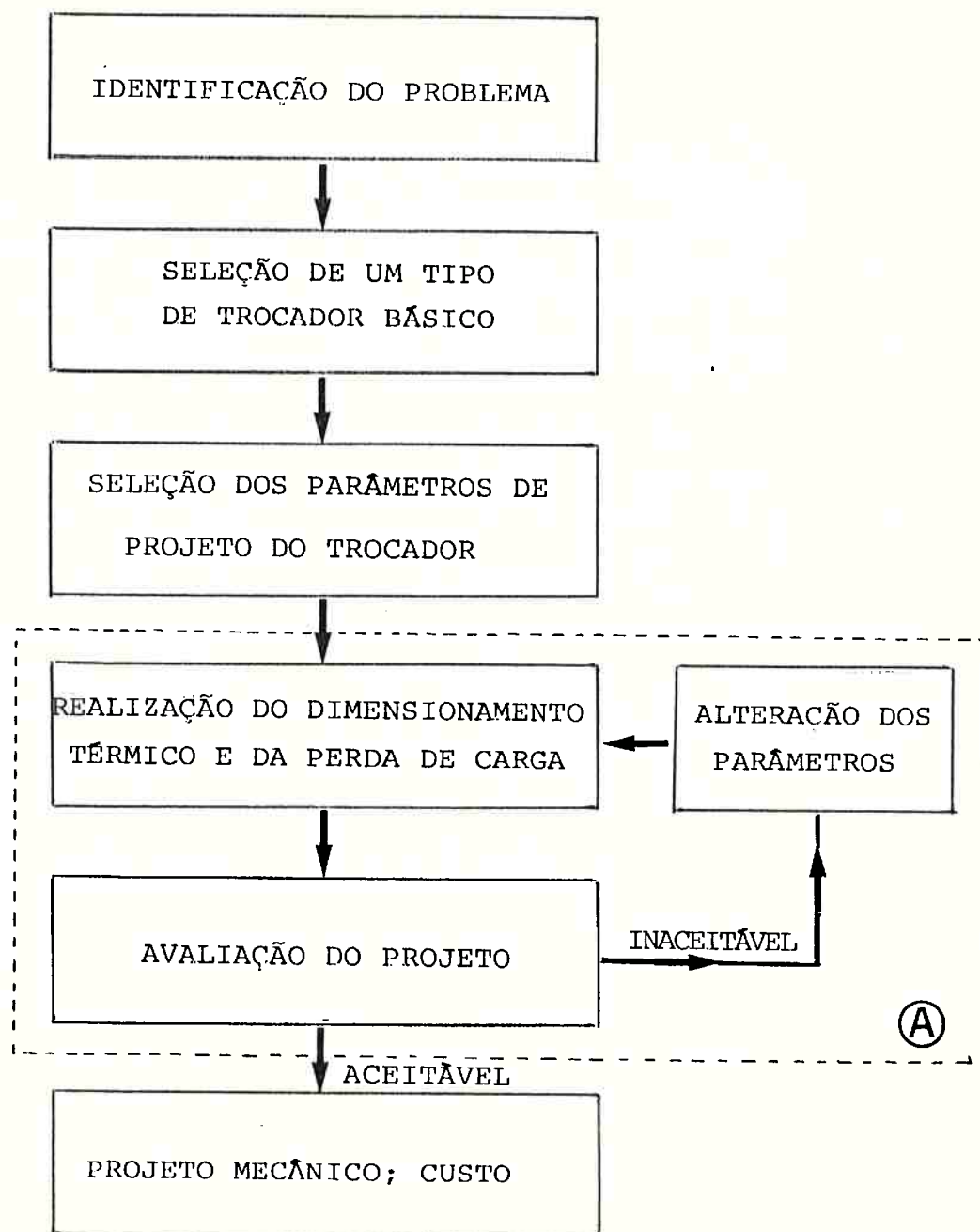


FIG. 2 - FLUXOGRAMA BÁSICO DO PROJETO DE TROCADORES DE CALOR

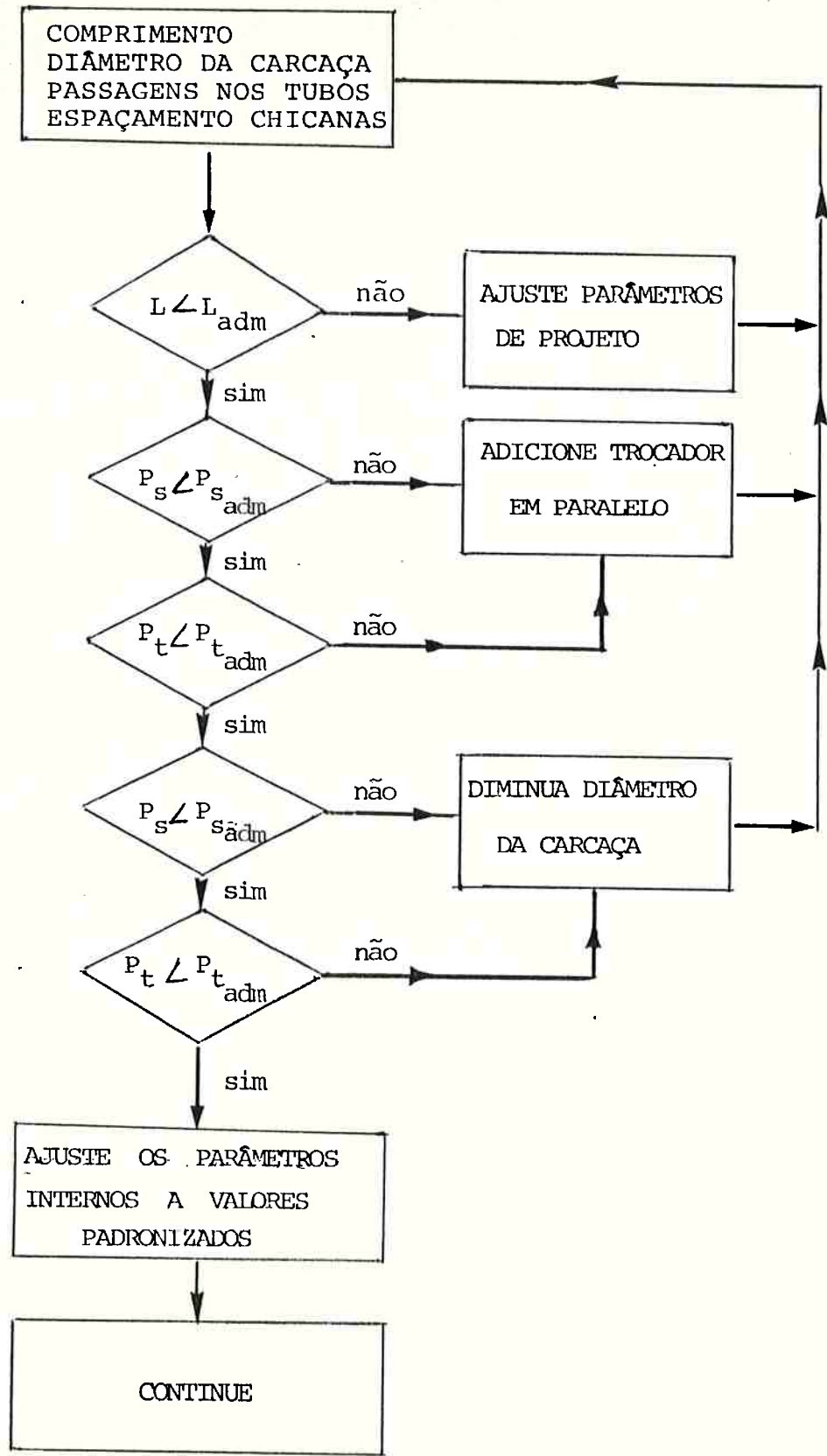


FIG. 3 - FLUXOGRAMA DAS POSSÍVEIS ALTERAÇÕES
NO PROJETO DE TROCADORES (38)

Entende-se por dimensionamento térmico, a determinação do coeficiente global de transmissão de calor o qual leva em consideração a troca de calor entre o fluido interno aos tubos e o fluido externo aos tubos separados pela parede dos tubos.

A avaliação da perda de carga, resulta da determinação do escoamento do fluido exterior aos tubos através da carcaça, e da perda de carga do escoamento do fluido no interior dos tubos.

Os três métodos tradicionais seguem a estrutura de cálculo apresentada na figura 2. Nesta figura a região assinalada pelo retângulo tracejado representa a parcela do procedimento de cálculo cuja complexidade depende do método adotado.

O método Kern, que é o mais antigo e o mais simples dos três, considera o escoamento do fluido tanto no interior dos tubos como na carcaça. A experiência nos mostra que os resultados obtidos na análise do escoamento no interior dos tubos são bem próximos dos resultados práticos, e assim as correlações utilizadas nos cálculos são consideradas adequadas. Já na análise do escoamento na carcaça o método Kern considera que existe uma única corrente, a qual é essencialmente cruzada com relação ao feixe de tubos, com grandes discrepâncias relativamente aos resultados reais. É nessa hipótese que reside a diferença deste método, tanto na determinação do coeficiente de película como no cálculo da perda de carga na carcaça, com relação aos demais métodos.

O método Taborek para a análise do escoamento no interior dos tubos, usa as mesmas expressões utilizadas no método Kern, tanto para a determinação do coeficiente de película como do cálculo da perda de carga. Já para o escoamento na carcaça, Taborek desenvolveu uma metodologia de cálculo que leva em consideração a existência de outros fluxos além da corrente cruzada. Estes fluxos são oriundos

da construção do trocador, pois entre o feixe de tubos e as chicanas e entre as chicanas e a carcaça, deixa-se uma certa folga com o intuito de auxiliar a montagem. É exatamente através destas folgas que surgirão as demais correntes. Assim temos uma corrente que escoará através da folga entre o orifício da chicana e os tubos; outra corrente será a que ocorre através da folga radial entre a chicana e a carcaça, e uma outra através da folga entre o feixe de tubos e a carcaça. Estas correntes, designadas respectivamente pelas letras A, E, C e F, estão representadas, bem como a corrente cruzada B, na figura 13. Taborek admite em seu modelo que a corrente principal B é afetada pela presença das demais, e esta influência é considerada através de fatores corretivos aplicados sobre a perda de carga na carcaça. Estes fatores corretivos são funções exclusivas das dimensões das secções de escoamento.

O terceiro método, chamado Grant, é na verdade um aprimoramento do procedimento Taborek, só que com maior grau de detalhamento e análise. Assim enquanto Taborek utiliza coeficientes corretivos para determinar as grandezas térmicas associadas ao escoamento na carcaça, Grant pondera as várias correntes, considerando que todas elas constituem a mistura, o que realmente ocorre na prática. O maior problema agora passa a ser determinar qual a vazão de cada uma das correntes, e como influenciam na corrente total. Estas vazões são determinadas através da análise da perda de carga de cada uma das correntes sobre as demais. A partir do conhecimento das vazões das várias correntes é que se dimensiona o trocador de calor. (14), (42)

2.5 Procedimentos Comuns para o Dimensionamento Térmico do Trocador

O método Kern, Taborek, Grant e HEATA possuem alguns cálculos iniciais idênticos.

Para evitar repetições da descrição da sequência comum quando se abordar cada um dos métodos, tais procedimentos comuns serão apresentados a seguir, nos seguintes tópicos: cálculos básicos do trocador de calor; determinação do coeficiente de troca térmica do lado dos tubos; determinação da perda de carga no interior dos tubos.

2.5.1 Cálculos Básicos do Trocador de Calor

① Inicialmente arbitra-se um valor inicial U_0 (coeficiente global de transmissão de calor do lado da carcaça) baseado em tabelas orientativas como a tabela I (8) .

② Deve-se conhecer as seis grandezas abaixo:

Fluído Quente:

- . sua vazão W
- . Temperatura T_1 de entrada
- . Temperatura T_2 de saída

Fluído Frio

- . sua vazão w
- . Temperatura t_1 de entrada
- . Temperatura t_2 de saída

Se forem conhecidas só cinco grandezas, determina-se a sexta grandeza pelo balanço térmico entre os fluídos.

③ Pelo balanço térmico entre fluídos pode-se escrever:

$$Q = W \cdot C \cdot (T_1 - T_2) = w \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (1)$$

O calor específico do fluído quente (C) e do fluído frio (c) são avaliados à temperatura média do fluído.

Fluído quente	Fluído frio	U_o
água	água	1420 - 2850
solução aquosa	solução aquosa	1420 - 2850
orgânicos leves	orgânicos leves	230 - 430
orgânicos médios	orgânicos médios	110 - 340
orgânicos pesados	orgânicos pesados	60 - 230
orgânicos pesados	orgânicos leves	170 - 340
orgânicos leves	orgânicos pesados	60 - 230

TABELA I. - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR U_o PARA TROCADORES DE CALOR ($W/m^2 \cdot K$). (8), (25), (26), (27).

OBS.- os orgânicos leves são compostos que tem viscosidade menor que 0,5 cp entre os quais se incluem o benzêno, tolueno, acetona, etanol, metil etil cetona, gasolina e nafta.

- os orgânicos médios tem viscosidade entre 0,5 e 1,0 cp e incluem o querosene, e o óleo combustível aquecido.

- os orgânicos pesados tem viscosidade acima de 1,0 cp e incluem o óleo combustível resfriado, asfaltos, etc.

- 1 cp = 10^{-3} kg/ms

- ④ Calcula-se a média logarítmica da diferença de temperatura LMTD e os fatores de temperatura R e S:

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (2)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (4)$$

que pode ser lembrado pelo seguinte quadro mnemônico:

	Fluído Quente	Fluído Frio	Diferenças	
	T_1	t_2	$T_1 - t_2$	} LMTD
	T_2	t_1	$T_2 - t_1$	
Diferenças	$T_1 - T_2$	$t_2 - t_1$	$T_1 - t_1$	
	$\underbrace{\hspace{10em}}_R$		$\underbrace{\hspace{10em}}_S$	

Estas relações são válidas para trocadores de calor com múltiplas passagens nos tubos. Em (8) encontram-se expressões semelhantes para trocadores com uma única passagem nos tubos no escoamento paralelo ou contra-corrente.

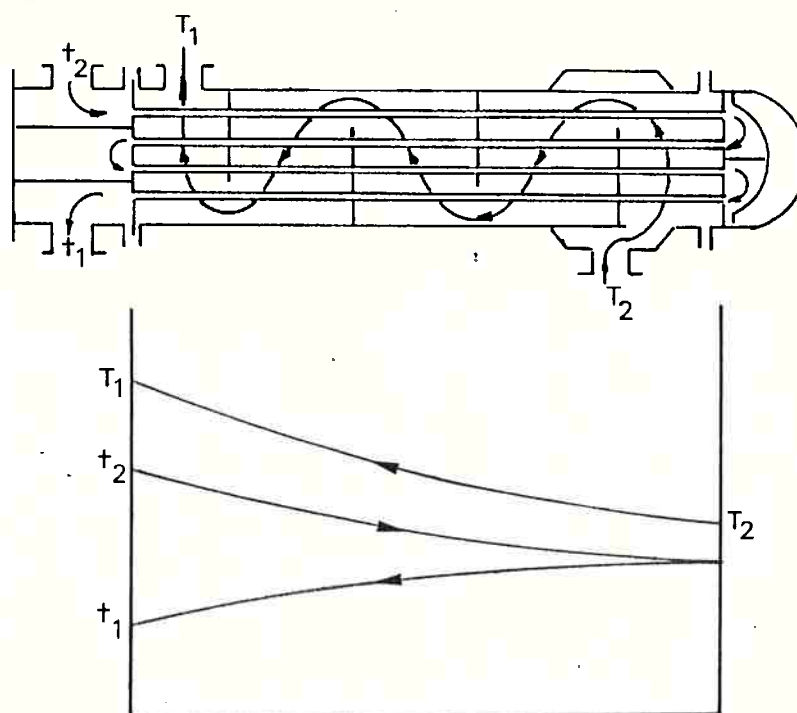


FIG. 4 - EXEMPLO DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS NO INTERIOR DE TROCADOR DE CALOR COM UMA PASSAGEM NA CARÇAÇA E DUAS NOS TUBOS OU (1,2) (42)

⑤) Especifica-se o fluido que vai na carcaça, para tal leva-se em consideração:

- . fator de incrustação
- . a corrosão
- . se $2T_2 \geq t_1 + t_2$ o fluido quente deve ir na carcaça
- . se $2T_2 \leq T_1 + T_2$ o fluido frio deve ir na carcaça
- . normalmente o fluido menos viscoso vai nos tubos

D_S (m)	$d_o = 0,0190m$ $p = 0,0254m$						$d_o = 0,0254m$ $p = 0,0317m$						$d_o = 0,0317m$ $p = 0,0397m$					
	1	2	4	6	1	6	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6
0,2032	28	26	16	16	17	12	8	6	12	12	4	12	12	4	12	12	4	4
0,2540	52	48	44	24	30	30	16	12	21	12	8	21	12	8	21	12	8	8
0,3048	80	76	66	56	52	48	42	24	29	28	16	29	28	16	29	28	16	16
0,3366	104	90	70	60	64	56	52	50	38	34	34	38	34	34	38	34	34	24
0,3874	136	128	128	114	85	78	62	60	52	48	44	52	48	44	52	48	44	44
0,4382	181	174	154	140	108	108	104	96	70	66	56	70	66	56	70	66	56	50
0,4889	222	220	204	198	144	136	130	114	85	84	70	85	84	70	85	84	70	70
0,5398	289	272	262	260	173	166	154	154	108	108	100	108	108	100	108	108	100	96
0,5906	345	332	340	308	217	208	194	192	136	128	114	136	128	114	136	128	114	114
0,6350	398	386	366	344	252	240	230	212	154	142	136	154	142	136	154	142	136	136
0,6858	477	456	432	424	296	280	270	260	184	180	158	184	180	158	184	180	158	158
0,7366	554	532	510	496	345	336	310	310	217	212	204	217	212	204	217	212	204	198
0,7874	637	624	588	576	402	390	366	360	252	248	234	252	248	234	252	248	234	232
0,8382	730	712	682	668	461	452	432	420	289	276	264	289	276	264	289	276	264	264
0,8890	828	812	780	760	520	514	494	484	329	316	304	329	316	304	329	316	304	304
0,9398	937	918	882	872	588	572	562	548	372	368	340	372	368	340	372	368	340	340
0,9906	1048	1028	996	972	664	640	624	620	420	402	392	420	402	392	420	402	392	392
1,0668	1224	1200	1170	1140	776	756	738	724	485	476	464	485	476	464	485	476	464	464
1,1430	1424	1394	1350	1336	900	882	862	844	565	554	544	565	554	544	565	554	544	544
1,2192	1628	1598	1548	1536	1029	1016	984	972	653	636	620	653	636	620	653	636	620	620
1,3716	2096	2048	2010	1992	1340	1296	1268	1256	837	820	804	837	820	804	837	820	804	804
1,5240	2585	2552	2512	2476	1641	1624	1598	1576	1056	1028	1012	1056	1028	1012	1056	1028	1012	1008

TAB. IIIa- NÚMERO DE TUBOS NA DISTRIBUIÇÃO QUADRADA SEGUNDO A CLASSIFICAÇÃO P OU S DA TEMA (PARA MAIORES DETALHES CONSULTAR (8), (20), (25))

D_S (m)	$d_o = 0,0190m$ $p = 0,0238m$						$d_o = 0,0190m$ $p = 0,0254m$						$d_o = 0,0254m$ $p = 0,0317m$						$d_o = 0,0317m$ $p = 0,0397m$							
	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6	1	2	4	6		
0,2032	34	32	16	18	31	26	16	12	18	14	8	13	10	4	18	14	8	13	10	4	18	14	8	13	10	4
0,2540	60	62	52	44	56	48	42	40	33	28	16	12	18	20	8	33	28	16	12	18	20	8	12	18	20	8
0,3048	109	98	78	68	88	78	62	68	51	48	42	38	33	26	18	51	48	42	38	33	26	18	18	26	18	18
0,3366	126	120	106	100	124	106	94	88	73	68	52	44	38	44	24	73	68	52	44	38	44	24	24	34	24	24
0,3874	183	168	146	136	159	148	132	132	93	90	78	76	57	58	44	93	90	78	76	57	58	44	44	48	44	44
0,4382	237	228	202	192	208	198	182	180	126	122	112	102	81	72	62	126	122	112	102	81	72	62	68	62	62	68
0,4889	297	286	258	248	258	250	228	220	159	152	132	136	100	94	86	159	152	132	136	100	94	86	80	86	86	80
0,5398	372	356	324	316	320	344	290	276	202	192	182	172	126	120	116	202	192	182	172	126	120	116	102	116	116	102
0,5906	450	430	392	376	400	384	352	336	249	238	216	212	159	146	132	249	238	216	212	159	146	132	132	132	132	132
0,6350	518	498	456	444	450	442	400	392	291	278	250	240	183	172	150	291	278	250	240	183	172	150	148	150	150	148
0,6858	618	602	548	532	543	530	488	468	345	330	298	288	208	206	190	345	330	298	288	208	206	190	180	190	190	180
0,7366	729	708	650	624	645	618	574	556	400	388	356	348	249	238	224	400	388	356	348	249	238	224	220	224	224	220
0,7874	843	812	744	732	741	746	666	648	459	450	414	400	291	282	262	459	450	414	400	291	282	262	256	262	262	256
0,8382	962	934	868	840	843	826	760	740	526	514	484	464	333	326	298	526	514	484	464	333	326	298	296	298	298	296
0,8890	1090	1064	990	972	950	930	878	856	596	584	548	536	372	368	344	596	584	548	536	372	368	344	336	344	344	336
0,9398	1233	1196	1132	1100	1070	1052	992	968	672	668	626	608	425	412	394	672	668	626	608	425	412	394	384	394	394	384
0,9906	1365	1346	1266	1244	1209	1184	1122	1096	756	736	704	692	478	468	442	756	736	704	692	478	468	442	432	442	442	432
1,0668	1611	1580	1498	1464	1409	1378	1344	1296	890	878	834	808	558	546	512	890	878	834	808	558	546	512	512	520	520	512
1,1430	1875	1834	1736	1708	1635	1608	1536	1504	1035	1008	966	948	646	634	606	1035	1008	966	948	646	634	606	596	606	606	596
1,2192	2132	2100	1998	1964	1887	1842	1768	1740	1181	1162	1118	1092	748	732	704	1181	1162	1118	1092	748	732	704	696	704	704	696
1,3716	2730	2684	2574	2536	2399	2270	2244	1520	1492	1492	1436	1416	962	952	942	1492	1492	1436	1416	962	952	942	892	942	942	892
1,5240	3395	3346	3228	3196	2984	2940	2832	2800	1884	1858	1800	1764	1194	1182	1144	1884	1858	1800	1764	1194	1182	1144	1116	1144	1144	1116

TAB. IIB- NÚMERO DE TUBOS NA DISTRIBUIÇÃO TRIANGULAR SEGUNDO A CLASSIFICAÇÃO
P OU S DA TEMA (PARA MAIORES DETALHES CONSULTAR (8), (20), (25))

- ⑥ Calcula-se F_T (deve ser maior que 0,8 caso contrário altera-se o número de passagens nos tubos) (44)

$$\begin{array}{l} \text{trocador} \\ (1 - 2 \text{ ou mais}) \end{array} \quad F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \left(\ln (1-S)/(1-RS) \right)}{(R - 1) \ln \left(\frac{2-S (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2-S (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)}$$

$$\begin{array}{l} \text{trocador} \\ (2 - 4 \text{ ou mais}) \end{array} \quad F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left((1-S)/(1-RS) \right)}{2(R - 1) \cdot \ln \left\{ \frac{[2/S-1-R+(2/S)\sqrt{(1-S)(1-SR)+\sqrt{R^2+1}}]}{[2/S-1-R+(2/S)\sqrt{(1-S)(1-SR)-\sqrt{R^2+1}}]} \right\}}$$

- ⑦ Obter $\Delta T = F_T \cdot \text{LMTD}$

- ⑧ A partir de U_o adotado a partir da tabela I obtém-se A_t , onde

$$Q = A_t \cdot U_o \cdot \Delta T \quad (5)$$

- ⑨ Sendo $A_t = n_t \cdot \pi \cdot d_t \cdot l$ pode-se obter n_t . Como exemplo recomenda-se fixar d_t como sendo 0,019 m (3/4") ou 0,025 m (1") e do tipo BWG 12, 14 ou 16 por serem os mais comerciais e portanto os mais baratos. Verifica-se que quanto mais alto o BWG (British Wire Gage) mais barato o tubo pois menor é sua espessura de parede.

Recomenda-se também fixar, como exemplo, o comprimento l como função do comprimento comercial do tubo (que é 5m) ou então em função do espaço físico existente no local da implantação. (Outros comprimentos comerciais são 2,5m - 3,0m - 4,0m e 6,0m). (43).

Em função do fluido que passa na carcaça pode-se também decidir se a distribuição será quadrada (necessidade de limpeza quando tem-se fluidos orgânicos ou sais e similares) ou triangular (não há necessidade de limpeza) (Vide Tabela III).

Uma vez determinado o número de tubos e segundo a configuração pré-estabelecida, consulta-se a Tabela II para se obter o número de tubos mais próximo daquele já calculado, e em função deste o diâmetro da carcaça.

TIPO DE PROJETO	TUBOS FIXADOS	TUB. U	CABEÇOTE FLUTUANTE	CABEÇOTE INTERNO FLUTUANTE	CABEÇOTE EXTERNO FLUTUANTE
Previsão para Expansão Diferencial	Junta de Expansão Carcaça	Tubos individuais	Sim	Sim	Sim
Acesso para limpeza	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Substituição possível	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza química	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza mecânica tubos	Sim	Ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim
Limpeza mecânica carcaça	Sim	Ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim
Distribuição triangular	Não	Não	Não	Não	Não
Distribuição quadrada	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Limpeza por jato interior do tubo	Sim	Ferramentas especiais	Sim	Sim	Sim
Limpeza por jato exterior do tubo	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Classificação - TEMA	L ou M	U	W	S	P

Tabela III - Classificação segundo TEMA (5)

OBS.: O custo aumenta na seguinte classificação:

U, L ou M, W, P, S.

10. A partir da temperatura média dos fluídos quente e frio, respectivamente, T_m e t_m obtêm-se as propriedades dos fluídos, isto é:

- . densidade
- . viscosidade
- . condutividade térmica

Se um dos fluídos for orgânico a obtenção destas propriedades é precedida da estimativa da densidade.

A partir de T_m e t_m obtêm-se a densidade e a converte-se para API (American Petroleum Institut) através da fórmula:

$$API = \frac{141,5}{d_r} - 131,5$$

onde d_r é a densidade relativa do fluído à referida temperatura.

