

PROJETO DE TROCADORES DE CALOR MULTITUBULARES
INCLUINDO PROCESSOS COM MUDANÇA DE FASE

Autor: Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani

Orientador: Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade

Este exemplar corresponde à
edição final de Tese defendida por
Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani,
e aprovada pela Comissão Julgadora em
06 de outubro de 1989.

Alberto

UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas

Faculdade de Engenharia de Campinas

Engenharia Química

"PROJETO DE TROCADORES DE CALOR MULTITUBULARES
INCLUINDO PROCESSOS COM MUDANÇA DE FASE"

Autor: Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani

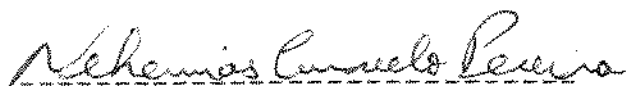
Tese submetida à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de "MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA".

Aprovada por:

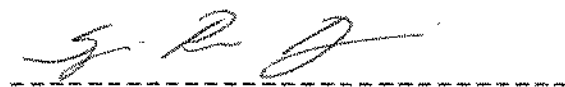


Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade

(Orientador)



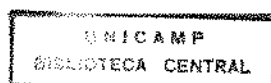
Prof. Dr. Nehemias C. Pereira



Prof. Dr. Sergio P. Ravagnani

Campinas-SP-Brasil

06 Outubro 1989



Aos meus pais Antônio e Regina.

Ao meu irmão Milton.

Ao meu sobrinho Pedro Ivo.

À Luci, com carinho.

Agradeço:

De maneira especial ao Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade, pela orientação recebida, e a todos, que de uma forma ou de outra contribuíram para a realização deste trabalho.

ÍNDICE

	Pág.
CAPÍTULO 1	
INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2	7
PROJETO DE TROCADORES MULTITUBULARES	8
2.1 - Condições do processo	8
2.1.1 - Temperaturas de operação	9
2.1.2 - Propriedades físicas dos fluidos	9
2.1.3 - Perdas de carga admissíveis	10
2.1.4 - Fatores de incrustação	10
2.1.5 - Localização dos fluidos no trocador	13
2.2 - Características do trocador	14
2.2.1 - Tipos de trocadores de calor casco e tubo	14
2.2.1.1 - Cabeçotes estacionários	16
2.2.1.2 - Cascos	16
2.2.1.3 - Cabeçotes traseiros	17
2.2.2 - Tubos	19
2.2.2.1 - Comprimento(L)	19
2.2.2.2 - Diâmetro externo dos tubos(d2)	20
2.2.2.3 - Diâmetro interno dos tubos(di)	20
2.2.2.4 - Disposição dos tubos(ARR)	20
2.2.2.5 - Distância entre centros de tubos adjacentes(P1)	24
2.2.3 - Diâmetro interno do casco	24
2.2.4 - Chicanas	28
2.2.4.1 - Espacamento entre as chicanas(L3) ..	30

	Pág.
2.2.4.2 - Corte da chicana	30
2.2.4.3 - Diâmetro da chicana(Dchi)	31
2.2.4.4 - Diâmetro dos orifícios das chicanas(d4)	31
2.2.5 - Tirantes de ligação e espaçadores	32
2.2.6 - Tiras selantes	32
2.2.7 - Número de tubos por chicana(Ntchi)	33
2.3 - Área e coeficiente global de troca térmica	33
2.3.1 - Área de troca térmica	33
2.3.2 - Coeficiente global de troca térmica	33
 CAPÍTULO 3	 35
TROCADORES DE CALOR MULTITUBULARES OPERANDO COM E SEM MUDANÇA DE FASE	 36
3.1 - Trocadores de calor operando sem mudança de fase	36
3.1.1 - Calor trocado e diferença de temperaturas	36
3.1.1.1 - Calor trocado	36
3.1.1.2 - Diferença de temperaturas	36
3.1.2 - Coeficientes individuais de troca de calor e perda de carga	40
3.1.2.1 - Coeficiente de película para o lado dos tubos	40
3.1.2.2 - Perda de carga para o lado dos tubos	42
3.1.2.3 - Coeficiente de película e perda de carga para o casco(Método de BELL- DELAWARE)	44
3.2 - Trocadores operando com mudança de fase	70
3.2.1 - Balanço de energia	72