Calcula-se r dado por:

$$r = \left(\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \right)$$

e a partir da Fig. 5 obtêm-se a constante calórica K_c e a fração de temperatura calórica f_c . Calcula-se também as temperaturas calóricas T_c e t_c dadas por:

$$T_c = T_m + f_c (T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_m + f_c (t_2 - t_1)$$

onde

$$f_c = \left(\frac{\frac{1/K_c + r/(r-1)}{\ln(K_c + 1)}}{1 + \frac{r}{\ln r}} \right) - \frac{1}{K_c}$$

e a esta temperatura se obtém então a:

- . viscosidade
- . condutividade térmica

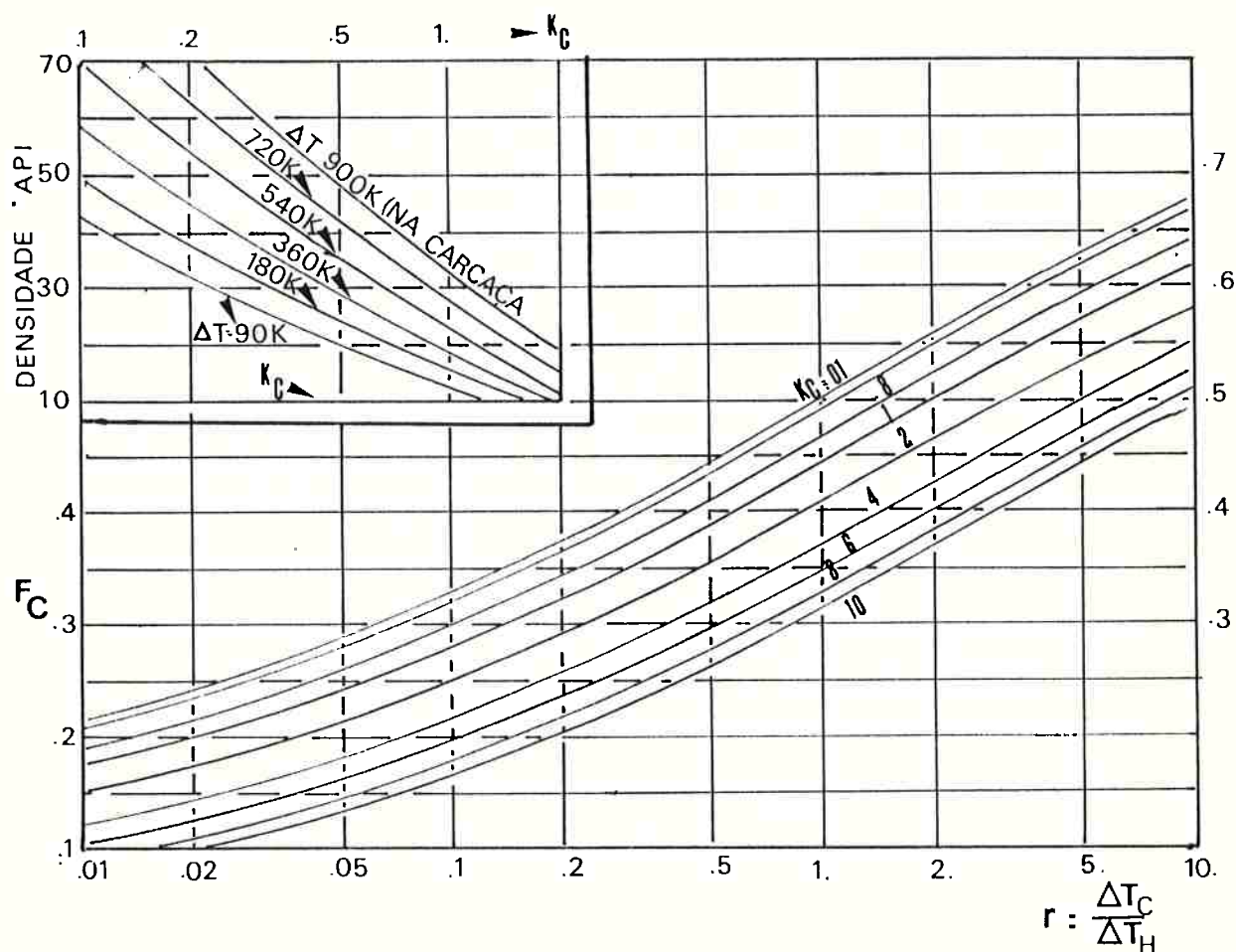


FIG. 5 - O FATOR DE TEMPERATURA CALÓRICO f_c (8)

- ⑪. Obtém-se o espaçamento das chicanas B segundo (24) por:

$$\frac{D_s}{5} \leq B \leq D_s$$

e não inferior a 0,05m (2"), onde D_s é o diâmetro da carcaça

A seguir deve-se determinar o coeficiente global de transmissão de calor U_c a fim de compará-lo com o inicialmente arbitrado U_o . Para tal o cálculo tem o desenvolvimento apresentado a seguir.

2.5.2 Coefficiente de Troca Térmica do Lado dos Tubos

Calculam-se as seguintes grandezas:

- (12). Área de escoamento por tubo (a_t'')

$$a_t'' = \frac{(d_o - 2 \cdot \text{esp})^2}{4} \quad \text{onde (8)}$$

BWG	esp (m) $\times 10^3$
10	3,4036
12	2,7686
14	2,1082
16	1,6510

(BWG = Birmingham Wire Gage)

- (13). Área de escoamento total (a_t)

$$a_t = \frac{a_t'' \cdot n_t}{n_{\text{pass}_t}} \quad (6)$$

- (14). Vazão mássica (G_t)

$$G_t = \frac{w_t}{a_t} \quad (7)$$

- (15). Reynolds (Re_t)

$$Re_t = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \quad (8)$$

onde $d_i = d_o - 2 \cdot \text{esp}$

- (16). Os adimensionais j_{Ht} e $K \left(\frac{\mu c}{K} \right)^{1/3}$

$$\begin{aligned} \text{onde } j_{Ht} &= 0,027 \cdot Re_t^{0,8} && \text{se } Re_t > 2100 \\ j_{Ht} &= 1,86 \cdot Re_t^{1/3} \cdot \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} && \text{se } Re_t \leq 2100 \end{aligned} \quad (9)$$

vide figuras 6 e 7.

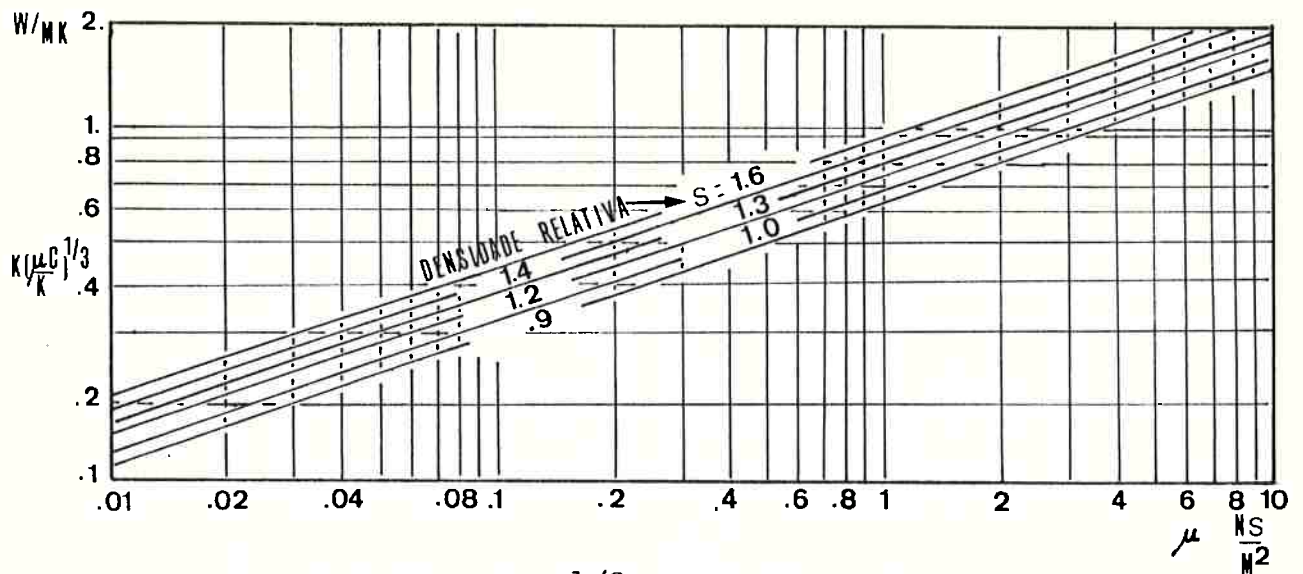


FIG. 6 - $K(\mu c/K)^{1/3}$ EM FUNÇÃO DA VISCOSIDADE
E " DA DENSIDADE RELATIVA DO FLUÍDO.

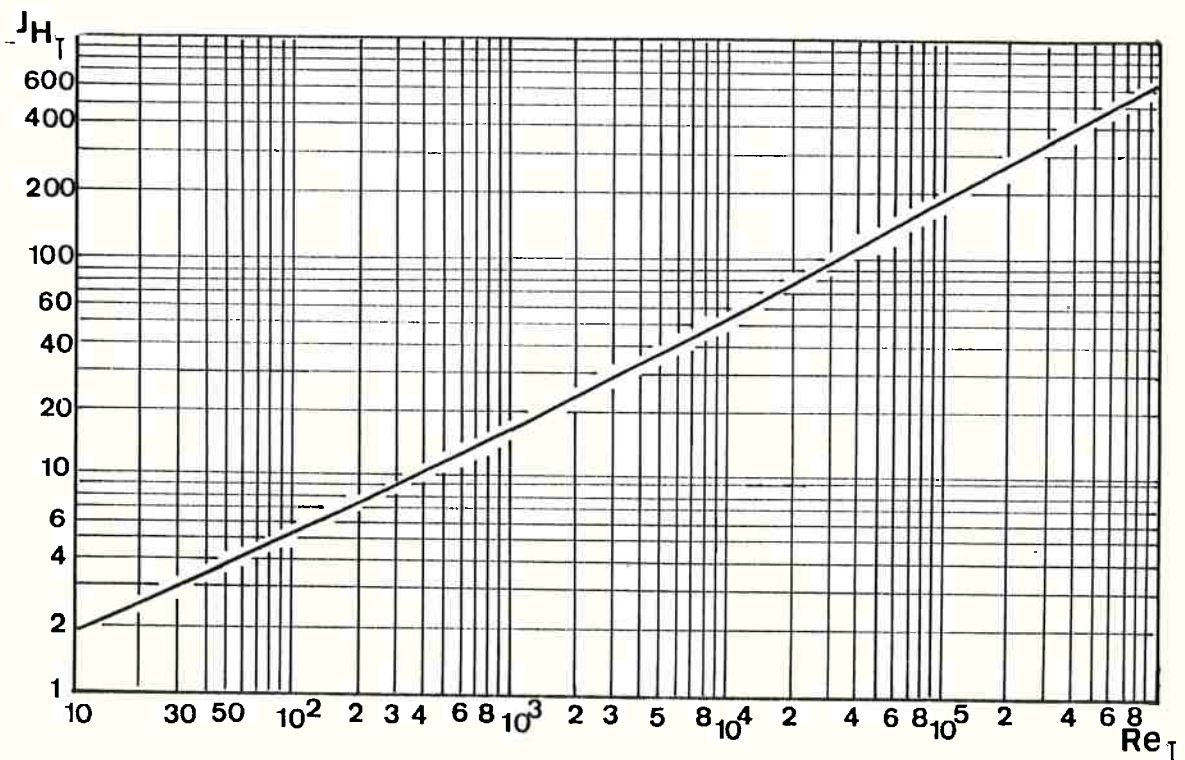


FIG. 7 - DETERMINAÇÃO DE j_{Ht} EM FUNÇÃO DE REYNOLDS

⑰. O coeficiente de película h_i

$$h_i = j_{Ht} \frac{K}{d_i} \left(\frac{\mu c}{K} \right)^{1/3} \phi_t \quad (10)$$

Fatores de Incrustação [m^2K/W]

Para água				
Temperatura do meio aquecedor	> 390 K		390K a 480K	
Temperatura da água	≤ 325 K		≥ 325 K	
Tipos de água	Velocidade da água (m/s)		Velocidade da água (m/s)	
	$\leq 1,0$	> 1,0	$\leq 1,0$	> 1,0
água do mar	0,00284	0,00284	0,00568	0,00568
Torre de resfriamento				
água tratada	0,00568	0,00568	0,01136	0,01136
água não tratada	0,01704	0,01704	0,02840	0,02272
Água da cidade	0,00568	0,00568	0,01136	0,01136
Água de rio	0,01136	0,01136	0,01136	0,01136
Água destilada	0,00284	0,00284	0,00284	0,00284
Água para caldeira	0,00568	0,00284	0,00568	0,00568
Fluídos Industriais				
Óleo combustível	0,02840			
Óleo de transformador	0,00568			
Óleo lubrificante	0,00568			
Soluções caústicas	0,01136			
Óleos vegetais	0,01704			
Gasolina	0,00568			
Naftas leves	0,00568			
Querosene	0,00568			
Óleo leve	0,00568			
Óleo pesado	0,02840			
Asfalto	0,05680			
Produtos acima de 50 ^o API	0,00568			
Produtos abaixo de 30 ^o API	0,01136			
Solventes	0,00568			

TABELA IV - FATORES DE INCRUSTAÇÃO (m^2K/W)

onde
$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

- ⑱. O coeficiente de película referido ao diâmetro externo do tubo (h_{i0})

$$h_{i0} = h_i \frac{d_i}{d_o} \quad (11)$$

- ⑲. O fator de incrustação (vide tabela V) R_{Di}

2.5.3 Perda de Carga no Interior dos Tubos

A perda de carga no interior dos tubos (ΔP_T) é constituída de duas parcelas:

- ⑳. A queda de pressão nos tubos (ΔP_t)

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n_{passt}}{13,89 D. S. \phi_t} \quad (12)$$

e a queda de pressão devido ao retorno nos tubos (ΔP_r)

$$\Delta P_r = \frac{4n_{passt} V^2}{S \cdot 2g} = \frac{0,002 n_{passt} G_t^2}{S} \quad (13)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

onde o fator f pode ser obtido da figura 8.

Para que o trocador líquido-líquido esteja corretamente dimensionado, a perda de carga total no interior dos tubos não deverá ultrapassar 68900 N/m^2 . Para trocadores líquido-gás este valor é limitado a 6890 N/m^2 .

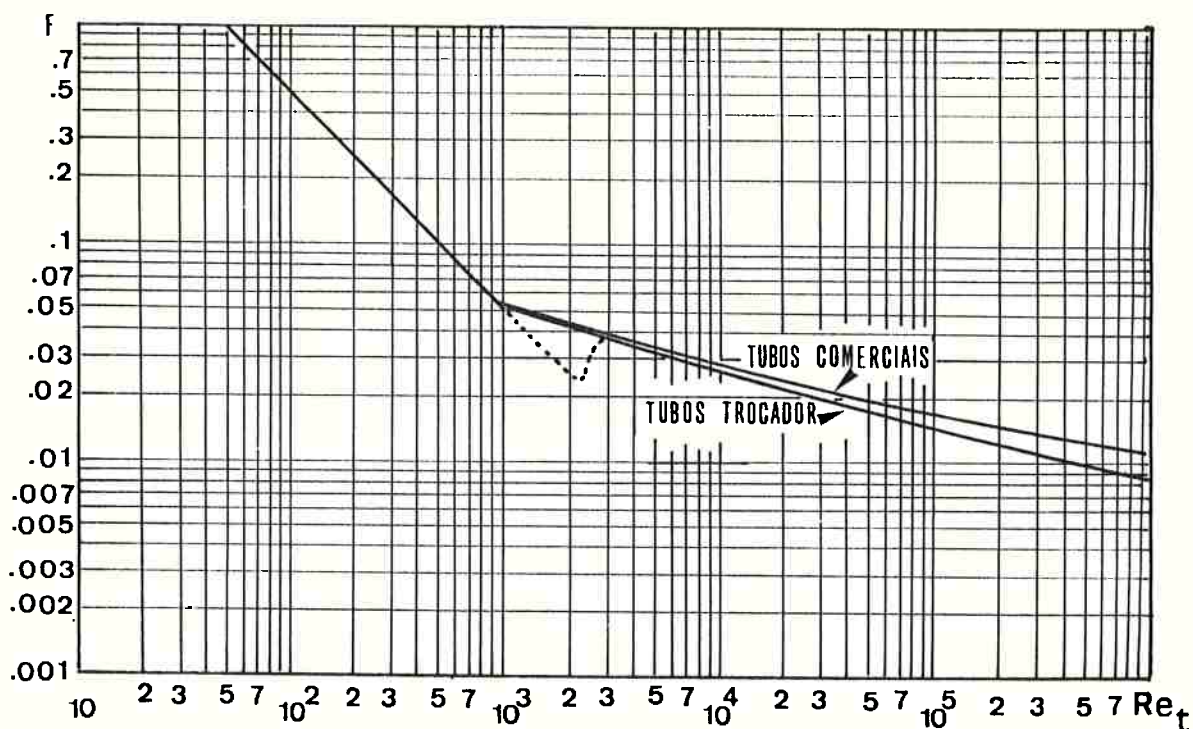


FIG. 8 - FATOR DE ATRITO (f) PARA O INTERIOR DO TUBO

2.5.4 Lado da Carcaça

Como cada método tradicional possui uma sequência de cálculo para o estudo do escoamento do fluido na carcaça, o detalhamento da análise será feito na exposição de cada um.

2.5.5 Consideração Final Sobre os Procedimentos Gerais

O estudo do escoamento do fluido na carcaça permite a determinação da perda de carga (ΔP_s) e do coeficiente de película (h_s) do fluido que nela escoar. Através do coeficiente de película h_{io} pode-se determinar o coeficiente global de transmissão de calor U_c dado por:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_{io}} + R_{D_i}} \quad (14)$$

o qual deve ser comparado com U_o , e R_{D_i} é a parcela que considera

os fatores de crosta e a resistência térmica de parede que normalmente é desprezada nos cálculos. (A determinação do valor h_s será vista com detalhes ao se analisar cada um dos métodos.) (8), (27).

se $U_c = U_o$ o cálculo da parte térmica está concluído.

se $U_c < U_o$, analise o fator que mais influencia (h_s ou h_{i0}), assim se for h_{i0} aumente o número de passagens nos tubos; se for h_s aumente o número de passagens na carcaça ou diminua o espaçamento entre as chicanas.

se $U_c > U_o$, se o intervalo de variação for de 10% considera-se a solução como satisfatória, caso contrário arbitra-se um novo U_o o qual deve ser menor que o anterior.

Concluído o cálculo da parte térmica deve-se determinar a perda de carga tanto do lado da carcaça como do lado dos tubos.

Para que o trocador líquido-líquido esteja corretamente dimensionado, nem a perda de carga total nos tubos e nem a perda de carga na carcaça poderá ultrapassar 68900 N/m^2 (8), (24). Se for gás-líquido a perda de carga para o gás não poderá ultrapassar 6890 N/m^2 .

A figura 9 ilustra a sequência dos cálculos comuns aos métodos tradicionais.

Resumindo as grandezas obtidas no procedimento comum para os vários métodos foram:

Grandeza	Item da Metodologia
	Comum
Coefficiente Global U_o	①
Fluxo de Calor Q	③
LMTD	④
Fator de Temperatura F_T	⑥

Diferença de temperatura ΔT	(7)
Área de troca térmica A_t	(8)
Número de tubos n_t	(9)
Propriedades físicas dos fluídos	(10)
Espaçamento das chicanas B	(11)
Área de escoamento por tubo a_t''	(12)
Área de escoamento total a_t	(13)
Vazão mássica G_t	(14)
Reynolds nos tubos Re_t	(15)
Coefficiente de película h_i	(17)
Coefficiente de película h_{i0}	(18)
Fator de incrustação R_{Di}	(19)
Queda de pressão nos tubos ΔP_t	(20)

A seguir, é necessário determinar dentre outras, duas grandezas básicas: o coeficiente de película e a perda de carga na carcaça. Os procedimentos são distintos para cada método, sendo determinados nos itens tabelados abaixo:

Grandeza/Método	Número do item da metodologia			
	Kern	Taborèk	Grant	HEATA
Coefficiente de película da carcaça h_s	(24)	(38)	(67)	(60)
Perda de carga na carcaça ΔP_s	(25)	(46)	(53)	(48)

A retomada dos cálculos é feita a partir de uma etapa (21), distinta para cada caso.

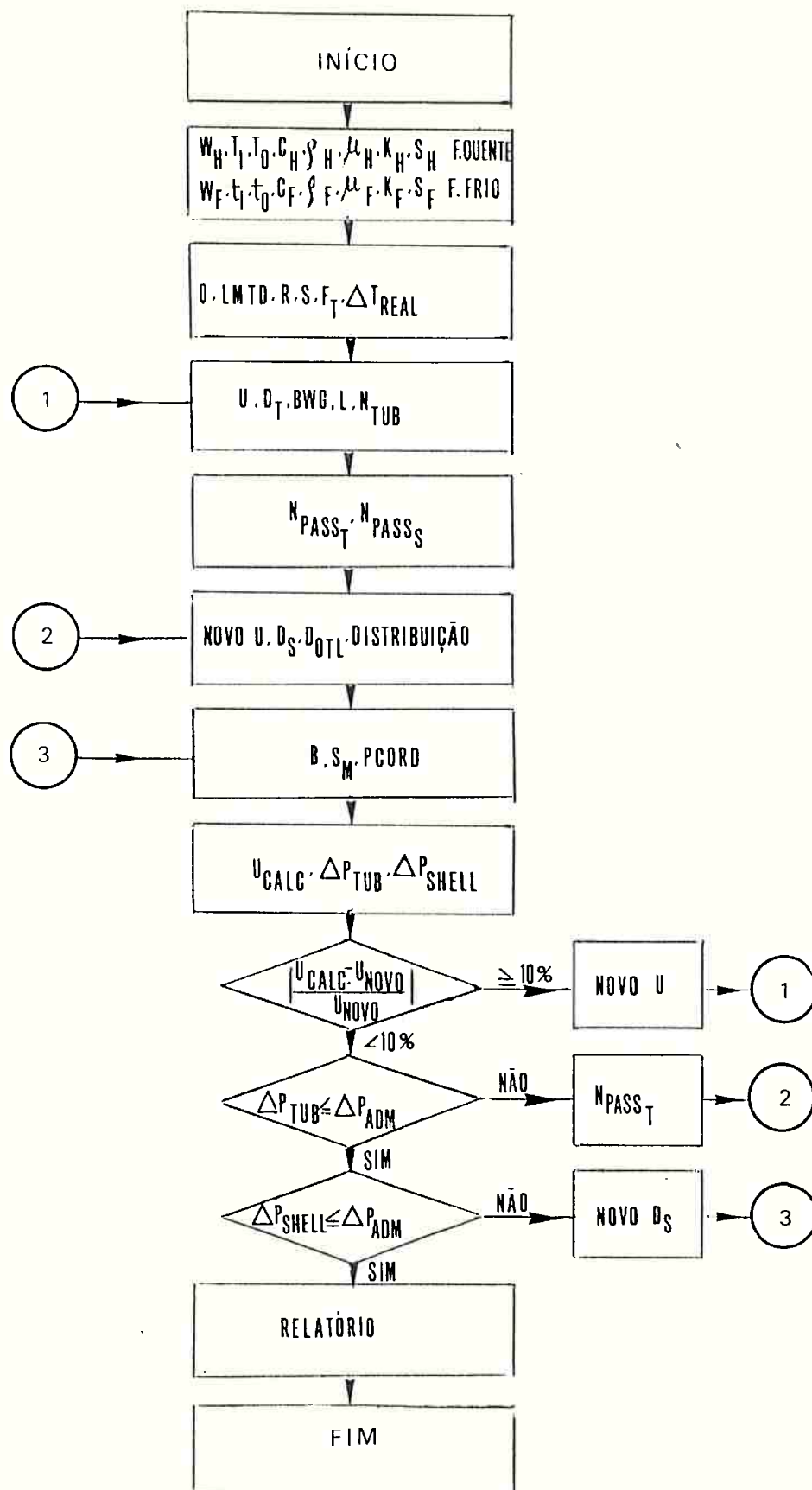


FIG. 9 - ESTRUTURA BÁSICA DO PROCEDIMENTO COMUM NO DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

2.6 Método Kern

2.6.1 A Essência do Método

O método Kern, conforme já comentado, considera uma única corrente de fluido no interior da carcaça, que pressupostamente escoar em corrente cruzada através do feixe de tubos. Como será visto nos métodos Taborek, Grant e HEATA esta premissa é o ponto fraco do método Kern.

2.6.2 O Método

O método Kern é reiniciado determinando-se:

- (21). Área do escoamento da carcaça

$$a_s = \frac{DI \cdot C' \cdot B}{P_t \cdot n_s \text{ pass}} \quad (15)$$

onde C' é o vão livre entre os tubos (Figura 10)

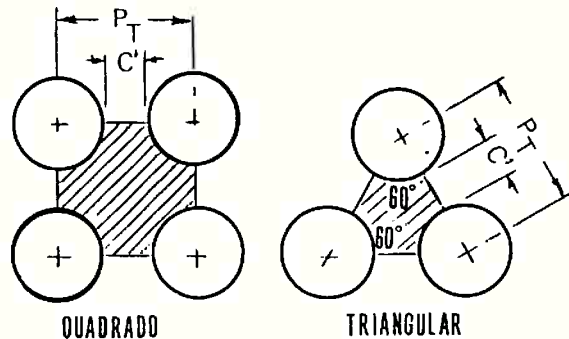


FIGURA 10 - ALGUMAS DIMENSÕES CARACTERÍSTICAS

- (22). Vazão Mássica na carcaça

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} \quad (16)$$

- (23). Número de Reynolds na carcaça

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_s} \quad (17)$$

onde D_e é o diâmetro equivalente dado por

$$D_e = \left\{ \alpha \left(\frac{P_t}{d_o} \right)^2 - 1 \right\} d_o \quad (18)$$

$$\text{e } \alpha = \begin{cases} 1,102 & \text{para distribuição triangular} \\ 1,271 & \text{para distribuição quadrada} \end{cases}$$

②4. Os adimensionais j_{Hs} e $K_s (\mu_s c_s / K_s)^{1/3}$

$$j_{Hs} = 0,36 Re_s^{0,55} = \frac{h_s D_e (\mu_s c_s)^{-1/3}}{K_s} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{-0,14} \quad (19)$$

onde K_s é a condutividade do fluido que escoia na carcaça.

os valores j_{Hs} e $K_s (\mu_s c_s / K_s)^{1/3}$ também podem ser obtidos das figuras 11 e 6 respectivamente.

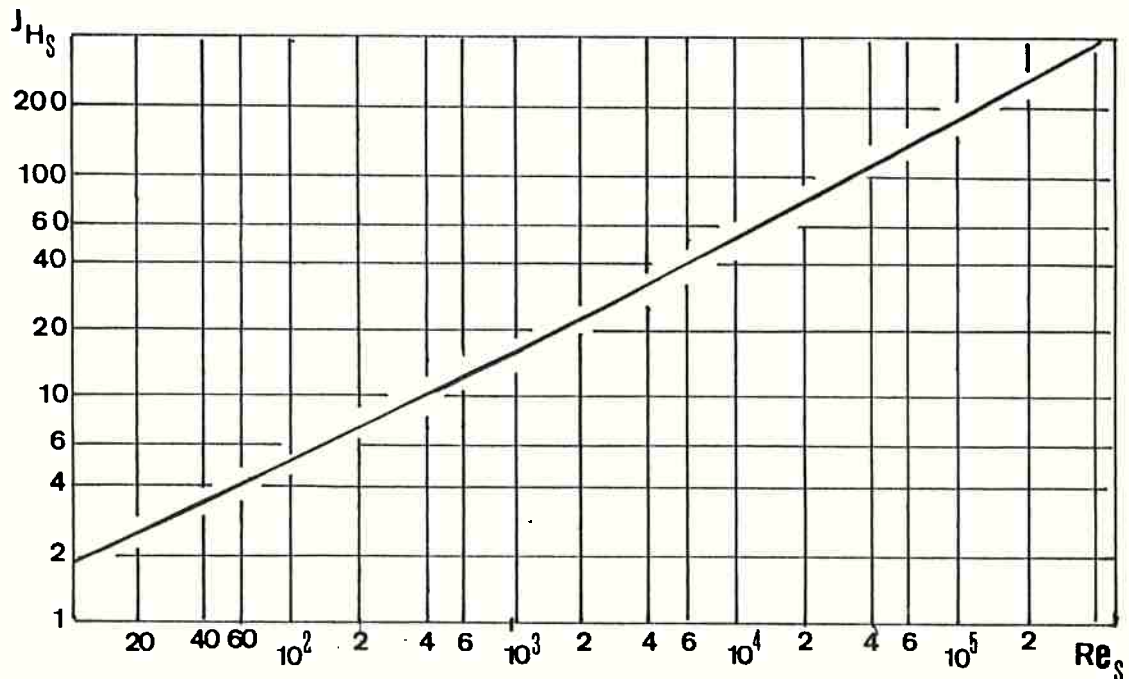


FIG. 11 - j_{Hs} PARA A CARCAÇA EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE REYNOLDS

25. Perda de carga na carcaça

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1) N_s \text{ pass}}{13,89 D_e \cdot s \cdot \phi_s} \quad (20)$$

onde

$$N + 1 = \frac{l}{B}$$

$$f = 0,001e^{(7,489Re^{-0,2994})} \quad \text{se } Re < 300$$

$$f = 0,01209Re^{-0,19} \quad \text{se } Re \geq 300$$

estes valores também podem ser obtidos a partir da figura 12.

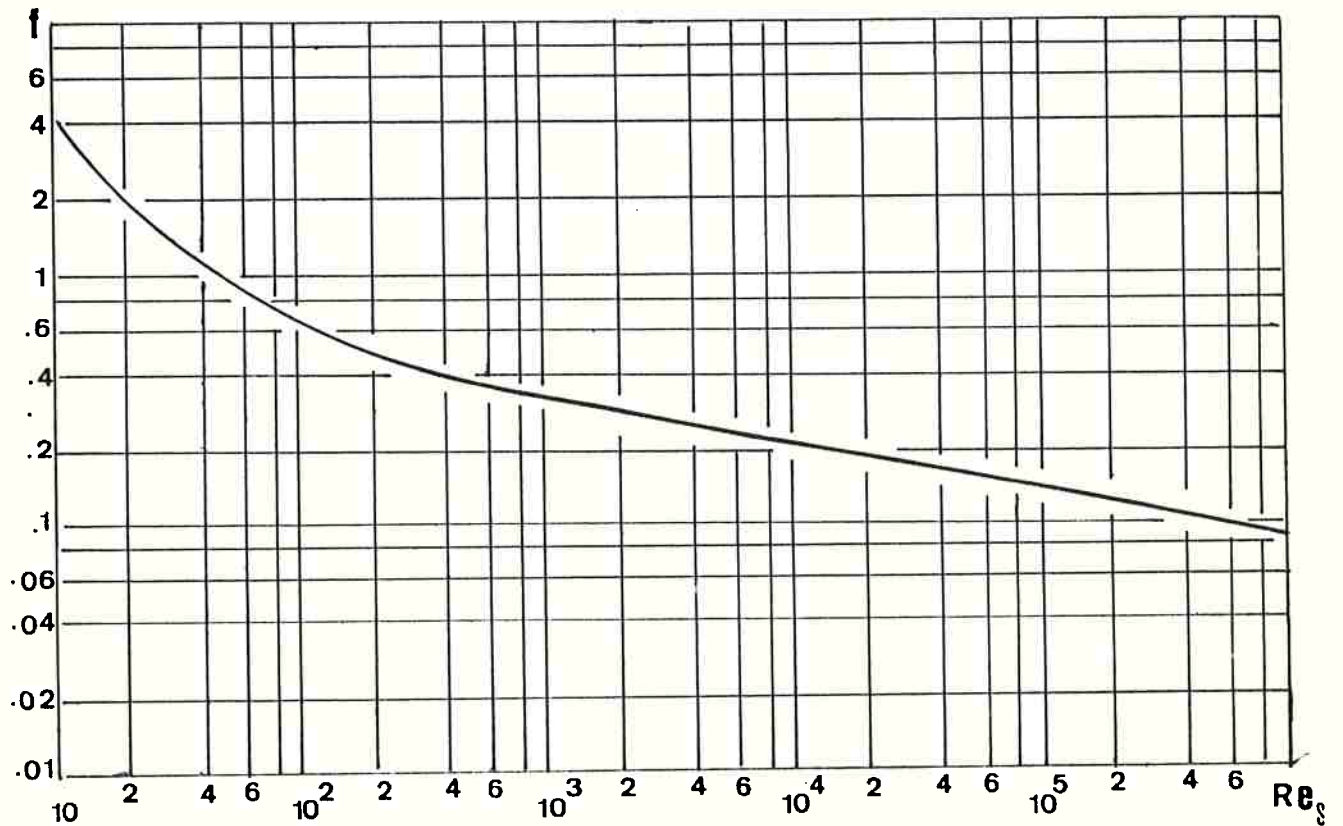


FIG. 12 - FATOR DE ATRITO DO LADO DA CARCAÇA (8), (29)

2.7 Método Taborek

2.7.1 A Essência do Método

A diferença do método Taborek em relação ao método Kern reside na consideração do escoamento sobre o feixe de tubos. Devido as folgas mecânicas existentes entre os tubos, as chicanas e a carcaça, surgem correntes secundárias do fluido externo; o método Taborek identifica e considera cinco correntes (fig. 13) que se seguem:

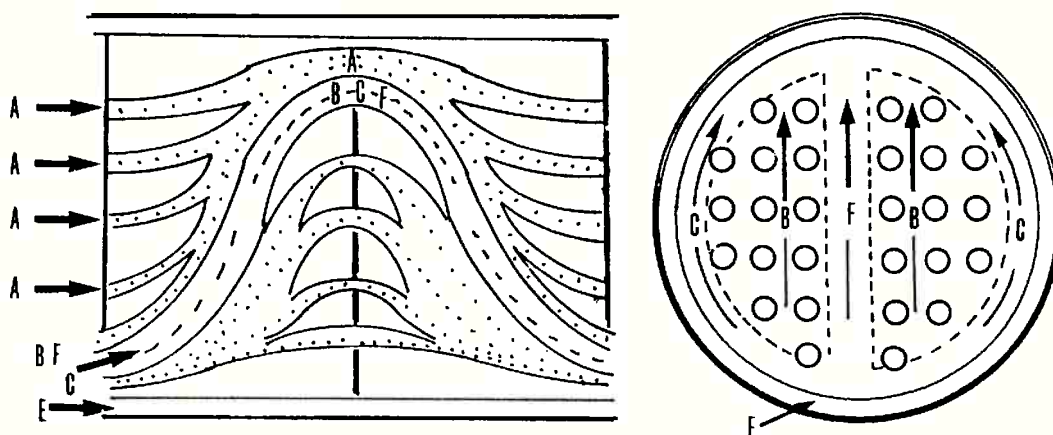


FIGURA 13 - DIAGRAMA DAS DISTRIBUIÇÕES DE CORRENTES (23), (25), (30)

- . A corrente principal B a qual descreve um movimento sinuoso produzindo um escoamento em corrente cruzada.
- . Uma corrente secundária A que escoa entre os tubos e os furos das chicanas, de um compartimento ao outro.
- . Uma corrente C que escoa externamente ao feixe de tubos e internamente a carcaça; esta corrente pode ser atenuada instalando-se barras longitudinais de fixação das chicanas, na periferia destas.
- . A corrente secundária E que escoa entre as chicanas e a carcaça.

. A corrente F que ocorre quando existe mais de uma passagem na carcaça; sua influência é apreciável quando comparada com as da correntes A, C ou E. No método Taborek a corrente F não é analisada pois o método só se aplica a trocadores com uma passagem na carcaça.

2.7.2 O Método

O método Taborek é reiniciado determinando-se:

(21). Reynolds na carcaça (30), (31)

$$Re = \frac{D_o G_s}{\mu_s} \quad \text{onde} \quad G_s = \frac{W}{S_m} \quad (21)$$

S_m = área teórica livre de escoamento em contra-corrente.

$$S_m = B \left\{ D_i - D_{ot1} + \left(\frac{D_{ot1} - d_o}{p_n} \right) (p - d_o) \right\} \begin{array}{l} \text{distribuição} \\ \text{triangular} \end{array} \quad (22)$$

$$S_m = B \left\{ D_i - D_{ot1} + \left(\frac{D_{ot1} - d_o}{p} \right) (p - d_o) \right\} \begin{array}{l} \text{distribuição} \\ \text{quadrada} \end{array}$$

e onde p , p_n e p_p (figura 14) são dados na Tabela V (23), (25), (28) e D_{ot1} é dado na Tabela VII.

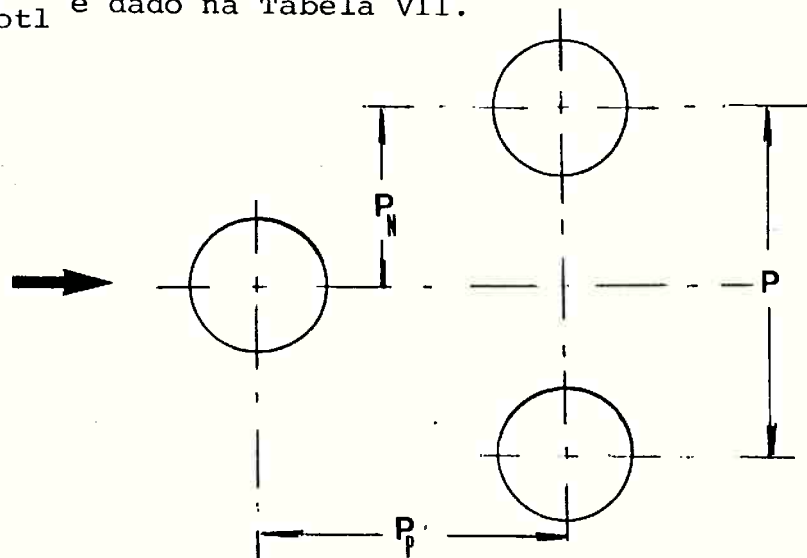


FIG. 14 - DEFINIÇÃO DE p , p_n e p_p

tubo d_o (m)	passo p (m)	distribuição	p_p (m)	p_n (m)
0,0160	0,0206	→ ◁	0,0180	0,0103
0,0190	0,0238	→ ◁	0,0207	0,0119
0,0190	0,0254	→ ◻	0,0254	0,0254
0,0190	0,0254	→ ◊	0,0180	0,0180
0,0190	0,0254	→ ◁	0,0220	0,0127
0,0254	0,0318	→ ◻	0,0318	0,0318
0,0254	0,0318	→ ◊	0,0225	0,0225
0,0254	0,0318	→ ◁	0,0275	0,0160

TAB. V - VALORES DE PASSO COMUMENTE EMPREGADOS

27) O adimensional j_{Hs}

$$j_{Hs} = a (\ln Re)^b \quad (23)$$

onde alguns valores de a e b são obtidos na tabela VI abaixo

distribuição	triangular				quadrada			
	$p/d_o = 1,25$		$p/d_o = 1,50$		$p/d_o = 1,25$		$p/d_o = 1,50$	
	a	b	a	b	a	b	a	b
$Re < 500$	0,6375	1,1237	0,5540	0,9886	0,5015	0,9405	0,4651	0,9044
$500 \leq Re < 2000$	0,6375	1,1237	0,5540	0,9886	0,0167	0	0,0167	0
$Re > 2000$	0,3678	0,7088	0,3678	0,7088	0,3678	0,7088	0,3678	0,7088

TAB. VI - VALORES DE a E b EM FUNÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DOS TUBOS

os valores j_{HS} também podem ser obtidos através da figura 15.

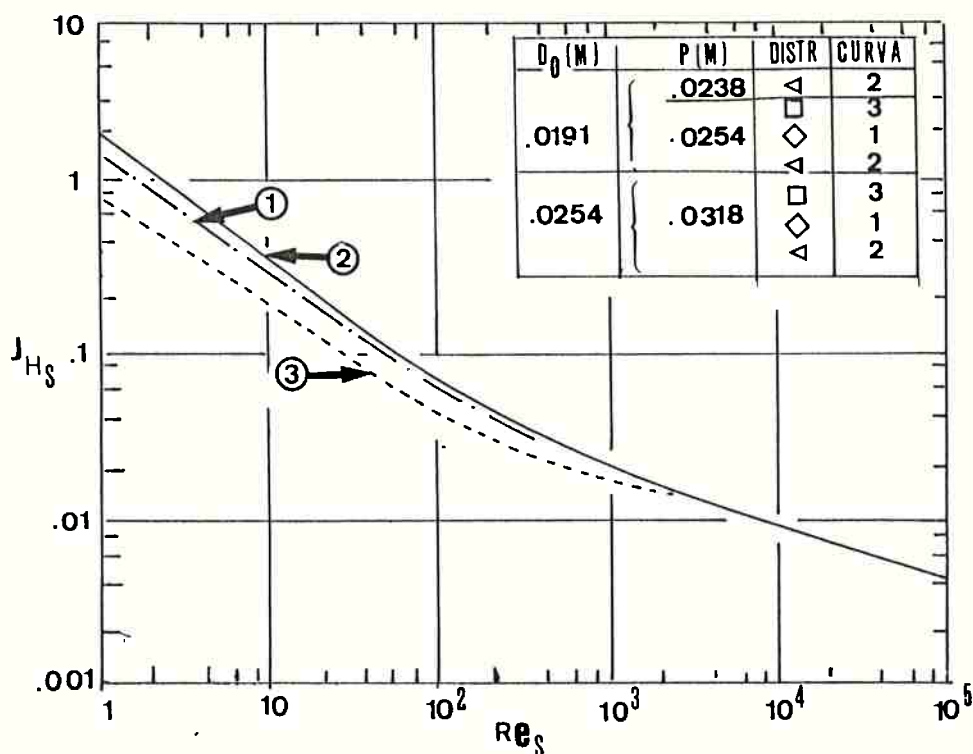


FIG. 15 - DETERMINAÇÃO DE j_{HS} EM FUNÇÃO DE Re_s (23), (32)

- ②3. A fração de corrente cruzada F_{BP} por passagem ao longo do trocador na região carcaça-chicana. (Na figura 13 é a corrente (C)) (45).

$$F_{BP} = \frac{(D_i - D_{otl}) B}{S_m} \quad (24)$$

- ②4. Número de colunas de tubos cruzados na secção em corrente cruzada (11), (30), (45).

$$N_c = \text{maior inteiro de} \left\{ D_s \left(\frac{(1 - 2 \cdot \ell_c / D_s)}{p_p} \right) \right\} \quad (25)$$

D_s (m)	D_i (m)	D_{otl} (m)
0,203	0,205	0,173
0,254	0,254	0,223
0,305	0,305	0,273
0,355	0,337	0,305
0,406	0,387	0,355
0,457	0,438	0,406
0,508	0,489	0,457
0,559	0,533	0,489
0,609	0,590	0,546
0,660	0,635	0,594
0,711	0,686	0,644
0,762	0,736	0,695
0,813	0,788	0,746
0,864	0,838	0,797
0,914	0,889	0,845

TAB. VII - VALORES D_{otl} (23), (25), (28).

25. O fator de correção ξ_h para a corrente E

$$\text{onde } \xi_h = \begin{cases} e^{-\alpha F_{BP} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2N_s}{N_c}}\right)} & \begin{cases} \alpha=1,5 \text{ laminar} \\ \text{(se } N_s < N_c/2) \\ \alpha=1,35 \text{ turbulento} \end{cases} \\ 1 & \text{(se } N_s > N_c/2) \end{cases} \quad (26)$$

N_s é obtido em (24) e se encontra representado na Tabela VIII

D_s (m)	N_s (mínimo)
0,152 - 0,381	4
0,406 - 0,686	6
0,711 - 0,838	6
0,864 - 1,219	8
1,244 - 1,524	10

TAB. VIII - VALORES DE N_s EM FUNÇÃO DE D_s

26. A área livre da janela do setor (A'_w)

A área bruta da janela do setor é

$$A'_t = \alpha R^2 - 2R \operatorname{sen} \alpha \cdot \left(\frac{R \cos \alpha}{2} \right) \quad (27)$$

pois $h = R - R \cos \alpha$

$$\text{e } \cos \alpha = \frac{R - 2P_{\text{cord}} R}{R}$$

então

$$A'_t = \{ R^2 \operatorname{arc} \cos (1 - 2P_{\text{cord}}) - \operatorname{sen}(\operatorname{arc} \cos (1 - 2P_{\text{cord}})) \cdot (1 - 2P_{\text{cord}}) \}$$

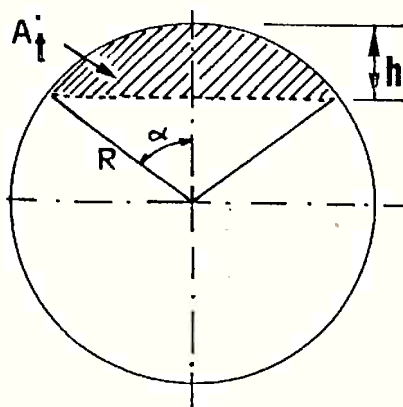


FIG. 16 - ÁREA LIVRE DA JANELA DO SETOR (45)

A área livre da janela do setor é então:

$$A_w = \pi d_o \cdot l \cdot n_w \quad (28)$$

onde

$$n_w = n_t - n_t \left\{ 1 - \frac{4 A'_t}{\pi D_{otl}^2} \right\}$$

O valor D_{otl} é dado na tabela VII já analisado no item (23) do presente método.

(27). A área de escoamento através da janela (S_w)

$$S_w = S_{wqj} - S_{wt} \quad (29)$$

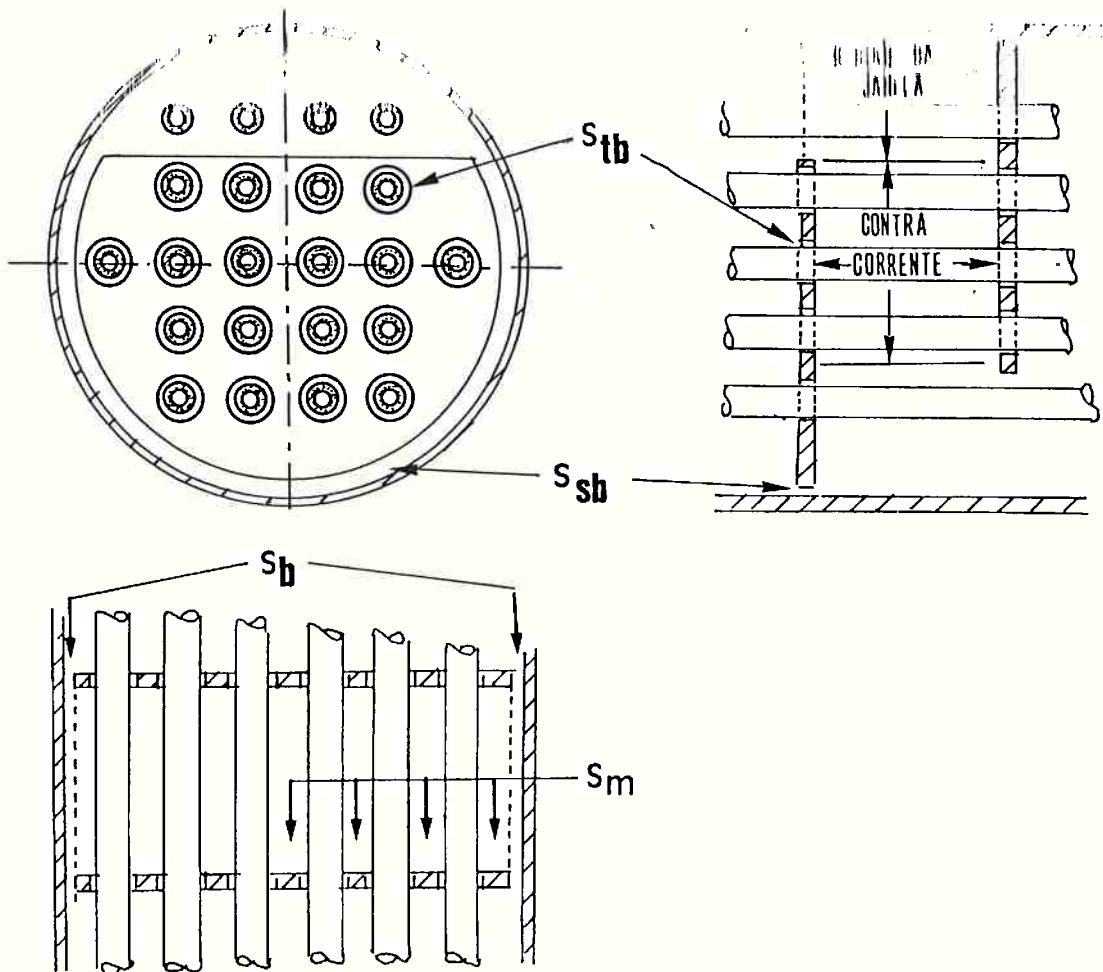


FIG. 17 - DETALHES DA GEOMETRIA NO INTERIOR DE UM TROCADOR (31)

onde na expressão (29) tem-se

$$S_{wg} = \frac{D_i^2}{4} \left\{ \alpha - \left(1 - 2 \cdot \frac{\ell_c}{D_i} \right) \text{sen } \alpha \right\} = \text{área bruta da janela } A'_t$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \cdot \frac{D_s - 2\ell_c}{D_{ot1}} \text{sen} \left(\text{arc cos } \frac{D_s - 2\ell_c}{D_{ot1}} \right) - 2 \text{arc cos } \frac{D_s - 2\ell_c}{D_{ot1}} \right\}$$

F_c representa a fração dos tubos em corrente cruzada.

$$S_{wt} = \frac{n_t}{8} \cdot (1 - F_c) \pi d_o^2$$

S_{wt} representa a área ocupada pelos tubos na janela

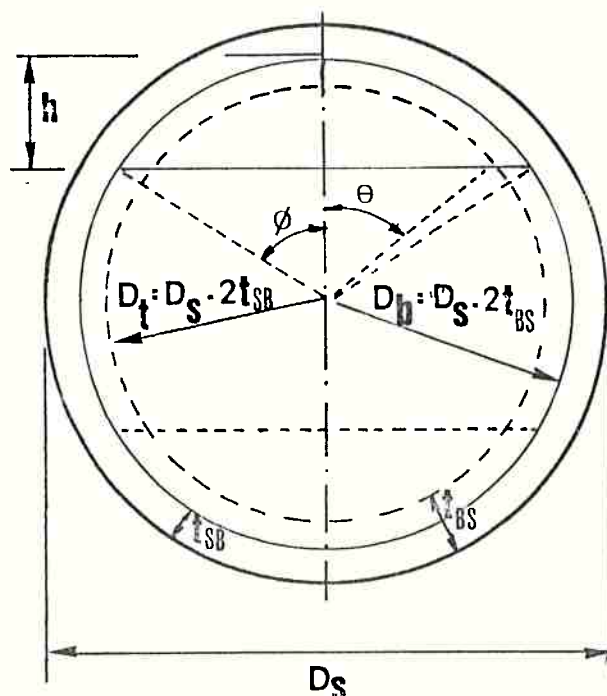


FIG. 18 - DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DA CHICANA (28)

②8. Fator de correção geométrico (ϕ) para o escoamento na janela

$$\phi = 1 - \frac{A_w}{A_t} + 0,524 \left(\frac{A_w}{A_t} \right)^{0,32} \left(\frac{S_m}{S_w} \right)^{0,03} \quad (30)$$

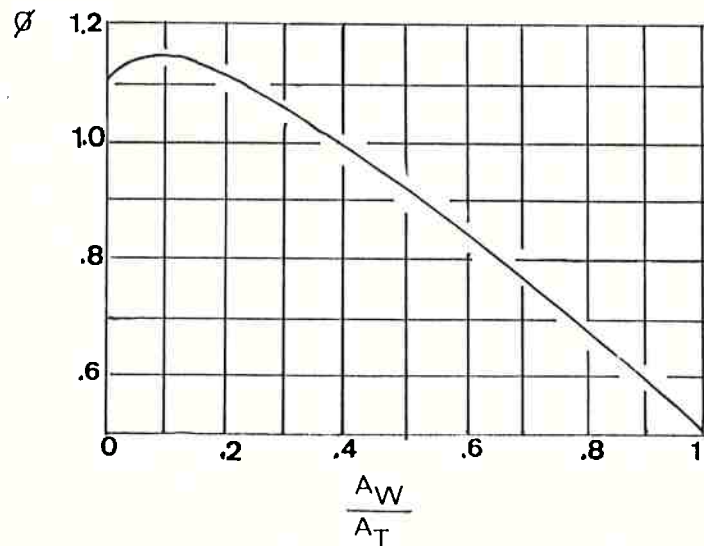


FIG. 19 - FATOR DE CORREÇÃO GEOMÉTRICO ϕ PARA $\frac{S_m}{S_w} = 1$
EM FUNÇÃO DE $\frac{A_w}{A_t} = 100$

②9. O número de chicanas (N_B)

$$N_B = \frac{L}{B} - 1 \quad (31)$$

③0. O número efetivo de colunas em contra-corrente em cada seção.

$$N_w = 0,8 \frac{l_c}{p_p} \quad (32)$$

31. O número de tubos efetivamente em corrente cruzada

$$N_c = (N_B + 1) \cdot N_C + (N_B + 2) \cdot N_W \quad (33)$$

32. O fator de correção X devido ao escoamento calculado por:

$$\text{Re} < 100 \longrightarrow X = \left(\frac{N_c^1}{N_c} \right)^{0,18}$$

$$100 \leq \text{Re} \leq 1000 \longrightarrow X = 1,0 \quad (34)$$

$$\text{Re} \geq 1000 \longrightarrow X = \frac{(h_m/h_\infty)}{(h_m/h_\infty)_{\text{trocador}}}$$

onde h_m/h_∞ e $(h_m/h_\infty)_{\text{trocador}}$ são obtidos na tabela abaixo:

N_c	h/h_∞	h_m/h_∞
1	0,63	0,63
2	0,76	0,70
3	0,93	0,77
4	0,98	0,83
5	0,99	0,86
6	1,00	0,88
7	1,00	0,90
8	1,00	0,91
9	1,00	0,92
10	1,00	0,93
12	1,00	0,94
15	1,00	0,95
18	1,00	0,96
25	1,00	0,97
35	1,00	0,98
72	1,00	0,99

TAB. IX - VALORES DE h_m/h_∞ E h/h_∞

- ③③. O coeficiente de película h_{NL}

$$h_{NL} = C \cdot G_s \cdot j \cdot \frac{\phi \cdot \xi_h}{X} \cdot \left(\frac{c \mu}{k}\right)^{-2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0,14} \quad (35)$$

- ③④. A secção de vazamento por chicana (S_{TB}) entre o tubo e a chicana

$$S_{TB} = \frac{\pi}{2} \cdot \delta_{tB} \cdot d_o \cdot n_t \cdot (1 + F_c) \quad (36)$$

onde δ_{tB} segundo (24) é a folga entre o diâmetro externo do tubo e o diâmetro interno do furo da chicana, normalmente igual a 0,0004m.