3.2.2 - Cálculo do coeficiente de película no casco ...	72
3.2.2.1 - Para trocadores na posição	
horizontal	72
3.2.2.2 - Para trocadores na posição	
vertical	73
3.2.3 - Cálculo do coeficiente de película nos tubos ...	73
3.2.3.1 - Para trocadores na posição	
horizontal	73
3.2.3.2 - Para trocadores na posição	
vertical	74
3.2.4 - Cálculo da queda de pressão	75
3.2.5 - Cálculo de condensadores de vapor	
superaquecido	76
3.2.5.1 - Cálculo do calor trocado	76
3.2.5.2 - Cálculo da diferença de	
temperaturas	77
3.2.5.3 - Cálculo do coeficiente de película ...	77
3.2.5.4 - Cálculo da queda de pressão	78
3.2.5.5 - Cálculo do fator de incrustação	79
3.2.6 - Cálculo de condensadores subresfriadores	80
 CAPÍTULO 4	 81
DIMENSIONAMENTO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES	
MULTITUBULARES	82
4.1 - Descrição do diagrama de blocos	82
4.1.1 - Fluxograma correspondente ao cálculo do calor	
trocado e da área de troca térmica	86
4.1.2 - Fluxograma correspondente ao cálculo do coe-	
ficiente de película e perda de carga nos tu-	

	Pág.
bos.....	92
4.1.3 - Fluxograma correspondente ao cálculo do coeficiente de película e perda de carga no casco	96
4.1.4 - Fluxograma correspondente ao cálculo do fator de incrustação	98
4.2 - Cálculo de um trocador sem mudança de fase	101
4.3 - Cálculo de um trocador com condensação no interior dos tubos	113
4.4 - Cálculo de um trocador com condensação total no casco	117
 CAPÍTULO 5	 122
CONCLUSÕES E SUGESTÕES	123
 BIBLIOGRAFIA	 126
 ANEXO	 129
Listagem do programa desenvolvido	130

NOMENCLATURA

a_a	- Constante.
a_t	- Área de escoamento nos tubos.
a_{t1}	- Área de escoamento por tubo.
a''	- Área por unidade de comprimento linear.
$a_1, a_2, a_3,$	
a_4, a_5	- Constantes.
$a_{11}, a_{22},$	
a_{33}, a_{44}	- Constantes.
A_{ex}	- Área efetiva do fluxo cruzado no trocador.
A_j	- Área de uma janela da chicana.
A_T	- Área total da seção do casco.
$ÁREA$	- Área de troca térmica.
$ÁREA_c$	- Área de troca térmica para o intervalo de condensação.
$ÁREA_d$	- Área de troca térmica para o intervalo de dessuperaquecimento.
b_b	- Constante.
$b_1, b_2, b_3,$	
b_4, b_5	- Constantes.
$b_{11}, b_{22},$	
b_{33}, b_{44}	- Constantes.
C_b	- Constante.
C_{chi}	- Corte da chicana.
C_p	- Constante.
C_{ps}	- Calor específico do fluido que escoar no casco.
C_{pt}	- Calor específico do fluido que escoar nos tubos.
$CONDENSA\$$	- Variável que indica se o fluido quente sofrerá con-

densação.

d_{bo}	- Diâmetro dos bocais.
d_i	- Diâmetro interno dos tubos.
d_t	- Distância entre os tubos.
d_2	- Diâmetro externo dos tubos.
d_3	- Diâmetro do feixe de tubos.
d_4	- Diâmetro dos orifícios das chicanas.
D_{Chi}	- Diâmetro das chicanas.
D_e	- Diâmetro equivalente.
$DES\%$	- Variável que indica se haverá dessuperaquecimento.
D_1	- Diâmetro interno do casco.
ΔP_{bi}	- Queda de pressão para o feixe de tubos ideal.
ΔP_{bo}	- Queda de pressão para os bocais do casco.
ΔP_{cr}	- Queda de pressão para o escoamento cruzado entre duas chicanas consecutivas.
ΔP_r	- Queda de pressão devido à mudança de direção do fluido.
ΔP_s	- Queda de pressão para o escoamento do lado do casco.
ΔP_t	- Queda de pressão devido ao escoamento do fluido.
ΔP_w	- Queda de pressão para o escoamento nas janelas.
ΔP_T	- Queda de pressão no lado dos tubos.
Δt	- Diferença de temperatura real.
ΔT_a	- Diferença de temperatura no terminal quente.
ΔT_b	- Diferença de temperatura no terminal frio.
ΔT_c	- MLDT para o intervalo de condensação.
ΔT_d	- MLDT para o intervalo de dessuperaquecimento.
ΔT_s	- Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido do casco.
ΔT_t	- Diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido dos tubos.

e	- Espessura da parede dos tubos.
et	- Espessura de um espelho.
fat	- Fator de atrito para o fluido escoando nos tubos.
fid	- Fator de atrito para o feixe de tubos ideal.
Fsbp	- Razão entre Sb e Sm.
Ft	- Fator de correção para a MLDT.
F\$	- Variável que indica o fluido quente.
ϕ_s	- Fator de correção para a viscosidade do fluido do casco.
ϕ_t	- Fator de correção para a viscosidade do fluido dos tubos.
g	- Aceleração da gravidade.
Gg	- Vazão do vapor.
Gl	- Vazão do líquido.
Gs	- Vazão mássica para o escoamento no casco.
Gt	- Vazão mássica para o escoamento nos tubos.
hideal	- Coeficiente de película para o feixe de tubos ideal.
hio	- Coeficiente de película no interior dos tubos.
hlvs	- Calor latente de mudança de fase do fluido do casco.
hlvt	- Calor latente de mudança de fase do fluido dos tubos.
ho	- Coeficiente de película para o casco.
H	- Constante.
HLV	- Calor latente de mudança de fase.
HORIZ\$	- Variável que indica a posição do trocador.
Jb	- Fator de correção para o efeito dos desvios.
Jc	- Fator de correção para o efeito do escoamento nas janelas.
Jh	- Fator de COLBURN para o coeficiente de película.
Jl	- Fator de correção para o efeito dos vazamentos.
Jr	- Fator de correção para o gradiente de temperatura ad-

verso.

J_s	- Fator de correção para o espaçamento entre as chicanas mais extremas.
K_s	- Condutividade térmica para o fluido do casco.
K_t	- Condutividade térmica para o fluido dos tubos.
l_{11}	- Espaçamento entre a primeira chicana e o bocal de entrada.
l_{22}	- Espaçamento entre a última chicana e o bocal de saída
L	- Comprimento dos tubos.
L_c	- Extensão do tubo onde ocorre condensação.
L_1	- Comprimento entre as superfícies internas dos espelhos.
L_3	- Espaçamento entre as chicanas.
MAS	- Variável que define o espaçamento entre as chicanas.
$MLDT$	- Média logaritmica das diferenças de temperaturas.
μ_s	- Viscosidade do fluido do casco na sua temperatura média.
μ_t	- Viscosidade do fluido dos tubos na sua temperatura média.
μ_{ws}	- Viscosidade do fluido do casco na temperatura da parede dos tubos.
μ_{wt}	- Viscosidade do fluido dos tubos na temperatura da parede dos tubos.
n	- Constante.
N	- Número de passagens no casco.
N_b	- Número de chicanas.
N_{bc}	- Número de chicanas no intervalo de condensação.
N_{bd}	- Número de chicanas no intervalo de dessuperaquecimento.
N_c	- Número de fileiras de tubos cruzadas entre duas chi-

canas.

Nct	- Número de fileiras de tubos cruzadas ao longo do trocador.
Ncw	- Número de fileiras de tubos cruzadas em cada janela.
Np	- Número de espaços existentes no feixe tubular correspondente às divisórias existentes nos cabeçotes.
Nr	- Número de fileiras de tubos atravessadas no escoamento cruzado
Nss	- Número de pares de tiras selantes.
Nt	- Número de tubos no trocador.
Ntchi	- Número de tubos por chicana.
Nu	- Número de NUSSELT.
NN	- Número de passagens nos tubos.
Pr	- Razão entre P_1 e d_2 .
P	- Constante.
Prs	- Número de PRANDTL para o escoamento no casco.
Prt	- Número de PRANDTL para o escoamento nos tubos.
Px	- Constante.
PM	- Peso molecular.
PRE	- Pressão em que se encontra o vapor.
P1	- Distância entre centros de tubos adjacentes.
Q	- Calor trocado.
Qc	- Calor trocado durante a condensação.
Qd	- Calor trocado durante o dessuperaquecimento.
QUENTE\$	- Variável que indica onde irá escoar o fluido quente.
Q\$	- Variável que indica o fluido quente.
Rdi	- Fator de incrustação para o interior dos tubos.
Rdo	- Fator de incrustação para o casco.
rb	- razão entre Nss e Nc.
rg	- Razão entre A_j e A_T .