- ③⑤. A secção de escoamento por chicanas (S_{SB}) entre a chicana e a carcaça.

$$S_{SB} = \frac{D_s \cdot \delta_{SB}}{2} \left\{ \pi - \arccos \left(1 - \frac{2 \ell_c}{D_s} \right) \right\} \quad (37)$$

onde δ_{SB} é a folga entre a carcaça e a chicana, uma função de D_s , valendo normalmente 1% D_s (24).

- ③⑥. A área total de escoamento através da chicana (S_L)

$$S_L = S_{TB} + S_{SB} \quad (38)$$

- ③⑦. O fator corretivo geométrico dado por

$$\left(1 - \frac{h_s}{h_{NL}} \right)_o = 0,45 \left\{ \frac{S_L}{S_m} \right\} + 0,10 \cdot \left(1 - e^{-30 S_L/S_m} \right) \quad (39)$$

o qual é função da relação das áreas de escoamento e que será

usado para determinar o coeficiente de película do lado da carcaça. (48)

38. O coeficiente de película real do lado da carcaça (h_s).

$$h_s = \left\{ 1 - \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right)_o \cdot \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \right\} h_{NL} \quad (40)$$

39. O fator de atrito f^1 (vide figura 20). (23), (46)

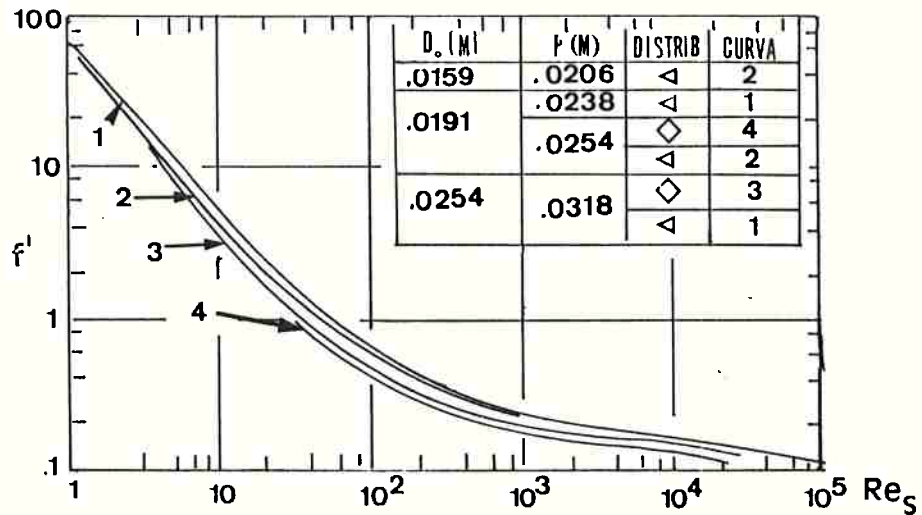


FIG. 20 - FATOR DE ATRITO EM TROCADORES MULTITUBULARES (23)

40. A perda de carga numa secção ideal em contra corrente (P_B).

$$\Delta P_B = 4 f^1 \cdot N_C \cdot \frac{G_s^2}{2\rho_s} \left\{ \frac{\mu_w}{\mu_b} \right\}^{0,14} \quad (41)$$

④1. O fator de correção ξ_p (46), (47)

$$\text{onde } \xi_p = \begin{cases} \exp \left\{ -\alpha F_{BP} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2N_s}{N_c}} \right) \right\} & ; \text{ se } N_s \leq \frac{N_c}{2} \\ 1 & \text{se } N_s > N_c/2 \end{cases}$$

$$\text{e } \alpha = \begin{cases} 5,0 & \text{se } Re < 100 \\ 4,0 & \text{se } Re > 100 \end{cases} \quad (42)$$

④2. A perda de carga corrigida (ΔP_{BP})

$$\Delta P_{BP} = \xi_p \cdot \Delta P_B \quad (43)$$

④3. A perda de carga através da secção da janela (ΔP_w).

$$\Delta P_w = \frac{W_s^2 \cdot (2 + 0,6 N_w)}{2 \rho_s \cdot S_m \cdot S_w} \quad \text{se } Re \geq 100$$

(44)

$$P_w = 26 \frac{\mu_s \cdot W_s}{\rho_s S_m S_w} \left(\frac{0,8 \ell_c / p_p}{p - d_o} + \frac{\ell_s}{D_w^2} \right) + \frac{W_s^2}{\rho_s S_m S_w} \quad \text{se } Re < 100$$

$$\text{onde } D_w = \frac{4S_w}{\frac{\pi}{2} N_T (1 - F_c) d_o + 2 \cdot D_i \alpha}$$

④4. O fator de correção de escoamento para a perda de carga.

$$\left(1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right)_o = 0,57 \left(\frac{S_L}{S_m} \right) + 0,27 \cdot \left(1 - e^{-20 S_L / S_m} \right) \quad (45)$$

o qual, analogamente ao item ③7 do presente método, é função da relação de áreas de escoamentos.

④5) A relação $\Delta P_L / \Delta P_{NL}$

$$\text{onde } \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} = 1 - \left(1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right)_0 \cdot \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (46)$$

④6) A perda de carga total do lado da carcaça (P_T).

$$\Delta P_T = 2 \cdot \Delta P_{BP} \left\{ 1 + \frac{N_w}{N_c} \right\} + \left\{ (N_B - 1) \Delta P_{BP} + N_B \cdot \Delta P_w \right\} \cdot \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \quad (47)$$

2.8 O Método Grant

Comparativamente aos métodos Kern e Taborek, o método Grant (14) é mais trabalhoso e complexo. O método Grant é na sua essência parecido com o método Taborek (30) o qual por sua vez é uma simplificação do método proposto por Tinker (31) base inicial do método Grant.

No método Grant são utilizadas as correlações de Weisman (33) para se calcular o coeficiente de película do lado da carcaça e a de Cowan (15) para o cálculo da perda de carga do lado da carcaça.

Além das correntes já analisadas no método Taborek considera-se, agora adicionalmente, outras duas, as quais são: (fig. 21) (14), (23), (30), (34), (49), (50), (51), (52).

- Uma corrente F oriunda da passagem do fluido da carcaça, entre o tubo e o furo do espelho, que se mescla parcialmente à corrente principal B.
- Uma corrente W que flui paralelamente ao feixe tubular e que escoia através da janela.

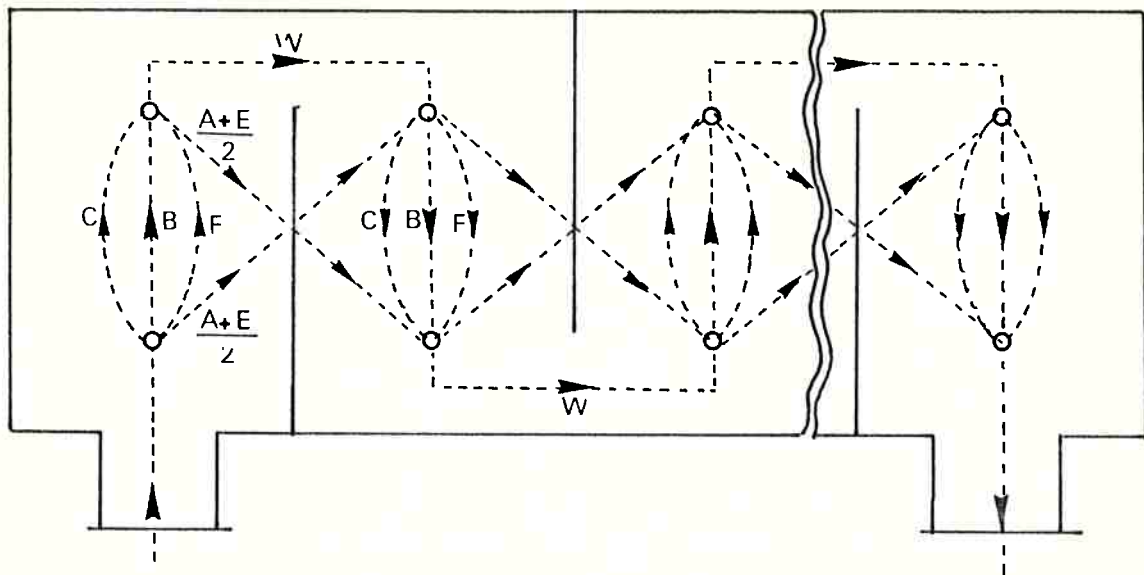


FIG. 21 - CORRENTES CONSIDERADAS NO MÉTODO GRANT

2.8.1 A Essência do Método

Lembrando da fig. 21 podemos escrever, usando como base a lei da conservação da massa, as seguintes equações para o balanço de massa

- na região central do trocador

$$F_W - F_B - F_C - F_F = 0$$

(48)

$$F_A + F_E + F_W = 1$$

- na região de entrada/saída do trocador

$$0,5F_A + F_B + F_C + 0,5F_E + F_F - 1 = 0$$

(49)

$$F_A + F_E + F_W = 1$$

onde F_i é a fração da corrente i com relação ao fluxo total, e os índices A, B, C, E, F, W se referem às várias correntes no trocador.

A equação de Fanning (50) permite equacionar cada uma das frações de corrente como:

$$F_i^2 = 2 \cdot \frac{\Delta P_i^2 \cdot \rho \cdot S_i^2}{f_i \cdot W_s^2} \quad (50)$$

onde ΔP_i é a perda de carga da corrente i .

S_i é a área de escoamento

e f_i é um parâmetro obtido pela relação de Blasius

$$f_i = \frac{B_i}{(Re_i)^{n_i}} \quad (51)$$

sendo que B_i e n_i são parâmetros obtidos em tabelas, em função do número de Reynolds de cada uma das correntes i (Tabelas X e XIII).

No método Grant se impõe as seguintes igualdades para a queda de pressão:

$$\Delta P_B = \Delta P_C = \Delta P_F = \Delta P_{CF} \quad (52)$$

e

$$\Delta P_A = \Delta P_E = \Delta P_{CF} + \Delta P_W$$

Em consequência, os balanços de massa (equações 48 e 49) e a fração de corrente (equação 50) passam a ser funções não lineares de ΔP_{CF} e ΔP_W .

Inicialmente o método considera que as $F_A, F_B, F_C, F_E, F_F, F_W$ são proporcionais as frações das respectivas áreas de escoamento com relação à secção total de escoamento.

Posteriormente, o método determinará os valores das frações F_i resolvendo cada um dos sistemas de equações (48 e 50) e (49 e 50), por tentativa e erro, por exemplo.

Nas páginas seguintes são apresentadas as Tabelas X e XIII as quais fornecem os valores de B_i e n_i que serão utilizados na equação (50) para cada uma das correntes da figura 21. A seguir, descreve-se os passos que constituem o Método Grant.

p/dô	DISTRIBUIÇÃO TRIANGULAR						DISTRIBUIÇÃO QUADRADA					
	Re < 200		200 < Re < 5000		Re > 5000		Re < 200		200 < Re < 5000		Re > 5000	
	B	n	B	n	B	n	B	n	B	n	B	n
1,20	87,716	0,995	2,033	0,285	1,999	0,283	90,000	1,000	2,469	0,321	0,864	0,198
1,25	90,000	1,000	2,033	0,285	2,083	0,287	64,286	0,981	1,318	0,247	0,597	0,154
1,30	96,667	1,009	2,257	0,300	1,172	0,225	59,491	0,986	1,055	0,225	0,632	0,164
1,33	79,717	0,994	1,834	0,283	0,868	0,195	52,000	1,000	0,765	0,203	0,501	0,154
1,40	72,719	0,994	1,556	0,268	1,447	0,260	47,729	0,991	1,129	0,285	0,249	0,107
1,50	64,000	1,000	1,409	0,279	0,536	0,166	30,000	1,000	0,422	0,195	0,298	0,154
1,60	61,722	0,993	1,608	0,304	0,470	0,160	36,345	1,012	0,588	0,234	0,298	0,154
1,70	67,324	1,006	1,675	0,309	0,448	0,155	44,270	1,033	0,735	0,260	0,320	0,163
1,80	61,722	0,993	1,608	0,304	0,493	0,165	40,000	1,000	0,904	0,284	0,278	0,145
2,00	76,094	1,032	1,586	0,302	0,514	0,169	37,308	1,017	0,588	0,234	0,298	0,154
2,50	76,094	1,032	1,608	0,304	0,492	0,165	12,333	0,838	0,378	0,228	0,318	0,160
3,00	57,306	0,979	1,608	0,304	0,469	0,160	14,411	0,868	0,370	0,177	0,294	0,150
3,50	60,490	0,986	1,675	0,309	0,469	0,160	15,358	0,880	0,370	0,177	0,294	0,143

TAB. X - VALORES DE B E N PARA A CORRENTE PRINCIPAL B (14)

PAR	B	n	Re
$\leq 0,25$	3,700	1,000	≤ 23
$\leq 0,25$	0,266	0,161	> 23
$> 0,25$	2,600	1,000	≤ 15
$> 0,25$	0,266	0,161	≥ 15

TAB. XI - VALORES DE B E n PARA AS CORRENTES C E F (14)

Obs: PAR é um fator geométrico que será definido no passo (37) do presente método.

S_W/S_B	$l_c/D_i < 0,25$			$0,25 \leq l_c/D_i \leq 0,35$			$0,35 \leq l_c/D_i$		
	B	n	Re	B	n	Re	B	n	Re
$\leq 0,75$	77,54	0,724	≤ 100	178,0	0,759	≤ 150	522,6	0,97	≤ 160
	2,90	0	> 100	4,0	0	> 150	4,0	0	> 160
$0,75 < S_W/S_B \leq 1,5$	115,50	0,783	≤ 70	178,0	0,759	≤ 150	522,6	0,97	≤ 160
	42,0	0	> 70	4,0	0	> 150	4,0	0	> 160
$1,5 < S_W/S_B \leq 2,0$	193,30	0,885	≤ 30	324,5	0,812	≤ 90	522,6	0,97	≤ 70
	9,50	0	> 30	8,5	0	> 90	8,5	0	> 70
$> 2,0$	193,30	0,885	≤ 30	324,5	0,812	≤ 90	522,6	0,97	≤ 24
	9,50	0	> 30	8,5	0	> 90	8,5	0	> 24

TAB. XII - VALORES DE B E n PARA A CORRENTE DA JANELA W

onde S_W , S_R serão definidos em (29) e (21) respectivamente.

c ou b	B	n	Re
$\leq 1,3$	46,00	0,877	≤ 15
	11,53	0,316	$15 < Re \leq 70$
	2,75	0	> 70
$1,3 < c, b < 2,4$	57,00	0,865	≤ 13
	16,28	0,394	$13 < Re \leq 100$
	2,30	0	> 100
$2,4 < c, b < 5,0$	62,72	0,756	≤ 40
	9,09	0,251	$40 < Re \leq 300$
	2,10	0	> 300
$5,0 < c, b < 9,0$	122,80	0,872	≤ 50
	13,20	0,301	$50 < Re \leq 1000$
	1,65	0	> 1000
$c, b > 9,0$	185,00	0,887	≤ 40
	38,92	0,465	$40 < Re \leq 400$
	6,36	0,163	$400 < Re \leq 4000$
	1,65	0	> 4000

TAB. XIII - VALORES DE B E n PARA AS COPRENTES SECUNDÁRIAS A E E onde c e b serão respectivamente definidos em (45) e (42).

$$Re_A = \frac{F_A \cdot W_S \cdot 2\delta_{ts}}{S_A \mu} ; \quad Z_A = \frac{l}{\delta_{ts}} \quad (53)$$

$$Re_E = \frac{F_E \cdot W_S \cdot 2\delta_{SB}}{S_E \mu} ; \quad Z_E = \frac{l}{\delta_{ts}} \quad (54)$$

2.8.2 O Método

O método Grant é reiniciado determinando-se

- (21). A área em contra-corrente no centro do feixe de tubos

$$S_m = B \cdot \left(D_S - d_o \cdot (Dot1 + p_p - d_o) / p_p \right) = S_B \quad (55)$$

- (22). A área de escoamento no feixe de tubos

$$A_{st} = \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2 \cdot n_t \quad (56)$$

- (23). A área efetivamente ocupada pelo feixe de tubos

$$A_t^* = \frac{\pi}{4} (D_S - 2\delta_{ML})^2 = \frac{\pi}{4} \cdot Dot1^2 \quad (57)$$

onde δ_{ML} é a folga existente entre o suposto diâmetro do feixe de tubos e a carcaça. (11), (24)

- (24). Os fatores geométricos abaixo:

$$D2B = (D_S - 2\delta_{SB})^2 \quad (58)$$

$$D2T = (D_S - 2\delta_{ML})^2 \quad (59)$$

$$DB = D_S - 2\delta_{SB} \quad (60)$$

onde δ_{SB} é a folga entre a chicana e a carcaça, função D_S , valendo normalmente 1% de D_S . (24)

- (25). O número de cruzamentos de tubos na corrente cruzada por janela.
(20), (32)

$$N_c = \text{Maior inteiro de } \left\{ \frac{DB - 2 \cdot P_{cord} \cdot DB}{p_p} \right\} + 1 \quad (61)$$

②6. O número de colunas cruzadas por janela

$$N_W = \text{Maior inteiro de } \left\{ 0,8 \frac{\ell_c}{p_p} \right\} \quad (62)$$

②7. O número total de chicanas (14), (25), (35)

$$N_B = \text{Maior inteiro de } \left\{ \frac{\ell}{B} \right\} + 1 \quad (63)$$

②8. O número total de chicanas cruzadas (25), (30), (31)

$$N_{CTOT} = N_B \cdot (N_C + N_W) + N_W \quad (64)$$

②9. A área de escoamento na zona da janela (11), (28)

$$S_W = 0,25 \left(D_S (\alpha - \text{sen} \alpha \text{ cos} \alpha) - \frac{\pi}{2} d_o^2 n_t \cdot F_C \right) \quad (65)$$

onde $\alpha = \arccos \left(1 - \frac{2\ell_c}{D_S} \right) \quad (66)$

$$F_C = 0,5 \left\{ D_{2T} \cdot \arctg \left(\frac{\sqrt{D_{2T}^2 - D_{2B}^2 \cdot \cos^2 \alpha}}{D_B \cos \alpha} \right) - \sqrt{D_{2T}^2 - D_{2B}^2 \cos^2 \alpha} \cdot D_B \cos \alpha \right\} \frac{1}{D_B \cos \alpha} \quad (67)$$

③0. A secção de escoamento entre a chicana e a carcaça

$$S_{SB} = (\pi - \alpha) (D_B + \delta_{SB}) \delta_{SB} \quad (68)$$

31. A secção de escoamento entre o tubo e a chicana

$$S_{TB} = \pi (d_o + \delta_{tb}) \delta_{tb} n_t \quad (69)$$

onde δ_{tb} é a folga diametral entre o tubo e a chicana, função de D_S , valendo normalmente 1% de D_S . (24)

32. As frações iniciais das correntes A, B, C, E, F e W, dadas por:

$$F_A = \frac{S_{TB}}{S_{TOT}} \quad ; \quad F_B = \frac{S_m}{S_{TOT}} \quad ; \quad F_C = \frac{S_{BP}}{S_{TOT}} \quad (70)$$

$$F_E = \frac{S_{SB}}{S_{TOT}} \quad ; \quad F_W = \frac{S_W}{S_{TOT}} \quad ; \quad F_F = \frac{S_{PP}}{S_{TOT}}$$

$$\text{onde } S_{TOT} = S_m + S_W + S_{SB} + S_{TB} \quad (71)$$

$$S_{BP} = S_m - 2B \cdot \delta_{ML} \quad (72)$$

é S_{PP} é a área de by-pass por espelho.

33. A vazão mássica máxima no feixe de tubos

$$G_m = F_B \cdot \frac{W_S}{S_m} \quad (73)$$

34. Reynolds da corrente B

$$Re_B = \frac{d_o G_m}{\mu} \quad (74)$$

③5. O parâmetro K_B

$$K_B = \left\{ \frac{4 \cdot B_b \cdot N_c \cdot \mu^{n_b} \cdot W^{(2-n_b)}}{2 \cdot \rho_S \cdot d_o^{n_b} \cdot S_m} \right\} \left(\frac{-1}{2-n_b} \right) \quad (75)$$

com n_b e B_b obtido da tabela X

③6. Reynolds da corrente C

$$Re_C = \frac{F_C \cdot W \cdot d_o}{S_{BP} \cdot \mu} \quad (76)$$

③7. O parâmetro K_C

$$K_C = \left\{ \frac{2 \cdot B_C \cdot N_C \cdot \mu^{n_C} \cdot W^{(2-n_C)}}{2 \rho_S \cdot d_o^{n_C} \cdot S_{BP}^{(2-n_C)}} \right\} \left(\frac{-1}{2-n_C} \right) \quad (77)$$

com N_C e B_C obtido da tabela XI sendo o

$$\text{fator de área PAR} = \frac{S_{BP}}{S_{BP} + S_m} \quad (78)$$

③8. O fator de área geométrico da janela

$$a = \frac{S_W}{S} \quad (79)$$

39). O número de Reynolds da corrente W

$$Re_W = \frac{F_W \cdot W \cdot H_D}{S_W \cdot \mu} \quad (80)$$

onde

$$H_D = 4 \frac{S_W}{W_p} \quad (81)$$

$$e \quad W_p = D_S \operatorname{sen} \alpha + D_S \alpha + 0,5 d_o \ell (2\alpha - \operatorname{sen} 2\alpha) \quad (82)$$

$$\text{sendo} \quad \cos \alpha = 1 - 2 P_{\text{cord}} \quad (83)$$

com P_{cord} porcentagem de corte da chicana

40). O parâmetro K_W

$$K_W = \left\{ \frac{B_N \cdot \mu^{n_w} \cdot W^{(2-n_w)}}{2 \cdot \rho_S \cdot H_D^{n_w} \cdot S_W^{(2-n_w)}} \right\}^{\left(\frac{-1}{2-n_w} \right)} \quad (84)$$

com n_w e B_w obtidos da Tab. XII

41). Reynolds da corrente A

$$Re_A = \frac{2 \cdot \delta_{tB} \cdot F_A \cdot W}{S_{tB} \cdot \mu} \quad (85)$$

④2 . O parâmetro b

$$b = \frac{\delta_{BAF}}{\delta_{tB}} \quad (86)$$

com δ_{BAF} sendo a espessura do espelho (24), (31) e (35)

④3 . O parâmetro K_A

$$K_A = \left\{ \frac{B_A \cdot \mu^{n_A} \cdot W^{(2-n_A)}}{2 \cdot \rho_S \cdot S_{tB}^{(2-n_A)} \cdot (\delta_{tB})^{n_A}} \right\}^{\left(\frac{-1}{2-n_A} \right)} \quad (87)$$

onde B_A e n_A são obtidos da tabela XIII a partir de Re_a e b .

④4 . Reynolds da corrente E

$$Re_E = \frac{2 \cdot \delta_{SB} \cdot F_E \cdot W}{S_{SB} \cdot \mu} \quad (88)$$

④5 . O parâmetro c

$$c = \frac{\delta_{BAF}}{\delta_{SB}} \quad (89)$$

④6 . O parâmetro K_E

$$K_E = \left\{ \frac{B_C \cdot \mu^{n_C} \cdot W^{(2-n_C)}}{2 \cdot \rho_S \cdot S_{SB}^{(2-n_C)} \cdot (t_{SB})^{n_C}} \right\}^{\left(\frac{-1}{2-n_C} \right)} \quad (90)$$

onde B_C e n_C são obtidos da tabela XIII a partir de Re_E e c .

(47) . Reynolds da corrente F

$$Re_F = \frac{F_F \cdot W \cdot d_o}{S_{pp} \cdot \mu} \quad (91)$$

(48) . O parâmetro d

$$d = \frac{S_{pp}}{S_{pp} + S_m} \quad (92)$$

(49) . O parâmetro K_F

$$K_F = \left\{ \frac{B_F \cdot N_c \cdot \mu^{n_F} \cdot W^{(2 - n_F)}}{\rho_S \cdot d_o^{n_f} \cdot S_{pp}^{(2 - n_F)}} \right\}^{\left(\frac{-1}{2 - n_F} \right)} \quad (93)$$

onde B_F e n_F são obtidos na Tabela XI a partir de Re_F e d.

(50) . As perdas de carga das correntes C e W respectivamente ΔP_C e ΔP_W . (53) , (54) , (55) .

$$\Delta P_C = \left\{ \frac{F_B}{K_B} \right\}^{2 - n_B} \quad (94)$$

$$\Delta P_W = \left\{ \frac{F_W}{K_W} \right\}^{2 - n_W} \quad (95)$$

onde F_B e F_W são os valores anteriormente estabelecidos em 70 .

⑤1 . Os coeficientes F_A , F_C , F_E e F_F são recalculados por:

$$F_A = K_A \left\{ \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^2 - n_B + \left(\frac{F_W}{K_W} \right)^2 - n_W \right\} \left(\frac{-1}{2 - n_A} \right) \quad (96)$$

$$F_C = K_C \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{\frac{(2 - n_B)}{(2 - n_C)}} \quad (97)$$

$$F_E = K_E \left\{ \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^2 - n_B + \left(\frac{F_W}{K_W} \right)^2 - n_W \right\} \left(\frac{-1}{2 - n_E} \right) \quad (98)$$

$$F_F = K_F \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{\frac{(2 - n_B)}{(2 - n_F)}} \quad (99)$$

⑤2 . Compare os coeficientes acima determinados com os do item ③2 , se forem significativamente diferentes, por exemplo com desvio superior a 5%, repita todo o procedimento a partir do item ③3 caso contrário prossiga abaixo.

⑤3 . A perda de carga na carcaça ΔP_S

$$\Delta P_S = 2 \cdot \Delta P_{c_{io}} + (N_B - 1) \Delta P_C + N_B \cdot \Delta P_W \quad (100)$$

onde $\Delta P_{c_{io}}$ se refere à perda de carga na região de entrada e saída do trocador (determinada igualmente pelo procedimento dos itens de números ②1 a ⑤3), e ΔP_C e ΔP_W se referem à perda de carga na região central do trocador de calor.

⑤4 . O número de Prandtl na carcaça

$$\text{Pr} = \frac{\mu_c s}{K_s} \quad (101)$$

⑤5 . A vazão mássica média global G da corrente principal

$$G = W \left\{ F_B + F_A \cdot \frac{N_C}{N_C + N_W} \right\} / (2 \cdot B \cdot D_S - 2 S_{SP}) \quad (102)$$

⑤6 . A vazão mássica global da corrente C

$$\text{EG} = \frac{F_B \cdot W}{B D_S - S_{BP}} \quad (103)$$

⑤7 . A vazão mássica global da corrente W

$$\text{WG} = \frac{F_W \cdot W}{B \cdot \delta - S_{BP}} \quad (104)$$

onde $\delta = 0,5 D_S^2 \text{sen}^2 \alpha$

⑤8 . Reynolds da corrente principal (Re_1)

$$\text{Re}_1 = \frac{d_o \cdot G}{\mu \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (105)$$

59) . Reynolds da corrente global C (Re_2)

$$Re_2 = \frac{d_o \cdot EG}{\mu \cdot \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (106)$$

60) . Reynolds da corrente global W (Re_3)

$$Re_3 = \frac{d_o \cdot WG}{\mu \cdot \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (107)$$

61) . Fator de correção do coeficiente de película da corrente principal

$$C_1 = \frac{\alpha}{Re_1^\beta \cdot \epsilon} \quad (108)$$

onde

$$\epsilon = \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}^{\left(\frac{1,8 \cdot 1,75}{Re_1^{0,07}} \right)} \quad (109)$$

e, α e β são obtidos na tabela XIV abaixo:

Re_1, Re_2, Re_3	α	β
≤ 330	0,785	0,635
$330 < Re_i \leq 1200$	0,020	0
$1200 < Re_i \leq 2000$	1,093	0,565
≤ 2000	0,051	0,191

TAB. XIV - PARÂMETROS α E β PARA A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PELÍCULA

- ⑥2 . Fator de correção do coeficiente de película da corrente global C

$$C_2 = \frac{\alpha}{Re_2^\beta \cdot \epsilon} \quad (110)$$

onde α e β são obtidos da tabela XIV e ϵ é o fator previamente definido em ⑥1 .

- ⑥3 . Fator de correção do coeficiente global de película da corrente global W.

$$C_3 = \frac{\alpha}{Re_3^\alpha \cdot \epsilon} \quad (111)$$

onde ϵ já foi definido em ⑥1 , e α e β são obtidos na tabela XIV.

- ⑥4 . Coeficiente de película da corrente principal H_c (36)

$$H_c = \frac{c \cdot G \cdot C_1}{Pr^{0,6667}} \quad (112)$$

- ⑥5 . Coeficiente de película da corrente global E (36), (57), (58)

$$H_E = \frac{c \cdot EG \cdot C_2}{Pr^{0,6667}} \quad (113)$$

- ⑥6 . Coeficiente de película da corrente global W (36), (57)

$$H_W = \frac{c \cdot WG \cdot C_3}{Pr^{0,6667}} \quad (114)$$

(67) . Coeficiente de película do lado da carcaça h_s (9), (36), (57)

$$h_s = H_C \cdot C_4 + H_E \cdot C_5 + H_W \cdot C_6 \quad (115)$$

onde

$$C_4 = \frac{\left\{ \frac{\pi}{4} \cdot D2B - 0,5 D_S^2 \left(\alpha - \text{sen } 2\alpha \right) \right\} (N_B - 1)}{\frac{\pi}{4} D2B (N_B + 1)}$$

$$= \text{Corr.} \frac{(N_B - 1)}{(N_B + 1)} \quad (116)$$

$$C_5 = \frac{2 \cdot \text{Corr}}{n_{\text{chic}} + 1} \quad (117)$$

$$C_6 = \frac{0,5 D_S^2 \left(\alpha - \text{sen } 2\alpha \right) N_B}{\frac{\pi}{4} D2B (N_B + 1)} \quad (118)$$

2.9 Exemplos de Aplicação

Os métodos tradicionais apresentados neste capítulo permitem re solver dois tipos de problemas. O primeiro tipo é o projeto de trocadores de calor e o segundo é a análise de trocadores reais. Estes dois tipos de aplicação são ilustrados a seguir.

2.9.1 Projeto de um Trocador

Para o projeto de um trocador admite-se conhecidos pelo menos cinco das seis seguintes grandezas:

- . temperaturas de entrada e saída do fluido quente

- . temperaturas de entrada e saída do fluido frio
- . vazão mássica do fluido quente
- . vazão mássica do fluido frio

A sexta grandeza caso seja desconhecida é determinada pela aplicação do balanço de energia (equação 1) para as duas correntes de fluido.

Também se considera dado o comprimento l do trocador de calor.

Como resultado da aplicação de cada um dos métodos tradicionais são determinadas grandezas geométricas do trocador e grandezas térmicas associadas ao escoamento dos fluídos em seu interior.

As grandezas geométricas determinadas pela aplicação de cada um dos métodos são as seguintes:

- . diâmetro dos tubos
- . a distribuição dos tubos
- . o espaçamento das chicanas
- . o número de tubos
- . o número de passagens do fluido nos tubos
- . o número de passagens do fluido na carcaça
- . o passo dos tubos
- . o diâmetro da carcaça
- . a área de troca térmica

As grandezas térmicas determinadas são as seguintes :

- . o coeficiente de película na carcaça
- . o coeficiente de película nos tubos
- . a perda de carga do fluido que escoar na carcaça
- . a perda de carga do fluido que escoar nos tubos

. o coeficiente global de transmissão de calor

Exemplo de Aplicação

Projetar um trocador de calor multitubular com comprimento $l=6m$. No interior dos tubos escoará água com $\dot{m} = 1,783 \text{ Kg/s}$, com temperatura de entrada $325,9K$ e temperatura de saída $339,0K$. (São conhecidos: $\mu = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$; $c = 4301 \text{ J/KgK}$; $K = 0,677W/mK$; $\rho = 983,3 \text{ Kg/m}^3$). No interior da carcaça escoará óleo com $\dot{m} = 5,63 \text{ Kg/s}$, com temperatura de entrada $356,0K$ (São dados: $\mu = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$; $c = 1970 \text{ J/Kg K}$; $K = 0,140 \text{ W/mK}$; $\rho = 872,3 \text{ Kg/m}^3$).

A resolução deste problema pela aplicação de cada um dos métodos tradicionais fornece como solução o seguinte:

Grandeza/Unidade	Método		
	Kern	Taborek	Grant
d_o (m)	0,0158	0,0158	0,0158
D_s (m)	0,2037	0,2037	0,2037
B (m)	0,0793	0,0793	0,0793
p (m)	0,0190	0,0190	0,0190
n_t	68	68	68
distr	Δ	Δ	Δ
n_{pass_t}	2	2	2
n_{pass_s}	1	1	1
ΔP_t (N/m^2)	13425,8	13425,8	13425,8
ΔP_s (N/m^2)	30950,5	44700,0	54536,0
h_{i_o} (W/m^2K)	3201,1	3201,1	3201,1
h_s (W/m^2K)	6877,7	5734,2	4567,4
U (W/m^2K)	1592,9	1520,0	1423,6

Na solução deste exemplo fixou-se as mesmas grandezas geométricas, independentes do método utilizado, para se avaliar o comportamento das grandezas térmicas para cada um dos métodos tradicionais.

No apêndice IV apresenta-se a solução de um outro exemplo de projeto

2.9.2 Análise de um Trocador Real

Para a análise de um trocador existente consideram-se conhecidas além das grandezas mencionadas no projeto do trocador (ver 2.9.1) as grandezas geométricas do mesmo. Como resultado da aplicação de cada um dos métodos clássicos determinam-se as grandezas térmicas do trocador.

Exemplo de Aplicação

Seja um trocador de calor no qual escoa água salgada a 15% com vazão 83,8 Kg/s no interior dos tubos com temperatura de entrada de 300K e de saída 311K. (São conhecidos : $c = 4178,0 \text{ J/KgK}$; $\rho = 994,4 \text{ Kg/m}^3$; $\mu = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$; $K = 0,615 \text{ W/mK}$). Na carcaça escoa álcool metílico com vazão 23,2 Kg/s, com temperatura de entrada 367 K e de saída 311K (São dados : $c = 2589,0 \text{ J/Kg K}$; $\mu = 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$; $K = 0,187 \text{ W/mK}$; $\rho = 751,6 \text{ Kg/m}^3$). Este trocador está constituído por 692 tubos de diâmetro nominal 0,019 m dispostos em distribuição triangular com passo 0,0238 m, contidos numa carcaça de diâmetro 0,736m. O trocador possui duas passagens nos tubos e uma na carcaça. As chicanas estão espaçadas de 0,13 m, e possuem uma percentagem de corte de 15%.

A solução deste problema pela aplicação de cada um dos métodos tradicionais fornece como solução o seguinte:

Grandeza/Unidade	Método		
	Kern	Taborek	Grant
ΔP_s (N/m ²)	31941,0	14725,0	17173,0
ΔP_t (N/m ²)	21491,0	21491,0	21491,0
h_{iO} (W/m ² K)	8183,0	8183,0	8183,0
h_s (W/m ² K)	6958,0	5010,4	2471,3
U (W/m ² K)	2049,1	1501,3	1147,9

No próximo capítulo onde se analisa o método HEATA serão apresentados os resultados dos mesmos problemas obtidos por aquele procedimento.

No apêndice IV além de se descrever passo a passo a solução do exemplo de análise pela aplicação de cada um dos métodos tradicionais, também se apresenta a solução de um outro exemplo de análise de trocador real.

CAPÍTULO 3

O MÉTODO HEATA

3.1 A Contribuição do Método

O presente método, objetivo deste trabalho, foi desenvolvido com a finalidade de ser mais versátil e preciso que os métodos tradicionais analisados no capítulo anterior. Por versatilidade entende-se a sua aplicabilidade a trocadores de calor multitubulares com várias passagens na carcaça, situação esta onde os métodos Taborek e Grant não são aplicáveis. Por precisão entende-se a obtenção de resultados mais próximos dos dados reais do que os obtidos pelos métodos tradicionais vistos no capítulo 2.

Para se atingir o objetivo, faz-se uma análise das várias correntes que existem no interior da carcaça do trocador de calor, utilizando-se o roteiro de cálculo proposto por Grant. Nesta análise são determinados, para cada uma dessas correntes da carcaça as seguintes grandezas geométricas associadas ao escoamento:

- . diâmetro hidráulico
- . diâmetro equivalente
- . perímetro molhado
- . perímetro de troca térmica
- . área de escoamento
- . área de troca térmica

Através destas grandezas e da ponderação da perda de carga provocada pelas várias correntes sobre a corrente principal, foi possível determinar a composição da corrente global, o que não é um resultado trivial, como verificamos em outras tentativas, sem sucesso.

O método HEATA segue o critério usual para o dimensionamento térmico dos métodos tradicionais. Assim, o procedimento básico, passos de (1) a (20), válido para o dimensionamento já foi mostrado em 2.5. Também serão utilizadas as mesmas tabelas apresentadas no método Grant.

3.2 Descrição do Método

A originalidade do método reside na abordagem dada à análise das várias correntes existentes no interior da carcaça. São analisados e detalhados os parâmetros geométricos associados ao escoamento e à troca térmica do fluido da carcaça, procurando tornar o método claro e acessível ao usuário. Outra vantagem do HEATA é a possibilidade de efetuar o dimensionamento de trocadores de calor multitubulares com múltiplas passagens na carcaça. Finalmente, pela forma que é apresentado o procedimento de cálculo, o método é facilmente implantável em computadores. No apêndice IV, apresenta-se uma versão já implantada do HEATA e utilizado na resolução de diversos casos, alguns apresentados nesta tese, como ilustração.

3.2.1 Recursos Clássicos

No método HEATA utiliza-se as correlações de Weisman (33) para se calcular o coeficiente de película do lado da carcaça e as correlações de Cowan (15) para o cálculo da perda de carga na carcaça.

Também são válidos para o HEATA os comentários feitos em 2.8.1, ou seja, no seu desenvolvimento utilizam-se as equações de Fanning e Blasius para a determinação das frações de cada uma das correntes que escoam na carcaça (figura 21).

3.2.2 Novos Desenvolvimentos

No método HEATA analisa-se cada uma das correntes apresentadas na figura 21. Para cada uma destas correntes deduz-se os parâmetros geométricos que permitem determinar o correspondente número de Reynolds. Nesta análise reside a diferença essencial do presente método com relação aos métodos tradicionais apresentados no capítulo 2.

É importante comentar que o método HEATA permite, adicionalmente aos métodos tradicionais, analisar trocadores multitubulares com mais de uma passagem na carcaça.

Assim para a corrente B indicada na figura 22:

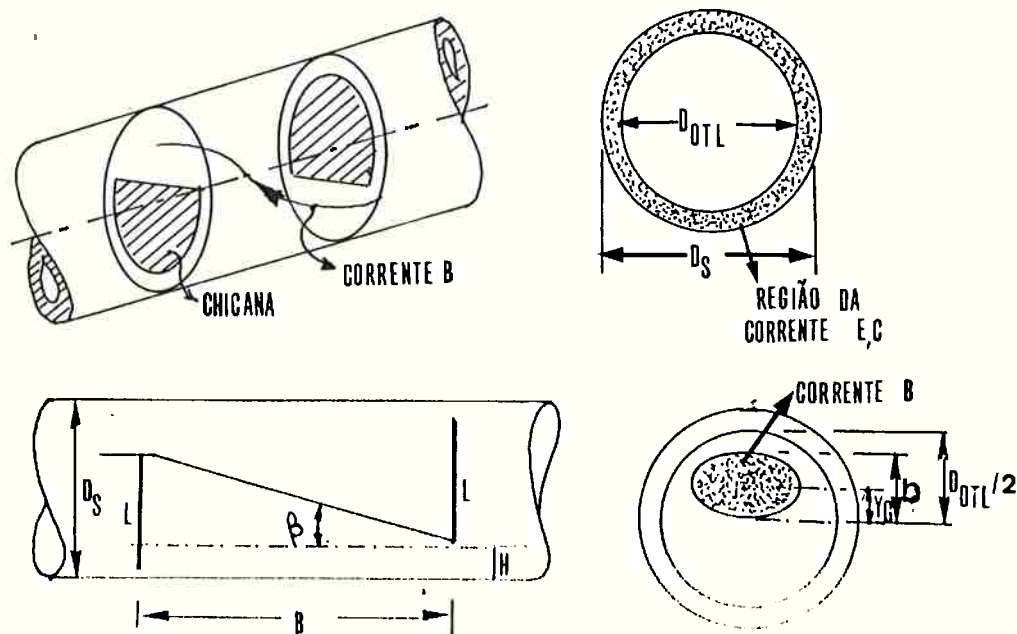


FIG. 22 - FATORES GEOMÉTRICOS DA CORRENTE B

Se o trocador possui só uma passagem na carcaça, pode-se escrever:

$$H = 0,01 P_{cord} D_s \quad (119)$$

$$L = D_s - 2.H = B \operatorname{tg} \beta$$

$$= D_s - 0,02 \cdot P_{cord} D_s$$

$$a = \frac{d_o}{2} \quad b = \frac{a}{\cos \beta}$$

$$\operatorname{per}_{elip} = \pi \sqrt{2(a^2 + b^2)}$$

$$\operatorname{per}_B = \pi d_o \sqrt{\frac{1 + \sec^2 \beta}{2}} \cdot n_t \cdot (1 - 0,02 P_{cord}) \quad (120)$$

$$S_B = \frac{\pi \operatorname{Dot} l}{4 \cos \beta} \left(d_o + (N_C - 1) P_n \right) \quad (121)$$

onde per_B e S_B são respectivamente o perímetro molhado e a área de escoamento da corrente B.

Se o trocador possui n passagens na carcaça as equações acima se modificam para:

$$\operatorname{per}_B = \pi d_o \sqrt{\frac{1 + \sec^2 \beta}{2}} \frac{n_t}{n} \left(1 - 0,02 \frac{P_{cord}}{n} \right) \quad (122)$$

$$S_B = \frac{\pi \operatorname{Dot} l}{4 \cos \beta} \sqrt{\left(\frac{l}{n}\right)^2 + 1} \left(N_C P_n + d_o - n P_n \right) \frac{1}{n} \quad (122a)$$

$$\text{com } \operatorname{tg} \beta = \frac{D_s (1 - 0,02 P_{cord})}{B}$$

As equações (122) e (122a) permitem a determinação do diâmetro hidráulico D_{Hb} da corrente B (item 34).

Para a corrente C (figura 23)

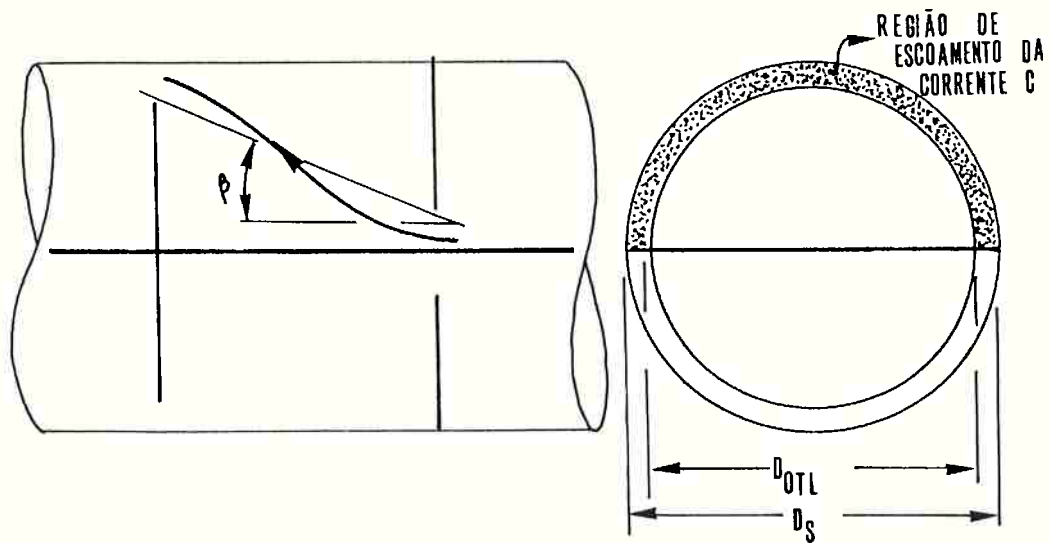


FIG. 23 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA CORRENTE C

Considerando-se o caso de uma só passagem na carcaça tem-se

$$\text{per}_C = \pi D_{OTL} + \pi N_w d_o \quad (123)$$

$$S_C = \left\{ \frac{D_{OTL}^2}{4\cos\beta} - \frac{D_{OTL}}{4\cos\beta} \right\} \pi \quad (124)$$

com

$$\text{tg}\beta = \frac{D_S}{B} (1 - 0,02 P_{cord})$$

onde per_C e S_C são respectivamente o perímetro molhado e a área de escoamento da corrente C.

Se o trocador possuir n passagens na carcaça as equações acima se modificam para:

$$\text{per}_C = \frac{\pi D_{OTL}}{n} + \pi N_w \frac{d_o}{n} + \pi N_C d_o \quad (125)$$

$$S_c = \frac{\pi}{4 \cos \beta} (D_S^2 - D_{OTL}^2) \cdot \frac{1}{n} \quad (126)$$

As equações (125) e (126) possibilitam a determinação do diâmetro hidráulico D_{HC} da corrente C (item 36).

Para a corrente W (figura 24)

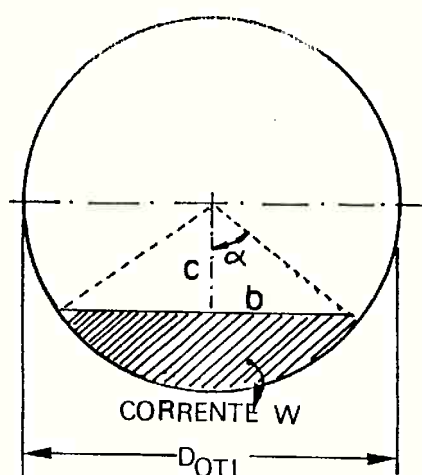


FIG. 24 - FATORES GEOMÉTRICOS DA CORRENTE W PARA DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO HIDRÁULICO D_{Hw}

Se o trocador possui só uma passagem na carcaça pode-se escrever

$$\text{per}_W = 0,01 \pi d_o n'_t P_{\text{cord}} \quad (127)$$

$$S_W = \alpha \left\{ \left(\frac{D_{OTL}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{OTL}}{2} - 0,01 P_{\text{cord}} \cdot D_S \right)^2 \right\} \cdot \text{tg} \alpha \quad (128)$$

com

$$\cos \alpha = \frac{D_{OTL} - 0,02 P_{\text{cord}} D_S}{D_{OTL}}$$

onde per_W e S_W são respectivamente o perímetro molhado e a área de escoamento da corrente W.

Se o trocador possuir n passagens na carcaça, as equações se modificam para:

$$\text{per}_w = 0,01 \pi d_o n_t \text{Pcord}/n \quad (129)$$

$$S_w = \alpha \left(\frac{\text{Dot1}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\text{Dot1}}{2} - 0,01 \text{Pcord} \frac{D_s}{n} \right)^2 \cdot \text{tg} \alpha \quad (130)$$

onde $\text{cosa} = \frac{2}{\text{Dot1}} \left(\frac{\text{Dot1}}{2} - 0,01 \frac{\text{Pcord} D_s}{n} \right)$

As equações (129) e (130) permitem a determinação do diâmetro hidráulico D_{Hw} da corrente W (item 38).

Para a corrente A (figura 25)

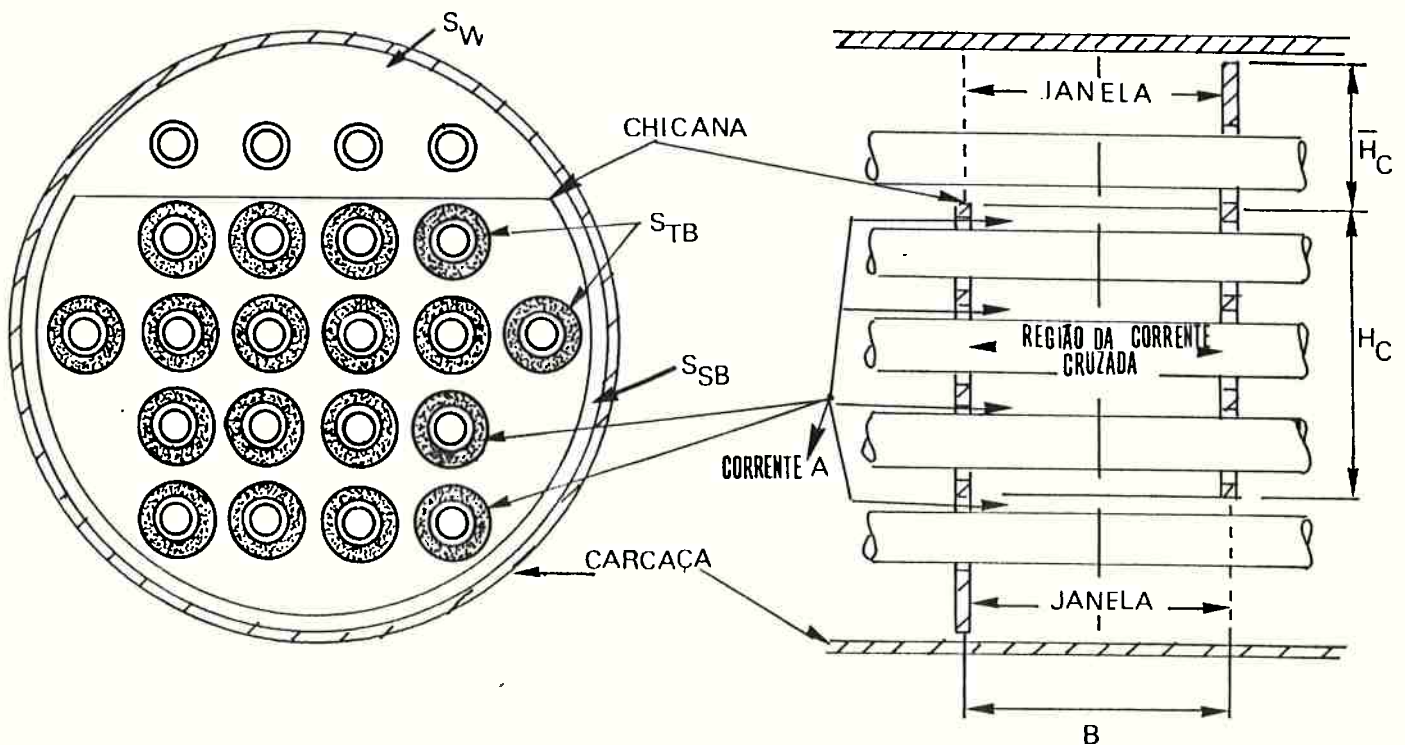


FIG. 25 - CORRENTE A NO INTERIOR DO TROCADOR

Se o trocador possuir uma única passagem na carcaça

$$\text{per}_A = n_t (1 - 0,01 P_{\text{cord}}) \pi (d_o + d_o + 2\delta_{tb}) \quad (131)$$

$$S_A = \frac{n_t}{4} (d_o + 2\delta_{tb})^2 - d_o^2 (1 - 0,01 P_{\text{cord}}) \quad (132)$$

onde per_A e S_A são respectivamente o perímetro molhado e a área de escoamento da corrente A.

Se o trocador possuir n passagens na carcaça, as equações (131) e (132) se modificam para:

$$\text{per}_A = n_t (1 - 0,01 P_{\text{cord}}) \pi (2d_o + \delta_{tb}) n \quad (133)$$

$$S_A = \frac{n_t \pi}{4} \left\{ (d_o + 2\delta_{tb})^2 - d_o^2 \right\} (1 - 0,01 P_{\text{cord}}) n \quad (133a)$$

As equações (133) e (133a) possibilitam a determinação do diâmetro hidráulico D_{HA} da corrente A (item (40)).

Para a corrente E (figuras 26 e 27)

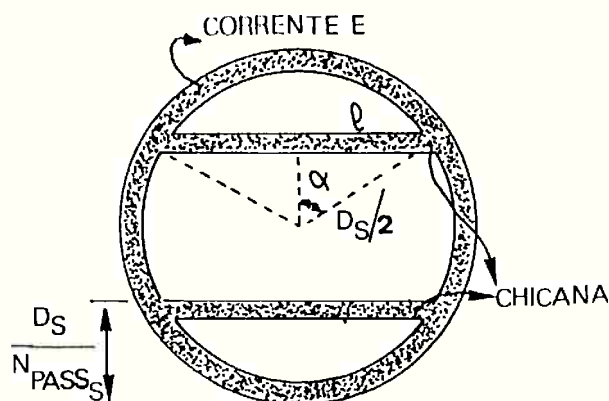


FIG. 26 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS PARA DETERMINAÇÃO DO PERÍMETRO MOLHADO DA CORRENTE E

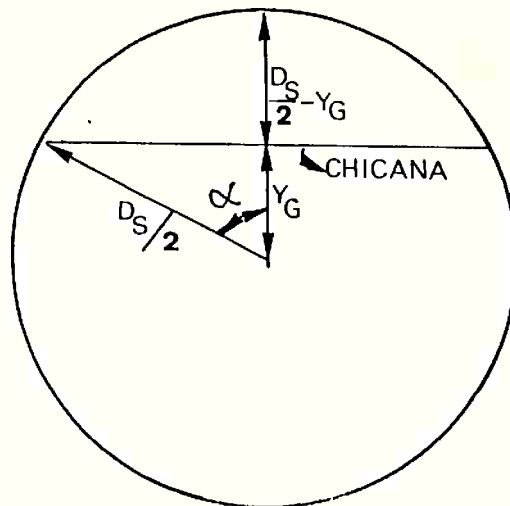


FIG. 27 - FATORES GEOMÉTRICOS PARA DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO HIDRÁULICO DA CORRENTE E

Para uma única passagem na carcaça pode-se escrever:

$$\text{per}_E = \pi D_S + \pi \text{Dot}l \quad (134)$$

$$S_E = \frac{\pi}{4} (D_S^2 - \text{Dot}l^2) \quad (135)$$

onde per_E e S_E são respectivamente o perímetro molhado e a área de escoamento da corrente E.

Se o trocador de calor possuir n passagens na carcaça as equações (134) e (135) se modificam para:

$$\text{per}_E = \pi \left(\frac{D_S + \text{Dot}l}{n} \right) + 2 D_S \text{ sen}\alpha \quad (136)$$

$$S_E = \frac{\pi}{4} \left(D_S^2 - \text{Dot}l^2 \right) \frac{1}{n} + \delta_{SB} \text{Dot}l \text{ sen}\alpha \quad (137)$$

$$\text{com } \text{cos}\alpha = 0,5 - \frac{1}{n}$$

As equações (136) e (137) permitem a determinação do diâmetro hidráulico D_{HE} da corrente E (item (42)).

Observa-se que na dedução do perímetro molhado e na área de escoamento da corrente E, para o caso de múltiplas passagens na carga, que a corrente F foi englobada à corrente E, e por isso a corrente F não será analisada a parte.

3.3 Esquema para Cálculo

O procedimento HEATA também terá sua descrição iniciada no item (21), uma vez que os itens anteriores se referem aos procedimentos comuns a todos os métodos, já analisados em 2.5.

Apresenta-se a seguir os 40 passos de (21) a (60) que constituem o esquema de cálculo do HEATA. A composição global com outros métodos será feita no capítulo quatro, a seguir. Entretanto, desde já, pode-se assinalar as principais diferenças que são as seguintes:

- nos itens (33), (35), (37), (39) e (41) calcula-se o número de Reynolds de cada corrente, onde utiliza-se o perímetro molhado respectivamente das correntes B, C, W, A e E já analisados em 3.2.2.
- nos itens (34), (36), (38), (40) e (42), no cálculo do parâmetro associado a cada corrente é utilizado o diâmetro hidráulico, respectivamente das correntes B, C, W, A e E já apresentados em 3.2.2.

No procedimento HEATA para o escoamento na região central (como visto em 2.8.1) são determinados:

(21) - A área em contra-corrente no centro do feixe de tubos (S_m)

$$S_m = B(D_s - d_o) (D_{ot1} + p_p - d_o) / p_p \quad (138)$$

- (22). A área em contra-corrente no centro do feixe dos tubos (S_m).

$$A_{st} = \frac{\pi}{4} d_o^2 n_t \quad (139)$$

- (23). A área efetivamente ocupada pelo feixe de tubos (A_t^*)

$$A_t^* = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s - 2 \delta_{ML})^2 = \frac{\pi}{4} D_o t l^2 \quad (140)$$

sendo δ_{ML} a folga entre o diâmetro equivalente do feixe de tubos e a carcaça.

- (24). Os fatores geométricos (D2B); (D2T); (DB) onde

$$D2B = (D_s - 2 \delta_{SB})^2 \quad (141)$$

$$D2T = (D_s - 2 \delta_{ML})^2 \quad (142)$$

$$DB = D_s - 2 \delta_{SB} \quad (143)$$

sendo δ_{SB} a folga entre a chicana e a carcaça valendo normalmente 1% de D_s . (24)

- (25). O número de cruzamentos de tubos na corrente cruzada por janela (N_c).

$$N_c = \text{maior inteiro de} \left(\frac{DB - 2 \cdot P_{cord} \cdot DB}{P_p} \right) + 1 \quad (144)$$

sendo P_{cord} a porcentagem de corte da chicana. Como meio auxiliar apresenta-se, no apêndice III, uma sistematização de cálculo para otimizar esta porcentagem.

- (26). O número de colunas cruzadas por janela (N_W).

$$N_W = \text{maior inteiro de} \left(0,8 \frac{l_c}{P_p} \right) \quad (145)$$

onde l_c é a altura de corte da chicana, isto é:

$$l_c = P_{cord} \cdot D_s$$

No anexo III apresenta-se o procedimento de otimização do corte da chicana que minimiza a perda de carga na carcaça.

②7. O número total de chicanas (N_B)

$$N_B = \text{maior inteiro de } \left(\frac{l}{B} \right) + 1 \quad (146)$$

②8. O número total de colunas cruzadas (NCTOT)

$$NCTOT = N_B (N_C + N_W) + N_W \quad (147)$$

②9. A área de escoamento na zona da janela (S_W)

$$S_W = 0,25 (D_s^2 (\alpha - \text{sen } \cos) - \frac{\pi}{2} d_o^2 n_t \cdot F_c) \quad (148)$$

onde

$$\alpha = \text{arc cos} \left\{ 1 - \frac{2 l_c}{D_s} \right\}$$

$$F_c = 0,5 \left\{ D_2 T \cdot \text{arctg} \left\{ \frac{a^*}{b^*} \right\} - a^* \cdot b^* \right\} \frac{1}{b^*} \quad (149)$$

com

$$a^* = \sqrt{D_2 T^2 - D_2 B \cos^2 \alpha} \quad (150)$$

$$b^* = DB \cos \alpha \quad (151)$$

③0. A secção de escoamento entre a chicana e a carcaça (S_{SB})

$$S_{SB} = (\pi - \alpha) \cdot (DB + \delta_{SB}) \delta_{SB} \quad (152)$$

(31) A secção de escoamento entre o tubo e a chicana (S_{TB})

$$S_{TB} = \pi(d_o + \delta_{tb}) \cdot \delta_{tb} n_t \quad (153)$$

sendo δ_{tb} a folga diametral entre o tubo e a chicana valendo normalmente 1% de D_S . (24)

(32) As frações iniciais das correntes A, B, C, D, E, F e W, através de:

$$F_A = \frac{S_{TB}}{S_{TOT}} \quad F_B = \frac{S_m}{S_{TOT}} \quad F_C = \frac{S_{BP}}{S_{TOT}} \quad (154)$$

$$F_E = \frac{S_{SB}}{S_{TOT}} \quad F_W = \frac{S_W}{S_{TOT}} \quad F_F = \frac{S_{pp}}{S_{TOT}}$$

com $S_{TOT} = S_m + S_W + S_{SB} + S_{TB} \quad (155)$

$$S_{BP} = S_m - 2B \cdot \delta_{ML} \quad (156)$$

S_{pp} é a área de by-pass por espelho

(33) O número de Reynolds da corrente B (Re_B)

$$Re_B = \frac{4 \cdot F_B \cdot W_s}{\mu \cdot per_B} \quad (157)$$

onde per_B já foi analisado em 3.2.2 .

Nota: As tabelas referidas entre os itens (34) e (44) são as mesmas tabelas apresentadas no método Grant.

34. O parâmetro (K_B)

$$K_B = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_p} D_{Hb}^2 \cdot Re_b^{n_b - 2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_b} \right) \quad (158)$$

e

$$D_{Hb} = \left\{ p_p^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right\} \sqrt{1 + \cotg^2 \beta (1 - 0,02 Porc)} \cdot \frac{n_t}{4n_{pshe} \cdot per_B}$$

os valores n_b e B_b são obtidos da tabela X

35. Onúmero de Reynolds da corrente C (Re_C)

$$Re_C = \frac{4 F_C W_S}{\mu per_C} \quad (159)$$

onde per_C foi analisado em 3.2.2

36. O parâmetro K_C

$$K_C = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_C} D_{HC}^2 \cdot Re_C^{n_C - 2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_C} \right) \quad (160)$$

sendo que n_C e B_C podem ser obtidos na Tabela XI e,

$$D_{HC} = \frac{\sqrt{2} \cdot (D_S - D_{ot1}^2)}{\sqrt{1 + \sen^2 \gamma \cdot (D_S + d_o (N_C - N_W))}} \quad (161)$$

37. O número de Reynolds da corrente W

$$Re_W = \frac{4 F_W W_S}{\mu per_W} \quad (162)$$

onde per_W foi apresentado em 3.2.2

38. O parâmetro K_ω onde

$$K_\omega = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_\omega} D_{H\omega}^2 \cdot Re_\omega^{n_\omega - 2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_\omega} \right) \quad (163)$$

sendo que n_ω e B_ω podem ser obtidos na Tabela XII e,

$$D_{H\omega} = \frac{\phi D_b^2 - \theta D \delta_{t1} - \pi N_\omega d_o^2 / n_{pshe}}{Per_\omega} \quad (164)$$

onde ϕ e θ são medidas angulares determinadas conforme fig.18.

39. O número de Reynolds da corrente A

$$Re_A = 4 \frac{F_A \cdot W_S}{\mu \cdot per_A} \quad (165)$$

onde per_A foi analisado em 3.2.2

40. O parâmetro K_A

$$K_A = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_A} \cdot D_{HA}^2 \cdot Re_A^{n_A - 2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_A} \right) \quad (166)$$

com n_A e B_A obtidos da Tabela XIII e sendo

$$D_{HA} = 2 \delta_{tB} \quad (167)$$

41. O número de Reynolds da corrente E

$$Re_E = \frac{4 F_E \cdot W_S}{\mu \cdot per_E} \quad (168)$$

onde per_E foi apresentado em 3.2.2

④2. O parâmetro K_E

$$K_E = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_E} \cdot D_{HE}^2 \cdot Re_E^{n_E-2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_E} \right) \quad (169)$$

com n_E e B_E obtidos da Tabela XIII e,

$$D_{HE} = 2 \delta_{SB} \quad (170)$$

④3. O número de Reynolds da corrente F

$$Re_F = \frac{4 F_F \cdot W_S}{\mu \cdot per_F} \quad (171)$$

onde per_F foi visto em 3.2.2

④4. O parâmetro K_F , onde

$$K_F = \left\{ \frac{2\rho}{\mu^2 B_F} \cdot D_{HF}^2 \cdot Re_F^{n_F-2} \right\} \left(\frac{1}{2 - n_F} \right) \quad (172)$$

com n_F e B_F obtidos da Tabela XI e,

$$D_{HF} = d_o$$

④5. A perda de carga ΔP_C e ΔP_W onde

$$\Delta P_C = \left\{ \frac{F_B}{K_B} \right\}^{2-n_B} \quad (173)$$

$$\Delta P_W = \left\{ \frac{F_W}{K_W} \right\}^{2-n_W}$$

onde F_B e F_W são os valores determinados no item ③2 .

④6. Os coeficientes F_A, F_C, F_E, F_F :

$$F_A = K_A \left\{ \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{2-n_B} + \left(\frac{F_W}{K_W} \right)^{2-n_W} \right\}^{\frac{1}{2-n_A}} \quad (174)$$

$$F_C = K_C \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{\frac{2-n_B}{2-n_C}} \quad (175)$$

$$F_E = K_C \left\{ \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{2-n_B} + \left(\frac{F_W}{K_W} \right)^{2-n_W} \right\}^{\frac{1}{2-n_E}} \quad (176)$$

$$F_F = K_F \left(\frac{F_B}{K_B} \right)^{\frac{2-n_B}{2-n_F}} \quad (177)$$

④7. Os coeficientes $F_A, F_B, F_C, F_E, F_F, F_W$ devem ser comparados com os calculados no item ③2. Caso sejam diferentes atribua aos mesmos os últimos valores determinados e repita todo o procedimento a partir do item ③3. Caso os coeficientes acima e os anteriormente arbitrados sejam iguais, prossiga o cálculo a partir do item

④8. Em termos computacionais considerar-se-ã que os coeficientes são iguais se o valor absoluto do erro relativo entre o valor calculado e o arbitrado for inferior a 5%. Caso contrário serão considerados como diferentes.

④8. A perda de carga na carcaça (ΔP_S)

$$\Delta P_S = 2\Delta P_{C_{io}} + (N_B - 1)\Delta P_C + N_B \Delta P_W \quad (178)$$

$\Delta P_{C_{io}}$ se refere ã perda de carga na região de entrada e saí

da do trocador e ΔP_C e ΔP_W se referem à perda de carga na região central do mesmo.

O cálculo apresentado até o item (48) refere-se à análise do escoamento na carcaça conforme já comentado.

No método HEATA também é necessário se efetuar o mesmo desenvolvimento para as regiões de entrada e saída do trocador a fim de se determinar os coeficientes $F_A, F_B, F_C, F_E, F_F, F_W$ relativos a esta região do trocador, e que permitirão a determinação de $\Delta P_{C_{io}}$. Isto é necessário pois conforme mostra a figura 21, a distribuição das correntes na região de entrada/saída do trocador é diferente da distribuição das correntes na região central do trocador.

Daqui até o fim desta sessão introduz-se a notação (nn*) quando for referida à uma fórmula de número (nn) do método Grant.

Analogamente, também se introduz a notação (nn*) quando se referir ao item (nn) do método Grant.

As equações que serão utilizadas para a análise na região de entrada/saída são as (49*); isto é:

$$0,5F_A + F_B + F_C + 0,5F_E + F_F - 1 = 0 \quad (179)$$

$$F_A + F_E + F_N = 1$$

sendo que para este sistema também se impõe:

$$\Delta P_B = \Delta P_C = \Delta P_F = \Delta P_{CF} \quad (180)$$

$$\Delta P_A = \Delta P_E = \Delta P_{CF} + \Delta P_W$$

e

e

$$F_i^2 = \frac{2 \cdot \rho S_i^2}{f_i W_S^2} \cdot \Delta P_i^2 \quad (181)$$

assim, obtêm-se de (182) e (179) em (180) um sistema de duas equações não lineares a duas incógnitas em termos de ΔP_{cF} e ΔP_w , a qual pode ser resolvida por um meio iterativo como, por exemplo, o Método de Newton-Raphson.

(49). O número de Prandtl na carcaça (P_r)

$$P_r = \frac{\mu_S c_S}{K_S} \quad (182)$$

(50). A vazão mássica média global (G) da corrente principal

$$G = \frac{W_S \left\{ F_B + F_A \cdot \frac{N_C}{N_C + N_W} \right\}}{(2 B D_S - 2 S_{BP})} \cdot n_{pass_S} \quad (183)$$

(51). A vazão mássica global da corrente C (EG)

$$EG = \frac{F_B W_S}{B D_S - S_{BP}} \cdot n_{pass_S} \quad (184)$$

(52). A vazão mássica global da corrente W (WG)

$$WG = \frac{F_W W_S}{B \gamma - S_{BP}} \cdot n_{pass_S} \quad (185)$$

sendo

$$\gamma = 0,5 D_S^2 \text{ sen}^2 \alpha \quad (186)$$

53. Reynolds da corrente global principal (Re_G)

$$Re_G = \frac{d_o G}{\mu_S \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (187)$$

54. Reynolds da corrente global C (Re_{EG})

$$Re_{EG} = \frac{d_o EG}{\mu_S \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (188)$$

55. Reynolds da corrente global W (Re_{WG})

$$Re_{WG} = \frac{d_o WG}{\mu_S \left\{ 1 - \frac{0,7854}{(p/d_o)^2} \right\}} \quad (189)$$

56. O fator de correção do coeficiente de película da corrente principal (C_G)

$$C_G = \frac{\alpha}{Re_G^\beta \epsilon} \quad (190)$$

onde α , β e ϵ podem ser obtidos no item (61*).

- 57). O fator de correção do coeficiente de película da corrente global C (C_{EG}).

$$C_{EG} = \frac{\alpha}{Re_{EG}^{\beta} \epsilon} \quad (191)$$

sendo que α, β e ϵ são fatores que podem ser obtidos no item 61*

- 58). O fator de correção do coeficiente de película da corrente global W (C_{WG})

$$C_{WG} = \frac{\alpha}{Re_{WG}^{\beta} \epsilon} \quad (192)$$

com α, β e ϵ obtidos segundo o procedimento 61* .

- 59). O coeficiente de película da corrente principal (H_C), da corrente global C (H_{EG}) e da corrente global W (H_{WG}).

$$H_C = c_S \cdot G \cdot C_G \cdot Pr^{-2/3} \quad (193)$$

$$H_{EG} = \bar{c}_S \cdot EG \cdot C_{EG} \cdot Pr^{-2/3} \quad (194)$$

$$H_{WG} = c_S \cdot WG \cdot C_{WG} \cdot Pr^{-2/3} \quad (195)$$

- 60). O coeficiente de película do lado da carcaça (h_s)

$$h_s = H_C \cdot C_4 + H_{EG} \cdot C_5 + H_{WG} \cdot C_6 \quad (196)$$

onde C_4, C_5 e C_6 são fatores geométricos corretivos do coeficiente de película e são definidos conforme apresentado em 67* .

3.4. Aplicações do Método

Como os métodos tradicionais, o método HEATA também permite resolver dois tipos de problemas. O primeiro é o projeto de trocadores de calor, já analisado em 2.9.1 . O segundo é a análise de trocadores reais o qual já foi analisado em 2.9.2 . Estes dois tipos de aplicação são ilustrados a seguir através da resolução dos dois exemplos abordados no capítulo 2.

3.4.1 Projeto de um Trocador

Com a finalidade de ilustrar a aplicação do método resolve-se o mesmo exemplo apresentado em 2.9.1 obtendo-se:

	Método	HEATA
d_o (m)		0,0158
D_S (m)		0,2037
B (m)		0,0793
p (m)		0,0190
n_t		68
distr.		Δ
n_{pass_t}		2
n_{pass_s}		1
ΔP_t (N/m ²)		13425,8
ΔP_S (N/m ²)		53160,0
h_{iO} (W/m ² K)		3201,1
h_S (W/m ² K)		4028,5
U (W/m ² K)		1368,7

Na solução deste exemplo fixaram-se as mesmas grandezas geométri

cas diferentes das atribuídas a este exemplo, isto é, através da aplicação do método HEATA pode-se obter outras soluções que eventualmente forneçam resultados melhores que os encontrados em uma das tentativas.

3.4.2 Análise de um Trocador Real

Para ilustrar a aplicação do método resolve-se o mesmo exemplo apresentado em 2.9.2, obtendo-se:

Grandezas/unidades	HEATA	Medido
U (W/m ² k)	1270,1	1212,0
ΔP_S (N/m ²)	34866,4	38688,4
ΔP_{tub} (W/m ² K)	21491,0	21749,0
h_{iO} (W/m ² K)	8183,0	—
h_s (W/m ² K)	3116,9	—

No apêndice IV além de descrever passo a passo a solução deste exemplo, também se apresenta a solução de um outro exemplo de análise de trocador real.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE COMPARATIVA4.1 Considerações Iniciais

Dos métodos analisados no capítulo 2 o mais conhecido é o método Kern, que é o mais antigo e o mais simples, por isso é o mais difundido nos meios acadêmicos.

A limitação ao uso do método Kern reside na:

- insuficiente precisão dos resultados obtidos no dimensionamento térmico
- imprecisão na avaliação da perda de carga na carcaça.

Tal limitação, conforme analisado no capítulo 2, reside na modelagem adotada para o fluido que escoar na carcaça onde se considera uma única corrente cruzada sobre o feixe de tubos.

O método Taborek, mais recente que o método Kern, é mais completo na análise do escoamento do fluido na carcaça, pois considera as várias correntes em seu interior. São determinados fatores corretivos em função da área de escoamento dessas correntes, os quais permitem a determinação do coeficiente de película e da perda de carga do lado da carcaça.

As limitações do método Taborek são as seguintes:

- os fatores corretivos são tabelados ou apresentados sob forma gráfica para algumas geometrias de chicanas.
- os gráficos são válidos para uma única passagem na carcaça.
- não considera a mistura das correntes no interior da carcaça.

O terceiro método é o método Grant, o mais completo de todos os tradicionais, o qual permite efetuar com facilidade a análise dos resultados obtidos. Esta facilidade é conseguida através da determinação, com maior precisão que nos métodos anteriores, da contribuição de cada uma das correntes no coeficiente de película e na perda de carga na carcaça.

Mesmo sendo complexo, o método Grant possui duas limitações

- o procedimento só é válido para o dimensionamento de trocadores multitubulares com uma única passagem na carcaça.
- o corte das chicanas não é otimizado para minimizar a perda de carga na carcaça.

4.2 O Método Heata e os Métodos Tradicionais

O método HEATA é mais geral e mais preciso que os métodos tradicionais.

Ele resulta mais geral por permitir:

- o projeto e a análise de trocadores de calor com mais de uma passagem na carcaça.
- a determinação da perda de carga nas regiões de entrada e saída da carcaça para trocadores com mais de uma passagem na carcaça.
- a otimização do dimensionamento do corte da chicana para minimizar a perda de carga na carcaça. (vide apêndice IV).

Ele é mais preciso porque fornece na análise de trocadores reais

- resultados de perda de carga na carcaça mais próximos dos re-

sultados encontrados nas medições diretas.

- coeficiente global de transmissão de calor mais próximo dos valores encontrados nas medições indiretas.

Devido a complexidade na determinação de cada uma das correntes no escoamento global na carcaça é recomendável se implantar o procedimento HEATA em computador. O apêndice IV apresenta o fluxograma referente ao método HEATA.

4.3 Comparação dos Resultados dos Projetos de Trocadores de Calor

Como visto nos capítulos 2 e 3, um mesmo problema de projeto de trocador de calor foi resolvido com o emprego dos diversos métodos.

Os resultados obtidos para as grandezas térmicas foram os seguintes:

Grandeza/Unidade	Procedimento			
	Kern	Taborek	Grant	HEATA
U (W/m^2K)	1592,9	1520,0	1423,6	1368,7
ΔP_s (N/m^2)	30950,5	44700,0	54536,0	53160,0
ΔP_t (N/m^2)	13425,8	13425,8	13425,8	13425,8
h_{iO} (W/m^2K)	3201,1	3201,1	3201,1	3201,1
h_s (W/m^2K)	6877,7	5734,2	4567,4	4028,5

O exame da tabela anterior permite notar que a perda de carga nos tubos, e o coeficiente de película no tubos é o mesmo para os quatro métodos. Isto se explica pelo procedimento de cálculo comum a todos os métodos. Os demais valores diferem entre si devido a sistemática de cálculo empregada em cada procedimento.

Considerando-se o método HEATA como referência, o desvio porcentual relativo encontrado nos resultados para cada um dos procedimentos é:

Grandeza	Desvio Porcentual Relativo		
	Kern	Taborek	Grant
U	16,38	11,05	4,01
ΔP_s	-41,78	-16,00	2,58
ΔP_t	0	0	0
h_{i0}	0	0	0
h_s	70,72	42,34	13,37

4.4 Comparação dos Resultados das Análises de Trocadores

Como visto nos capítulos 2 e 3 um mesmo problema de análise foi resolvido com o emprego dos diversos métodos. Os vários passos intermediários da solução deste problema estão no anexo IV.

Os principais resultados foram os seguintes:

Grandeza/Unidade	Kern	Taborek	Grant	Heata	Medido
U (W/m ² K)	2049,1	1501,3	1147,9	1270,1	1212,0
ΔP_s (N/m ²)	31941,0	14725,0	17173,0	34866,4	38688,4
ΔP_t (N/m ²)	21491,0	21491,0	21491,0	21491,0	21749,0
h_{i0} (W/m ² K)	8183,0	8183,0	8183,0	8183,0	—
h_s (W/m ² K)	6958,0	5010,4	2471,3	3116,9	—

O exame da tabela permite notar que a perda de carga nos tubos, e o coeficiente de película nos tubos é o mesmo para os quatro métodos. Isto se explica pelos mesmos motivos já apresentados em 4.3. Os demais resultados diferem entre si devido a sistemática de cálculo empregada em cada procedimento.

Considerando-se os valores medidos como referência, o desvio porcentual relativo encontrado nos resultados de cada um dos procedimentos é dada a seguir:

Grandeza	Desvio Porcentual Relativo			
	Kern	Taborek	Grant	HEATA
U	69,07	23,87	-5,28	4,79
ΔP_s	-17,44	-61,94	-55,60	-9,87
ΔP_t	-1,18	-1,18	-1,18	-1,18

Deve-se notar que na análise da tabela anterior, em todas as grandezas, o método que apresenta o menor desvio é o HEATA.

Para ilustrar a utilização do método HEATA apresenta-se no anexo IV mais dois exemplos dentre outros exemplos resolvidos pelo autor: um de projeto de trocador e outro de análise de trocador real.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

A seguir analisam-se os resultados obtidos no presente trabalho.

O método proposto HEATA considera as interações das várias correntes no interior do trocador do lado da carcaça, além de possibilitar o dimensionamento do corte da chicana visando minimizar a perda de carga e maximizar a troca térmica no trocador de calor.

Este método, objetivo do trabalho, consiste num processo iterativo que permite a determinação das frações de corrente que escoam no interior do trocador, no que difere substancialmente dos métodos Kern e Taborek. Daí decorre a maior precisão atingida no dimensionamento térmico e no cálculo da perda de carga em trocadores de calor multitubulares.

O método HEATA possibilita, conforme visto no capítulo 3, a determinação dos seguintes dados geométricos referentes ao projeto de trocadores multitubulares:

	número do item
. diâmetro dos tubos	⑨
. diâmetro da carcaça	⑨
. passo dos tubos	⑨
. distribuição dos tubos	⑨
. número de passagens nos tubos	⑨
. número de passagens na carcaça	⑨
. espaçamento das chicanas	⑪
. porcentagem de corte das chicanas	③⑦

O método HEATA também possibilita a determinação das seguintes grandezas térmicas referentes tanto ao projeto como à análise de trocadores multitubulares. (a indicação numérica à direita da grandeza significa em qual item do método se encontra a referida descrição):

- . coeficiente de película do escoamento na carcaça (60)
- . coeficiente de película do escoamento nos tubos (8)
- . perda de carga do escoamento na carcaça (48)
- . perda de carga total do escoamento nos tubos (20)

O estudo dos métodos expostos no segundo e terceiro capítulos nos permite afirmar que:

- . O método mais simples para o dimensionamento de trocadores de calor ora apresentado é o método Kern, embora seja o menos preciso, pois segundo (11), (20) e (23), os erros que se cometem no dimensionamento térmico ou na determinação da perda de carga são da ordem de até 300%.
- . O método Taborek, bem mais complexo que o método Kern, apresenta melhora significativa na determinação da perda de carga e no coeficiente global de transmissão de calor. Segundo as referências (14), (20) os erros que se cometem na determinação destes fatores também podem ser consideráveis, da ordem de 70%.
- . O método Grant, entre os três é o mais complexo, é baseado na metodologia proposta por Taborek (14), (31), e os erros que se cometem no seu emprego são da ordem de 30%, tanto em relação à perda de carga como da transmissão de calor.
- . O método HEATA é mais geral e amplo por permitir a análise de

trocadores com múltiplas passagens na carcaça e o dimensionamento do corte da chicana fornecendo resultados com erros não superiores a 15%.

Os comentários que se seguem foram confirmados pelos exemplos resolvidos no capítulo 3, no apêndice IV e por muitos outros resolvidos pelo autor no decorrer do desenvolvimento do trabalho. Verifica-se que os valores para a perda de carga na carcaça e para o coeficiente global de transmissão de calor diferem de método para método. Esta diferença resulta dos procedimentos de cálculo utilizados, pois a cada método corresponde um procedimento específico.

O cálculo da perda de carga para o escoamento no interior dos tubos é comum a todos os métodos, razão pela qual não se detecta discrepância no valor da perda de carga no interior dos tubos nos vários métodos. O coeficiente de película do escoamento no interior dos tubos também é o mesmo para todos os métodos, tendo em vista o procedimento empregado, comum a todos eles.

O coeficiente global de transmissão de calor varia de método para método em decorrência do detalhe de cálculo do coeficiente de película do lado da carcaça do método utilizado.

Dos resultados obtidos nestes exemplos, e da análise dos desvios percentuais relativos, pode-se concluir que o método HEATA atinge os objetivos propostos pois:

- . Os resultados alcançados, quando comparados com os resultados reais, são melhores do que os obtidos por outros métodos tradicionais.
- . possibilita a determinação do corte da chicana que minimiza a perda de carga da corrente que escoar na carcaça.

- . é aplicável a trocadores de calor com mais de uma passagem na carcaça.
- . permite determinar a perda de carga nas regiões de entrada e saída de trocadores multitubulares com mais de uma passagem na carcaça.

Todos os métodos foram processados em linguagem Fortran IV em computador Burroughs 6700/7700. Considerando o tempo de processamento do método Kern como padrão unitário para o tempo de processamento, obteve-se em média os seguintes fatores multiplicativos de tempo de processamento:

Método			
Kern	Taborek	Grant	HEATA
1	1,78	2,62	2,59

O método Kern por ser o mais simples é o de processamento mais rápido. O método Grant é o mais demorado. Entre os dois extremos situa-se o método Taborek, já que o HEATA requer praticamente o mesmo tempo de processamento que o método Grant. Assim, pode-se dizer que outros benefícios atingidos pelo método HEATA são:

- . sua simplicidade, a qual permite o cálculo sem recursos sofisticados, é de fácil implementação computacional.
- . em termos de processamento é de resposta equivalente ao do método Grant.
- . é de fácil implementação em microcomputadores do tipo PC, XT e AT devido à forma como foi estruturada sua apresentação.

Dentro da filosofia de trabalho ficam abertas algumas linhas de pesquisa como :

- . testes de sensibilidade que permitirão melhorar a precisão dos resultados obtidos no programa de computador face os comentários apresentados no ítem (47) do método HEATA.
- . projeto de trocadores de calor otimizados simultaneamente quanto à perda de carga na carcaça e tubos e, quanto à troca térmica.
- . análise custo- materiais para minimizar o custo total do trocador.
- . O projeto do trocador de calor considerando o comportamento assintótico de geração de incrustação.
- . análise custo do equipamento x custo total da energia consumida para minimizar o custo operacional do trocador de calor.
- . análise da vibração em trocadores de calor multitubulares.
- . análise do efeito da radiação no interior do trocador.
- . o projeto do trocador de calor, dividindo-o em zonas, e considerando propriedades variáveis trecho a trecho.
- . finalmente incorporar ao programa procedimentos que possibilitem que as análises dos resultados de projetos de trocadores de calor, hoje feitas externamente, sejam feitas pelo próprio programa com a finalidade de torná-lo acessível à projetistas de trocadores de calor multitubulares.

BIBLIOGRAFIA

- (1) Davis, F. K. - The Pratical Selection of Heat Exchanger - Recent Developments in the Theory, Design and Manufacture of Heat Exchangers and Research on the Heat Coefficients for Petroleum Oils and Other Fluids. Section 5 - Ross Heater & Mfg. Co - NY - 1931 70p.
- (2) Jakob, M. - Heat Transfer - John Wiley & Sons, Inc - NY - 1957 Vol 2 - 652p.
- (3) Nagle, W. M. - Mean Temperature Difference in Multipass Heat Exchangers - Ind. Engineering Chemistry - V.25 - 1933 - p.604-609
- (4) Underwood, A. J. V. - The Calculation of the Mean Temperature Difference in Multipass Heat Exchangers - Industrial Chemistry Vol 9 - 1933 - p167
- (5) Smith, D. M. - Mean Temperature Difference in Cross Flow - Engineering - 1933 - p.218-256
- (6) Grimison, E. D. - Trans ASME - (60) 1938 - p.318-392
- (7) Bowman, R. A., Mueller, A. C., & Nagle, W. M. - Trans ASME - 1940 - p.230-256
- (8) Kern, D. Q. - Process Heat Transmission - McGraw Hill - 1948 832p. - NY
- (9) Bergelin, O. P., Brown, G. A., & Doberstein, S. C. - Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Bank of Tubes IV - Trans ASME - 1952 - p.953-960
- (10) Bergelin, O. P., Leighton, M. D., Lafferty, W. L., & Pigford, R. L. - Heat Transfer and Pressure Drop During Viscous and Turbulent Flow Across Baffled and Unbaffled Tube Banks -

Bulletin n°4 of University of Delaware Engineering Station, Delaware 1958

- (11) Bell, K. J. - Exchanger Design Based on the Delaware Research Program - Petro/Chemical Engineer, C-26 - 1960-32p.
- (12) Tinker, T. - Shellside Heat Transfer Characteristics of Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchangers - ASME paper 47 - A130 - 1947
- (13) Palen, J. W. & Taborek, J. - Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method - CEP Symposium Series paper 65 - 1969
- (14) Grant, I. D. R. - Pressure Drop on the Shell side of Shell and Tube Heat Exchangers in Single and two-phases flows - Atomic Energy Research Establishment - London-1970- 16n.
- (15) Cowan, G. H. - Heat Exchangers with extended Surfaces - Atomic Energy Research Establishment - London - 1970 3lp.
- (16) Butterworth, D., Hewitt, G. F. & Moore, M. J. C. - Shell and Tube Heat Exchangers with Single Phase Flow - Atomic Energy Research Establishment - East Kilbride - 1971 - 18p.
- (17) Grant, I. D. R. & Murray, I. - Shell Side Performance of Segmentally Baffled Shell and Tube Heat Exchangers by Divided Flow Method. AERE - London - 1973 - 120p.
- (18) Macbeth, R. V. - Heat Exchanger Design and Practices in Heat Exchangers Theory and Practice - UKAEA - London - 1975 p.615/30.

- (19) Butterworth, D. - Unresolved Problems in Heat Exchanger Design - in Heat Exchangers - Thermal - Hydraulic Fundamentals and Design - Kakaç, S. et all - McGraw Hill - 1983 - p.1087-1106
- (20) Perry, R. H. & Chilton, C. H. - Chemical Engineering Hand Book - McGraw Hill, 1973, NY - section 11
- (21) Afgan, N. & Schlünder, E. U. - Heat Exchangers - Design and Theory Source Book - Mc Graw Hill - 1974 - 893p.
- (22) Taborek, J.; Hewitt, G. F. & Afgan, H. - Heat Exchangers Theory and Practice - Mc Graw Hill Book Company - 1983 - 979p
- (23) Kakaç, S.; Bergles, A. E.; Mayinger, F. - Heat Exchangers Thermal Hydraulic Fundamentals and Design - Mc Graw Hill Book Company - 1983 - 1.131p.
- (24) TEMA - Tubular Exchanger Manufactures Association - 1978 - NY 242p.
- (25) Ozisik, M. N. & Fraas, A. P. - 'Heat Exchanger Design - John Wiley & Sons, Inc. - NY - 3a. ed. - 386p. 1978.
- (26) Kays, W. M. - Compact Heat Exchangers, 2^o Edit; Mc Graw Hill NY - 1964.
- (27) The Patherson - Kelley Co. - Heat Exchangers East Stroudsburg, Pennsylvania - 1960 - 131p.
- (28) Bell, K. J. - Final Report of the Cooperative Research Program

- on Shell and Tube Heat Exchangers" -Bul.5 of University of Delaware Engineering Experiment Station, Delaware - 1963.
- (29) Colburn, A. P. - "Problems in Design and Research on Condensers of Vapors and Vapor Mixtures", Inst. Mech. Eng. - ASME, Proc. Gen. Discussion Heat Transfer - pp 1-11, London - 1951.
- (30) Taborek, J. & Palen, J. W. - "Solution of Shell Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", CEP - Symposium - Ser 92, 65 - Philadelphia - pp.53-63, (1969).
- (31) Tinker, T. - "Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers - General Discussion on Heat Transfer" - pp.97-116 - Institution of Mechanical Engineers - London, (1951).
- (32) Rohsenow, W. M. & Hartnett, J. P. - "Handbook of Heat Transfer - Section 18, Heat Exchangers" - Mc Graw Hill - New York, (1973).
- (33) Weisman, J. - "Effect of void volume and Prandtl modulus on heat transfer in tube banks and packed beds" - A.J.Ch.E.J., 1 (3), pp. 342/48 - 1956.
- (34) Mc Adams, W. H. - "Heat Transmission" - Mc Graw Hill - New York - 3a. ed. (1954).
- (35) Tinker, T. - "Shell side characteristics of Shell and tube heat exchangers. A simplified rating system for commercial

- heat exchangers" - Trans ASME 80 (1) - pp. 36/49 - 1955.
- (36) Grimison, E.D. - "Correlation and Utilization of new data on flow resistance and Heat Transfer for cross flow of gases over tube banks" - Trans ASME 59 - pp. 583/94 - 1937.
- (37) Özisik, M. N. - "Basic Heat Transfer", Mc Graw Hill Kagakusha Ltd. - Tokyo, 1977 - 2a. ed - 572 p.
- (38) Bergelin, O. P., Bell, K. J. & Leighton, M. D. - "Heat Transfer and Fluid Friction during Flow across Bank of Tubes - VII - By passing between tube bundle Shell". Chem. Eng. Prog. Symp. Series, 55 (29), pp 45 - 48 - 1959.
- (39) Bell, K. J. - "Preliminary Design Of Shell and Tube Heat Exchangers" - in Heat Exchangers-thermal-hidraulic fundamentals and Design - Mc Graw Hill Book Co - New York - pp 559/580 - 1983.
- (40) Bell, K. J. - "Construction Features of Shell and Tube Heat Exchangers" - in Heat Exchangers-thermal-hidraulic fundamentals and Design - Mc Graw Hill Book Co - New York - pp 537-557 - 1983
- (41) Short, B. E. - "Shell and Tube Exchangers : - Effect of Bypass and Clearance Stream on the Main Stream Temperature" - Paper n° 60 - HT - 16 - ASME - AIChE - Heat Transfer Conference - August 1960.
- (42) Bell, K. J. - "Stimate S & T Exchanger Design Fast" - Oil and

Gas Journal - December nº 4, pp 59-68 -1978.

- (43) Alfa Laval - "Thermal Handbook" - Suécia - 1969.
- (44) V. D. I., "Wärmeatlas", V. D. I. Verlag - Alemanha - 1957.
- (45) Tinker, T., "Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers" - General Discussion on Heat Transfer - Institution of Mechanical Engineers - London, 1951.
- (46) Bergelin, O. P., Brown, G. A. - "Heat Transfer and Fluid Friction during Flow across Tube Banks" - IV - ASME, 74(6), pp 953 - 960 - 1952.
- (47) Bergelin, O. P., Bell, K. J. & Leighton, M. D. - "Heat Transfer and Fluid Friction during Flow across Banks of Tubes - IV - Effects of internal leakages within segmentally baffled exchangers". - Trans, ASME, 80 (I). pp. 53 - 60 - 1958.
- (48) Whitler, D. L. - "Calculating Heat Exchanger Shell Side Pressure Drop" - Chemical Engineering Progress - 57 (9) p 59/65 1961.
- (49) Achenbach, E. - "Total and Local Heat Transfer and Pressure Drop of Staggered and in Line Tube Banks" - Heat Exchangers-thermal-hidraulic fundamentals and Design - Mc Graw Hill Book Company - New York - pp 85 - 96 - 1981.
- (50) Rohsenow, W. M. - "Heat Exchangers - Basic Methods" - Heat

Exchangers-thermal-hydraulic fundamentals and Design - Mc Graw Hill Book Co - New York - pp 429 - 454 - 1981.

- (51) Butterworth, D. - "A Calculation Method for Shell and Tube Exchangers in which the Overall Coefficient Varies along the Length" - NEL Report n^o 590 - pp 56 - 71 - 1973.
- (52) Marto, P.J., Reilly, D.J., and Fenner, J.H., An Experimental Comparaison of Enhanced Heat Transfer Condensing Tubing in Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, NY, p 1-9, 1979
- (53) Parker, R. O. and Mok, Y. I. - "Shell Side Pressure Losses in Baffled Heat Exchangers". Br. Chem. Eng., 13(3) pp 366 - 368 1968.
- (54) Taborek, J. & Rozenman, T. - "The Effect of Leakage Through the Longitudinal Baffle on the Performance of Two-Pass Shell Exchangers" - AIChE Symp. Series n^o 118, 68 pp 12 - 20 - 1974.
- (55) Short, B. E. - "Flow Geometry and Heat Exchanger Performance" - Chemical Engineering Progress - vol 61 - n^o 7 - pp 63/70 - 1965.
- (56) Boucher, D. F. & Lapple, C. E. - "Pressure Drop Across Tube Banks" - CEP 4 n^o 2, 117 - 134 - 1948.
- (57) Zukauskas, A. - "Heat Transfer from Tubes in Cross - Flow" - Advances in Heat Transfer 8 - Academic Press - New York pp 93 - 160 - 1978.

- (58) Ishigai, S. - "Shell - Side Pressure Drop in Multibaffled Shell and Tube Heat Exchangers" - Japan Shipbuilding and Marine Eng, 2 (1), pp 29 - 35 - 1965.
- (59) Raznjevic, K. - "Handbook of Thermodynamic Tables and Charts" - Hemisphere Publishing Co. - Mc Graw Hill - New York - (1976).
- (60) Lohrish, F. W. - "What are optimum Exchanger Conditions" - Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner - 42 (5) p 177 1963 .
- (61) Shah, R.K. - Classification of Heat Exchangers in Heat Exchangers: Thermal Hydraulic Fundamentals and Design -Cap.1 Hemisphere Publishing Corp., NY , p 9-46, 1981.
- (62) Whistler, A. M., "Correction for Heat Conduction Through Longitudinal Baffle of Heat Exchanger", Trans ASME 69 - pp 683 - 85 - 1974.

APÊNDICE I

CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DE TROCADORES

Neste apêndice apresentam-se informações sobre materiais empregados em trocadores no tocante a resistência à corrosão. (20), (25), (42).

1. Aldeído Acético
2. Ácido Acético
3. Anidrido Acético
4. Acetona
5. Acetileno
6. Cloreto de Alumínio
7. Hidróxido de Alumínio
8. Amônia
9. Cloreto de Amônia
10. Sulfato de Amônia
11. Sulfeto de Amônia
12. Acetato de Amina
13. Anilina
14. Aroclor
15. Cloreto de Bário
16. Benzaldeído
17. Benzeno
18. Ácido Benzóico
19. Ácido Bórico
20. Butadieno
21. Butano
22. Butanol
23. Acetato de Butila
24. Cloreto de Butila
25. Cloreto de Cálcio
26. Hidróxido de Cálcio
27. Dióxido de Carbono
28. Tetracloreto de Carbono
29. Ácido Carbônico
30. Gás Clorídrico
31. Clorofórmio
32. Ácido Crômico
33. Ácido Cítrico
34. Creosoto
35. Dibutilfitalato
36. Diclorobenzeno
37. Diclorofluorometano
38. Dietanoamina
39. Éter Dietílico
40. Etileno Glycol
41. Difenil
42. Óxido Difênico
43. Etano
44. Etanoamina
45. Éter
46. Acetato de Etíla
47. Álcool Etílico
48. Éter Etílico
49. Etileno
50. Etileno Glicol
51. Ácido Graxo
52. Cloreto Férrico
53. Sulfato Férrico
54. Sulfato Ferroso
55. Formaldeído
56. Furfural
57. Glicerina
58. Hexano
59. Ácido Hidroclorídico
60. Ácido Hidrofluorídico

(cont.)

- | | |
|------------------------------|-----------------------------|
| 61. Iodino | 87. Percloroetileno |
| 62. Isopropanol | 88. Fenol |
| 63. Ácido Láctico | 89. Ácido Fosfórico |
| 64. Óleo de Linhaça | 90. Aldeído Ftálico |
| 65. Cloreto de Lítio | 91. Bicarbonato de Potássio |
| 66. Hidróxido de Lítio | 92. Carbonato de Potássio |
| 67. Cloreto de Magnésio | 93. Propileno Glicol |
| 68. Hidróxido de Magnésio | 94. Piridino |
| 69. Sulfato de Magnésio | 95. Cloreto de Prata |
| 70. Metano | 96. Nitrato de Prata |
| 71. Metil-amina | 97. Acetato de Sódio |
| 72. Álcool Metílico | 98. Hidróxido de Sódio |
| 73. Cloreto de Metila | 99. Nitrato de Sódio |
| 74. Cloreto de Metileno | 100. Sulfato de Sódio |
| 75. Monocloro Benzeno | 101. Dióxido de Enxofre |
| 76. Monocloro-difluor Metano | 102. Ácido Sulfúrico |
| 77. Monocloro Amina | 103. Tolueno |
| 78. Nafta | 104. Tricloro-etileno |
| 79. Naftaleno | 105. Terpentina |
| 80. Cloreto de Níquel | 106. Cloreto de Vinila |
| 81. Sulfato de Níquel | 107. Água |
| 82. Ácido Nítrico | 108. Água Salgada |
| 83. Ácido Nitroso | 109. Xileno |
| 84. Ácido Oleico | 110. Cloreto de Zinco |
| 85. Ácido Oxálico | 111. Sulfato de Zinco |
| 86. Ácido Perclórico | |

LEGENDA

I.4

(cont.)

I - Concentração	XI - Alumínio
II - Temperatura °F	XII - Aço Inoxidável 304
III - Aço	XIII - Aço Inoxidável 316
IV - Cobre	XIV - Níquel
V - Latão	XV - Monel
VI - Latão Naval	XVI - Iconel
VII - Latão do Almirantado	XVII - "Hastelloy"
VIII - Silicato de Cobre	XVIII - Titâneo
IX - Liga 90-10 Cobre Níquel	XIX - Zircônio
X - Liga 70-30 Cobre Níquel	XX - Tantálio

— // —

A - excelente

B - bom

C - pouco resistente

D - não resistente

E - explosivo

I - inflamável

· - informação não disponível

— // —

Substâncias		Químicas																				
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	
1	100	70	A	E	E	E	E	E	E	E	E	A	A	A	A	A	A	A	B	•	A	1.
2	100	70	D	D	D	D	D	D	C	C	B	A	A	D	A	B	A	A	A	A	A	2.
3	100	70	D	B	C	D	C	B	B	B	A	B	B	B	B	B	A	A	A	A	B	3.
4	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	B	A	•	A	A	4.
5	100	70	A	E	E	E	E	E	E	E	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	5.
6	10	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	C	B	D	A	A	A	A	A	6.
7	10	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	•	B	B	7.
8	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	B	B	A	•	A	A	8.
9	10	70	D	D	D	D	D	D	D	C	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	A	9.
10	10	70	C	C	C	C	C	C	C	C	D	C	C	B	A	B	B	A	A	A	A	10.
11	10	70	D	B	B	D	B	B	B	B	B	C	C	D	D	D	•	A	•	A	A	11.
12	100	70	B	A	A	C	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	•	A	A	12.
13	100	70	A	D	D	D	D	D	D	D	D	A	A	B	B	B	B	A	•	A	A	13.
14	100	70	B	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	A	A	A	A	A	•	A	A	14.
15	30	70	B	B	B	D	C	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	A	15.
16	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	•	A	16.
17	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	17.
18	10	70	D	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	18.
19	10	70	D	B	B	B	B	B	B	B	C	A	A	B	B	B	A	A	•	A	A	19.
20	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	20.
21	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	21.
22	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	22.
23	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	A	B	A	B	A	•	A	A	23.
24	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	24.
25	20	70	B	B	B	D	C	B	B	B	B	C	B	A	A	A	B	A	A	A	A	25.
26	10	70	B	B	B	B	B	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	26.
27	100	70	C	C	C	C	C	C	C	C	B	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	27.
28	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	B	A	A	A	A	28.
29	100	70	C	C	C	C	C	C	C	C	B	B	B	B	C	A	A	A	•	A	A	29.
30	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	C	B	B	B	B	A	B	I	A	A	A	30.
31	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	B	B	A	A	A	A	31.
32	20	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	C	B	D	D	B	B	B	A	A	A	32.
33	100	70	D	C	C	D	C	C	C	C	A	C	B	B	B	A	C	A	A	A	A	33.
34	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	34.
35	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	35.
36	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	A	A	A	36.
37	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	B	B	A	A	•	A	A	37.
38	100	85	A	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	A	38.
39	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	39.
40	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	B	B	B	B	A	•	A	A	40.
41	100	160	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	41.
42	100	85	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	A	42.

Substâncias Químicas																						
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX		
43.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	43.	
44.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	B	B	B	•	A	44.	
45.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	45.	
46.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	46.	
47.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	47.	
48.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	48.	
49.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	49.	
50.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	50.	
51.	100	400	D	D	D	D	D	D	D	D	A	D	A	B	C	B	A	B	•	A	51.	
52.	20	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	A	D	A	52.	
53.	10	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	D	D	D	A	A	•	A	53.	
54.	10	70	D	B	B	D	B	B	B	B	B	B	B	D	D	D	B	A	•	A	54.	
55.	50	200	D	B	B	D	B	B	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	•	A	55.	
56.	100	70	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	56.	
57.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	57.	
58.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	58.	
59.	58	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	D	D	A	59.	
60.	40	70	D	C	D	D	D	D	D	C	D	D	D	D	C	D	A	D	D	D	60.	
61.	20	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	D	•	A	61.	
62.	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	62.	
63.	50	70	D	B	B	D	C	B	B	B	D	B	A	B	C	A	A	A	A	A	63.	
64.	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	B	B	B	B	A	•	A	64.	
65.	30	200	B	B	B	D	B	B	B	B	D	B	A	A	A	A	A	•	•	A	65.	
66.	10	200	B	B	B	D	B	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	•	•	A	66.	
67.	30	70	B	B	B	D	C	B	B	B	C	B	B	A	B	A	A	A	A	A	67.	
68.	10	70	B	B	B	B	B	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	A	•	B	68.	
69.	30	200	B	B	B	B	B	B	B	B	C	A	A	B	B	B	A	A	A	A	69.	
70.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	70.	
71.	100	70	C	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	C	B	B	B	•	A	71.	
72.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	A	A	A	A	72.	
73.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	E	A	A	B	B	B	B	A	•	A	73.	
74.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	A	74.	
75.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	A	A	A	B	B	•	A	75.	
76.	100	70	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	•	A	76.	
77.	100	200	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	•	•	A	77.	

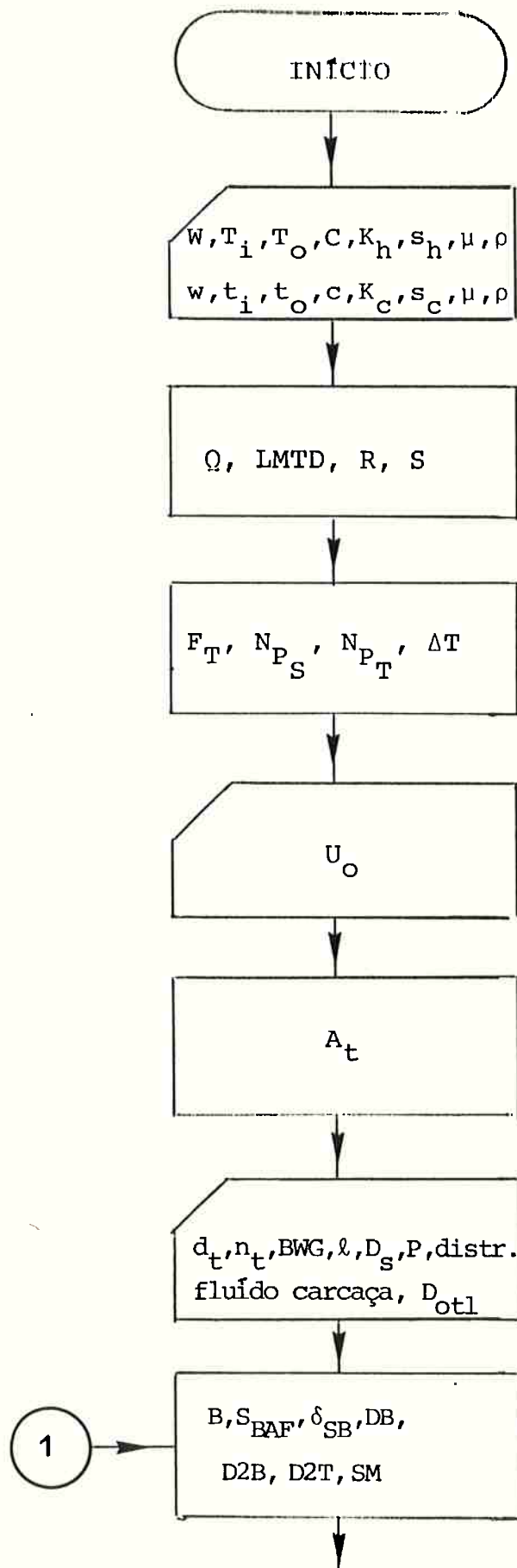
Substâncias Químicas																					
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	
	78.	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	B	B	B	B	•	
79.	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	A	B	B	•	A	79.	
80.	20	70	D	B	B	D	B	B	B	B	D	B	B	D	B	D	A	A	A	A	80.
81.	10	200	D	B	B	D	B	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	B	A	A	81.
82.	50	200	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	D	D	D	D	A	B	A	82.
83.	10	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	D	D	D	•	•	•	A	83.
84.	100	70	B	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	B	B	B	B	84.
85.	10	70	D	B	B	C	B	B	B	B	C	B	B	C	B	B	B	D	B	A	85.
86.	100	70	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	B	D	D	D	•	•	•	A	86.
87.	100	70	A	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	A	A	A	•	A	•	A	87.
88.	10	120	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	B	B	A	B	A	A	•	A	88.
89.	50	200	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	D	D	B	A	C	D	B	89.
90.	100	300	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	•	A	90.
91.	30	200	B	B	B	C	B	B	B	A	D	B	B	B	B	B	B	A	•	A	91.
92.	40	200	B	B	B	B	B	B	B	B	D	B	B	B	B	B	B	A	•	A	92.
93.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	93.
94.	100	70	A	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	A	94.
95.	10	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	C	B	B	•	A	95.
96.	10	70	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	B	D	D	B	B	A	A	A	96.
97.	10	70	D	B	B	B	B	B	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	•	A	97.
98.	50	300	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	A	B	B	B	B	B	D	98.
99.	40	70	B	B	B	C	B	B	B	B	B	A	A	B	B	A	B	A	•	A	99.
100.	10	200	B	B	B	B	B	B	B	B	A	B	A	B	B	B	B	A	•	A	100.
101.	100	300	B	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	A	•	A	101.
102.	50	200	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D	B	D	A	A	102.
103.	100	200	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	103.
104.	100	150	B	B	B	C	B	B	B	B	B	B	B	A	A	B	A	A	A	A	104.
105.	100	70	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	•	A	105.
106.	100	70	A	B	B	D	C	B	B	B	A	B	A	A	A	A	A	A	•	A	106.
107.	100	70	C	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	107.
108.	100	70	C	B	B	C	A	B	A	A	B	A	A	B	A	B	B	A	A	A	108.
109.	100	200	B	A	A	A	A	A	A	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A	•	109.
110.	50	70	D	D	D	D	D	D	D	D	C	B	B	B	A	D	B	A	A	A	110.
111.	20	70	D	B	B	D	B	B	B	B	D	B	A	B	B	A	B	A	•	A	111.

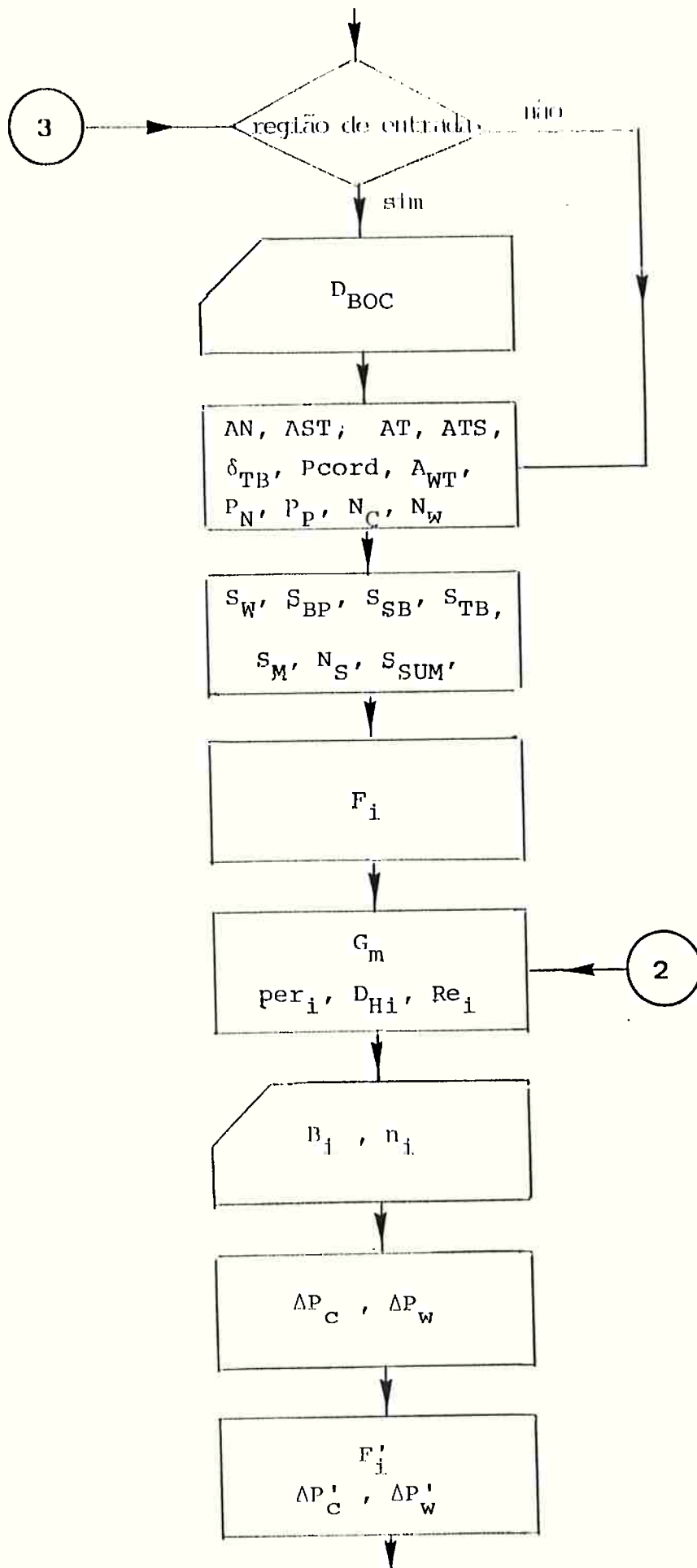
(Coulley Co., Inc.)

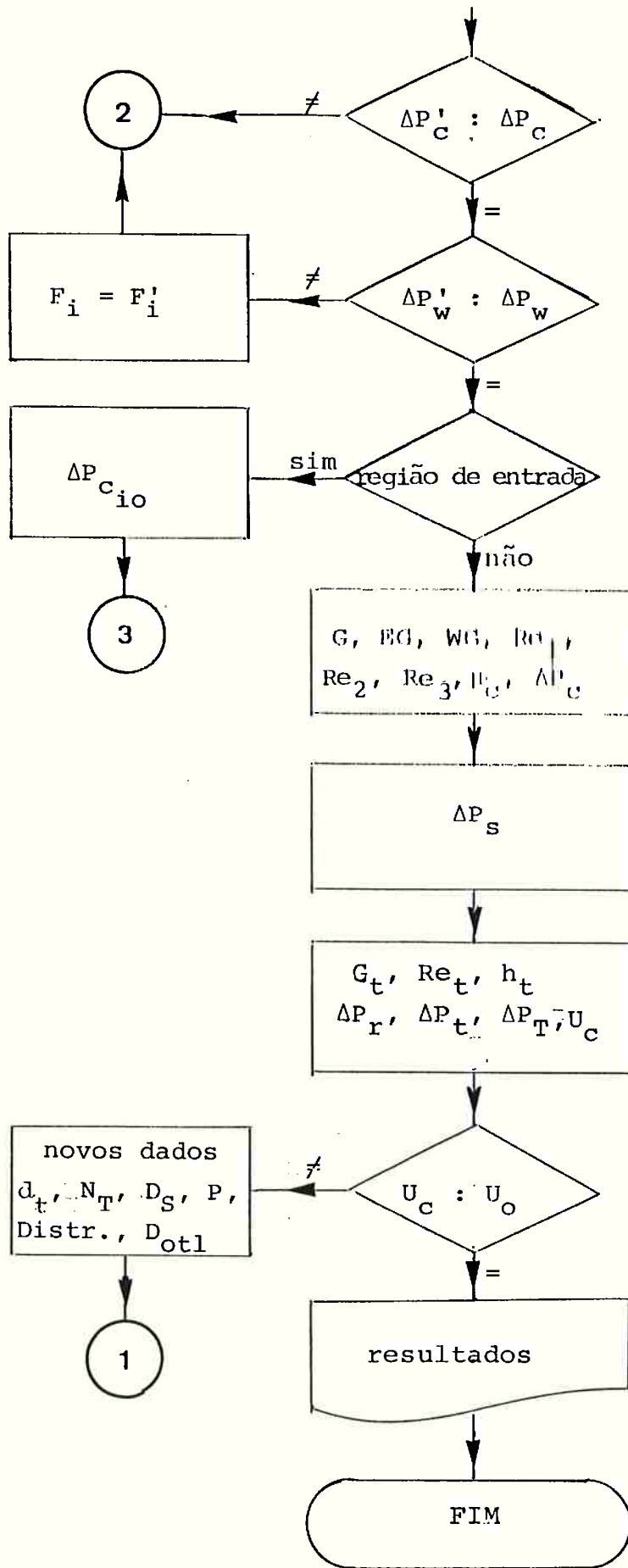
APÊNDICE II

FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DE COMPUTADOR

No presente apêndice é apresentado o fluxograma empregado para o desenvolvimento do programa do método HEATA.







APÊNDICE III

DETERMINAÇÃO DA PORCENTAGEM DE CORTE DA CHICANA

A porcentagem de corte da chicana é determinada a partir da equalização da perda de carga através da janela e da área de escoamento em contra-corrente no centro do feixe de tubos, na região de entrada do trocador (60), (61). Os limites para a aplicação do formulário a baixo está limitado à 15% e 45% de porcentagem de corte da chicana, devido à limitações da perda de carga na janela, a fim de otimizar a perda de carga no interior do trocador. (14), (17), (24), (60), (61).

A equação que permite a determinação da porcentagem de corte da chicana é:

$$P_{cord} = 5 \cdot \text{maior inteiro}(10,5 - 20E)$$

com

$$E = \frac{2}{\epsilon \cdot \text{Geo}_A} \left\{ \text{Geo}_B - \left[\text{Geo}_B^2 - \text{Geo}_A \left(\frac{\pi}{8} D_{2B} - \frac{\pi}{8} A_{TS} D_{2T} - S_m \cdot 0,5 A_n A_{TS} \right) \right]^{1/2} \right\}$$

$$\text{Geo}_A = 1 - A_{TS}$$

$$\text{Geo}_B = D_B - A_{TS} \cdot D_{ot1}$$

$$D_{2B} = D_b^2 = (D_s - 2 \delta_{SB})^2$$

$$A_{TS} = \frac{\pi d_o^2 n_t}{\pi (D_s - 2 \delta_{ML})^2 - 4 A_n}$$

$$D_{2T} = (D_s - 2 \delta_{ML})^2$$

$$D_{SN1} = D_s - 0,5 D_{BOC}$$

$$D_{2SN1} = (D_{2T} - D_{SN1}^2)^{1/2}$$

$$A_n = 0,25 \left\{ D_2 T \cdot \arctg \left(\frac{D_2 S N_1}{D S N_1} \right) - D S N_1 \cdot D_2 S N_1 \right\}$$

$$S_m = B \left\{ D_s - d_o \left(D_2 T + p - d_o \right) / p \right\}$$

Para maiores informações, sugere-se a leitura de (14) onde encontra-se a justificação teórica e a dedução das equações apresentadas neste apêndice.

APÊNDICE IV

APRESENTAÇÃO DETALHADA DOS EXEMPLOS DE APLICAÇÃO
E OUTROS EXEMPLOS

Nos exemplos apresentados nos capítulos 2 e 3 tivemos um projeto de trocador de calor e, a análise de um caso real. Neste apêndice listam-se os resultados intermediários deste último caso.

Inicialmente relacionam-se as informações conhecidas.

A seguir mostram-se os resultados obtidos com a aplicação do procedimento comum de cálculo.

Finalmente apresentam-se os resultados obtidos segundo os procedimentos particulares pertinentes a cada um dos métodos.

A itemização apresentada é a que foi analisada em cada um dos métodos expostos neste trabalho.

Também mostram-se os resultados da análise térmica obtidos em outro exemplo real proposto, e os resultados do projeto de um trocador de calor. Todas as unidades utilizadas são as do sistema S. I. as quais podem ser vistas na simbologia apresentada no início deste trabalho.

Dados do Problema:

1. $W = 25,2$
 $T_1 = 365$
 $T_2 = 310$ **Álcool Metílico**
 $C = 2646$
 $\mu = 3,75 \times 10^{-4}$
 $\rho = 730$
 $K = 0,205$
- $t_1 = 300$
 $t_2 = 310$ **Água Salgada**
 $c = 4266$
 $\mu = 1,18 \times 10^{-3}$
 $\rho = 987$
 $K = 0,622$
2. $d_o = 0,019$
 $BWG = 16$
 $p = 0,0238$
 distr Δ
 $\ell = 3,65$
 $n_t = 602$
 $B = 0,13$

Procedimento Comum

3. $Q = 3667000$
 $W = 85,97$

4. $LMTD = 26,4$
 $R = 5,5$
 $S = 0,154$
5. O álcool escoará pela carcaça por ser menos corrosivo e de menor fator de incrustação.
6. $F_T = 0,817$
7. $\Delta T = 21,57$
8. $A_t = 118,6$
9. $D_S = 0,69$
10. $U_O = 1580$
11. $a_t'' = 1,94 \times 10^{-4}$
12. $a_t = 0,0583$
13. $G_t = 1473,7$
14. $Re_t = 29887$
15. $J_{Ht} = 102,7$
16. $h_i = 6891$ com $\phi_t = 1,0$
17. $h_{iO} = 5787$
18. $R_{Di} = 0,00015$
19. $\Delta P_t = 13039$
20. $\Delta P_r = 8452$
21. $\Delta P_T = 21491$

Procedimento Específico

MÉTODO KERN	
21. $a_S = 0,01809$	24. $J_{HS} = 167,1$
22. $G_S = 1392,6$	$h_S = 4183$
23. $Re_S = 70560$	25. $\Delta P_S = 31941$
	$U_C = 1635$

Os valores obtidos em ΔP_t e ΔP_S são compatíveis com os valores limites do projeto (vide 2.5.5) e o valor U não é muito diferente do valor U_o arbitrado (vide 2.5.5).

MÉTODO TABOREK	
21. $S_m = 0,0181$	35. $S_{SB} = 0,020$
22. $J_{HS} = 0,0040$	36. $S_L = 0,1015$
23. $F_{BP} = 0,16$	h_S
24. $N_C = 22$	37. $1 - \frac{h_S}{h_{NL0}} = 0,265$
25. $\xi_h = 0,96$	
26. $A_w = 15,33$	38. $h_S = 2519$
27. $S_{wg} = 0,03814$	39. $f^1 = 0,108$
$F_C = 0,827$	40. $\Delta P_B = 2516$
$S_{wt} = 0,014$	41. $\xi_p = 0,57$
$S_w = 0,023$	42. $\Delta P_B = 1406,3$
28. $\phi = 1,143$	43. $\Delta P_w = 1892$
29. $N_b = 25$	ΔP_L
30. $N_w = 4$	44. $1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL0}} = 0,63$
31. $N_C^1 = 680$	
32. $X = 0,91$	ΔP_L
33. $h_{NL} = 3609$	45. $\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} = 0,28$
34. $S_{TB} = 0,013$	
	46. $\Delta P_S = 25731$
	$U_C = 1446$

Como os valores ΔP_s e ΔP_t são compatíveis com os valores limites de projeto (vide 2.5.5) e o valor U_c é próximo ao valor U_o arbitrado (vide 2.5.5) o procedimento de cálculo está encerrado.

MÉTODO GRANT	
21. $S_m = 0,0284$	35. $K_B = 0,005413$
22. $A_{st} = 0,196$	36. $Re_c = 17708,8$
23. $A_t^* = 0,397$	37. $K_C = 0,00265$
24. $D2B = 0,5211$	38. $a = 1,1272$
$D2T = 0,4835$	39. $Re_w = 18373$
$DB = 0,7218$	40. $K_W = 0,01846$
25. $N_C = 25$	41. $Re_A = 739,8$
26. $N_w = 4$	42. $b = 15,12$
27. $N_B = 23$	43. $K_A = 0,01294$
28. $NCTOT = 700$	44. $Re_E = 13731$
29. $S_W = 0,0246$	45. $c = 0,814$
30. $S_{SB} = 0,0126$	46. $K_E = 0,01169$
31. $S_{TB} = 0,0154$	47. $Re_F = 0$
32. $S_{tot} = 0,0810$	48. $d = 0$
$F_A = 0,1902$	49. $K_F = 0$
$F_B = 0,2692$	50. $P_C = 804,74$
$F_C = 0,0815$	51. $P_w = 270,10$
$F_E = 0,1555$	52. $F_A = 0,577$
$F_F = 0,0$	$F_C = 0,100$
$F_W = 0,3035$	$F_E = 0,383$
33. $G_m = 310,93$	$F_F = 0$
34. $Re_B = 17709$	

Como os valores F_A , F_C , F_E , F_F são diferentes dos valores obtidos em (32) deve-se retornar ao item (33) e repetir os cálculos com estes valores.

A seguir apresenta-se a tabela resumo dos valores obtidos na região central do trocador de calor para cada ciclo efetuado.

Variável	1º ciclo	2º ciclo	3º ciclo
F_B	0,1789	0,1902	0,1902
F_C	0,0689	0,0729	0,0729
F_W	0,2603	0,2635	0,2635
F_A	0,4199	0,4383	0,4383
F_E	0,2860	0,2975	0,2975
F_F	0	0	0
ΔP_C	399,65	443,80	444,78
ΔP_W	198,64	203,61	203,61

Procedendo-se da mesma forma na região de entrada/saída obtém-se

Variável	1º ciclo	2º ciclo	3º ciclo	4º ciclo	5º ciclo
F_B	0,3296	0,3585	0,3354	0,3346	0,3344
F_F	0,1218	0,1248	0,1237	0,1235	0,1234
F_W	0,0834	0,0263	0,0083	0,0026	0,0008
F_A	0,6514	0,6626	0,6565	0,6551	0,6547
F_E	0,4280	0,4349	0,4312	0,4303	0,4300
F_F	0	0	0	0	0
ΔP_C	1319,80	1381,30	1359,75	1354,50	1352,96
ΔP_W	20,36	2,03	0,21	0,02	0

Após a convergência dos valores F_i , ΔP_C e ΔP_W , prosseguindo obtém-se:

53. $\Delta P_S = 17173$	56. $EG = 75,73$
54. $P_r = 4,617$	57. $WG = 85,62$
55. $G = 85,88$	58. $Re_1 = 9794,1$

(cont.)

59. $Re_2 = 8636,6$	64. $H_C = 2207,8$
60. $Re_3 = 9764,0$	65. $H_E = 2053,9$
61. $C_1 = 0,0290$	66. $H_W = 2203,9$
62. $C_2 = 0,0275$	67. $h_s = 2069,02$
63. $C_3 = 0,0275$	68. $\Delta P_S = 17173$
	$U_C = 1292$

Como os resultados de ΔP_S , ΔP_T e U_C obtidos são satisfatórios, o procedimento de cálculo está concluído.

Método Heata	
21. $S_m = 0,0284$	$F_E = 0,146$
22. $A_{st} = 0,196$	$F_F = 0$
23. $A_t^* = 0,397$	$F_W = 0,298$
24. $D2B = 0,5211$	33. $Re_b = 95590$
$D2T = 0,4835$	34. $K_B = 0,206$
$DB = 0,7218$	35. $Re_C = 8255$
25. $N_C = 25$	36. $K_C = 1,82$
26. $N_W = 4$	37. $Re_W = 408870$
27. $N_B = 23$	38. $K_W = 0,026$
28. $NCTOT = 700$	39. $Re_A = 1020$
29. $S_w = 0,0190$	40. $K_A = 0,0492$
30. $S_{SB} = 0,0093$	41. $Re_E = 15360$
31. $S_{TB} = 0,0113$	42. $K_E = 0,058$
32. $S_{Tot} = 0,0639$	43. $Re_F = 0$
$F_A = 0,177$	44. $K_F = 0$
$F_B = 0,294$	45. $\Delta P_C = 1,83$
$F_C = 0,083$	$\Delta P_W = 130,97$

(cont.)

$$46. F_A = 0,705$$

$$F_C = 2,542$$

$$F_E = 0,667$$

$$F_F = 0$$

47. Como os valores obtidos em (46) são diferentes dos valores previamente estabelecidos em (32) deve-se reiterar os cálculos. Para a região em análise (região central) tem-se:

Variável	1º ciclo	2º ciclo	3º ciclo	4º ciclo	5º ciclo	6º ciclo	7º ciclo	8º ciclo
F_B	0,294	0,365	0,021	0,251	0,035	0,145	0,153	0,153
F_C	2,542	0,103	0,207	0,191	0,132	0,302	0,319	0,319
F_W	0,298	0,440	0,179	0,472	0,182	0,473	0,473	0,473
F_A	0,705	0,271	0,402	0,292	0,410	0,293	0,293	0,293
F_E	0,667	0,217	0,398	0,232	0,406	0,232	0,232	0,232
F_F	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ΔP_C	0,183	0,265	0,026	0,083	0,036	0,084	0,058	0,061
ΔP_W	31,02	67,95	103,42	118,90	123,75	124,31	124,39	124,39

Analogamente na região de entrada/saída obtem-se:

Variável	1φ	2φ	3φ	4φ	5φ	6φ
	ciclo	ciclo	ciclo	ciclo	ciclo	ciclo
F_B	0,245	0,230	0,263	0,244	0,263	0,244
F_C	0,305	0,465	0,326	0,491	0,327	0,491
F_W	0,149	0,473	0,179	0,472	0,182	0,473
F_A	0,332	0,293	0,404	0,294	0,410	0,294
F_E	0,334	0,233	0,400	0,233	0,406	0,233
F_F	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ΔP_C	0,440	0,880	0,995	1,099	1,102	1,104
ΔP_W	83,83	83,59	120,01	119,96	123,71	123,71

48. $\Delta P_S = 3486,6$	56. $C_G = 0,024$
49. $P_r = 4,616$	57. $C_{EG} = 0,026$
50. $G = 91,83$	58. $C_{WG} = 0,017$
51. $EG = 79,68$	59. $H_C = 2098,4$
52. $WG = 222,70$	$H_{EG} = 1981,3$
53. $Re_G = 9330$	$H_{WG} = 3526,2$
54. $Re_{EG} = 8096$	60. $h_s = 2264,1$
55. $Re_{WG} = 22630$	61. $U_C = 1371,1$

Como os valores ΔP_t e ΔP_s estão dentro dos padrões admissíveis para o projeto (vide item 3.4.3) e como U_c está próximo de U_o o cálculo é considerado satisfatório.

Exemplo Adicional nº 1

Análise de um Trocador de Calor Real

Dados:

Fluído dos tubos: Solução de hidróxido de sódio a 11%

$$T_i = 360,9$$

$$T_o = 322,0$$

$$W = 12,61$$

$$\mu = 4,4 \times 10^{-4}$$

$$C = 3160,0$$

$$K = 0,614$$

$$\rho = 1092$$

Fluído na carcaça: Água

$$t_i = 300,0$$

$$t_o = 322,0$$

$$w = 19,42$$

$$\mu = 7,1 \times 10^{-4}$$

$$c = 4179,0$$

$$K = 0,6215$$

$$\rho = 993,6$$

Grandezas geométricas do trocador

$$n_T = 250$$

$$p = 0,0254$$

$$d_o = 0,0191$$

$$D_S = 0,4890$$

$$B = 0,250$$

$$n_{pass_s} = 1$$

$$n_{pass_t} = 2$$

$$distr = \Delta$$

Grandezas	Método				
	Kern	Taborek	Grant	HEATA	Medido
U	688,2	640,1	723,2	691,6	663,3
ΔP_t	20885,9	20885,9	20885,9	20885,9	19570,0
ΔP_S	49364,1	36363,5	26997,8	27324,0	29510,0
h_{i0}	2857,4	2857,4	2857,4	2857,4	—
h_S	4482,0	3009,3	6544,8	4630,2	—

Considerando-se os resultados medidos como referência obtêm-se os seguintes erros percentuais relativos:

Desvio Porcentual Relativo

Grandezas	Método			
	Kern	Taborek	Grant	HEATA
U	3,75	-3,50	9,03	4,27
ΔP_t	6,70	6,70	6,70	6,70
ΔP_S	67,27	23,20	-8,51	-7,40

Exemplo Adicional nº 2Projeto de Trocador de Calor

Para ilustrar que a solução do projeto nem sempre é única, neste exemplo, apresentaremos duas soluções viáveis do problema, segundo o procedimento HEATA, designadas respectivamente por HEATA₁ e HEATA₂ as quais diferem entre si com relação às grandezas d_o , p , n_t , D_S e B.

Dados:

Fluido dos tubos: Óleo	Fluido da carcaça: Óleo aditivado
$T_i = 356,0$	$t_i = 326,0$
$T_o = 347,0$	$t_o = 339,0$
$W = 5,63$	$w = 1,780$
$\mu = 1,6 \times 10^{-4}$	$\mu = 4,7 \times 10^{-4}$
$C = 2085,0$	$c = 4190,0$
$K = 0,140$	$K = 0,657$
$\rho = 872,0$	$\rho = 983,3$

Resultados:

Método

Grandezas	Kern	Taborek	Grant	HEATA ₁	HEATA ₂
n_t	68	68	68	68	124
D_S	0,2037	0,2037	0,2037	0,2037	0,2037
n_{pass_t}	2	2	2	2	2
n_{pass_s}	1	1	1	1	1
distr	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ
p	0,0190	0,0190	0,0190	0,0190	0,0115
d_o	0,0159	0,0159	0,0159	0,0159	0,0095
B	0,0500	0,0500	0,0500	0,0500	0,1397
U	1091,0	1139,9	1334,7	1394,0	1345,5
ΔP_S	6215,3	5471,3	11821,3	11157,0	24855,9
ΔP_t	13475,0	13475,0	13475,0	13475,0	14211,33
h_{io}	3168,3	3168,3	3168,3	3168,3	3168,3
h_S	2251,0	2470,1	3612,1	4081,6	3692,0
L	1,830	1,830	1,830	1,830	2.030

No exemplo acima HEATA₁ significa a aplicação do respectivo procedimento aos mesmos parâmetros geométricos fixados para os métodos tradicionais; HEATA₂ significa a obtenção de grandezas térmicas diferentes daquelas obtidas do HEATA₁ uma vez fixadas grandezas geométricas diferentes das anteriores. Assim percebe-se que no projeto de trocadores de calor a solução não é única, daí decorre a necessidade de se desenvolver uma metodologia computacional que otimize o projeto de trocadores de calor conforme comentado no capítulo 5.

Para as grandezas térmicas tomando-se o HEATA₁ como referência e excluindo-se o HEATA₂ por ser uma solução diferenciada das demais, obtem-se os seguintes erros percentuais relativos:

Désvio Porcentual Relativo

Grandezas	Método		
	Kern	Taborek	Grant
U	-21,7	-18,2	-4,3
ΔP_s	-44,0	-51,0	5,9
ΔP_t	0	0	0

No caso do HEATA₂ observa-se que para um diâmetro de tubo = 0,0095m, 124 tubos, passo 0,0115, a perda de carga na carcaça e nos tubos aumentou significativamente sobretudo no lado do escoamento na carcaça (aumento do número de tubos). Em contrapartida, a solução obtida procurou preservar o valor U o mais próximo de U₀, daí decorre a pequena variação no coeficiente global de transmissão de calor entre o HEATA₁ e o HEATA₂.