R	- Constante.
Rb	- Fator de correção para os desvios para a queda de pressão.
Reg	- Número de REYNOLDS para o vapor.
Res	- Número de REYNOLDS para o escoamento no casco.
Ret	- Número de REYNOLDS para o escoamento nos tubos.
Rl	- Fator de correção para a queda de pressão para o efeito dos vazamentos.
Rs	- Fator de correção para a queda de pressão para os espaçamentos das chicanas mais extremas.
RDF	- Fator de incrustação para o fluido frio.
RDQ	- Fator de incrustação para o fluido quente.
ρ_s	- Densidade do fluido que escoar no casco.
ρ_t	- Densidade do fluido que escoar nos tubos.
s	- Densidade relativa.
Sb	- Área da seção onde escoar a fração desviada do escoamento.
Sbp	- Área para o desvio em torno do feixe de tubos.
Sm	- Área mínima para o fluxo cruzado próximo à linha central do trocador.
St	- Número de STANTON.
Swg	- Área total da janela.
Swt	- Área da janela ocupada pelos tubos.
SUB\$	- Variável que indica se haverá subresfriamento.
t1	- Temperatura de entrada do fluido frio.
t2	- Temperatura de saída do fluido frio.
Ts	- Temperatura média entre a entrada e a saída do escoamento do casco.
Tsat	- Temperatura de saturação.
Tt	- Temperatura média entre a entrada e a saída do es-

coamento nos tubos.

T_w	- Temperatura da parede dos tubos.
T_{FE}	- Temperatura de entrada do fluido frio.
T_{FS}	- Temperatura de saída do fluido frio.
T_{QE}	- Temperatura de entrada do fluido quente.
T_{QS}	- Temperatura de saída do fluido quente.
T_1	- Temperatura de entrada do fluido quente.
T_2	- Temperatura de saída do fluido quente.
U_c	- Coeficiente global de troca térmica na condensação.
U_d	- Coeficiente global de troca térmica no dessuapeaquecimento.
U_C	- Coeficiente global de troca térmica limpo.
U_D	- Coeficiente global de troca térmica de projeto.
v	- Velocidade do fluido.
W_s	- Vazão mássica para o escoamento do casco.
W_t	- Vazão mássica para o escoamento nos tubos.
W_F	- Vazão mássica do fluido frio.
W_Q	- Vazão mássica do fluido quente.
z	- Altura.

RESUMO

Neste trabalho foi desenvolvido um programa para microcomputador para o projeto de trocadores de calor multitubulares, operando em processos com e sem mudança de fase.

O programa foi desenvolvido, utilizando-se para os cálculos, equações disponíveis na literatura. Como resultado do levantamento bibliográfico realizado, foram escolhidas as equações que apresentaram os melhores resultados.

O diagrama de blocos correspondente ao programa principal, assim como os fluxogramas correspondentes a cada fase do programa e sua forma de utilização são apresentados, fazendo com que o mesmo possa ser utilizado por qualquer usuário que tenha conhecimentos básicos da operação de microcomputadores.

Com a finalidade de demonstrar o uso do programa, algumas condições de operação são simuladas. A primeira simulação é apresentada passo a passo, com o objetivo de apresentar um detalhamento de toda a sistemática utilizada no programa. As demais são apresentadas de uma forma resumida, através de tabelas.

Ressalta-se neste trabalho a inclusão de uma modificação significativa, com relação às sistemáticas de cálculo encontradas na literatura. Esta modificação consiste em não se arbitrar um valor inicial para o coeficiente global de troca térmica, fazendo com que o programa não seja iterativo. Além disto, o programa possibilita que se tenha sempre o menor trocador, com as máximas quedas de pressão permitidas, garantindo que o mesmo possa trabalhar com segurança em relação à incrustação durante o tempo previsto para sua operação.

Desta forma, este trabalho teve seus objetivos atingidos, na medida em que se dispõe de um programa para o projeto deste tipo de trocadores, com uma quantidade de dados de entrada e um tempo de execução relativamente pequenos, mostrando-se perfeitamente compatível ao uso de microcomputadores.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A troca de calor entre fluidos pode-se dar basicamente de duas formas: pelo contato direto entre eles, ou através de uma parede que os separa. Isso origina dois tipos fundamentais de equipamentos que operam com troca térmica: os trocadores de calor diretos e os indiretos. Dentro desse último tipo, encontram-se os trocadores de calor tubulares, que são equipamentos onde um fluido escoia internamente e outro externamente aos tubos, com o calor sendo transferido entre eles através das paredes dos mesmos. Atualmente são os mais utilizados, devido à sua construção resistente, maior flexibilidade de projeto e fácil adaptação às condições de processo, tais como :

- troca de calor em escoamentos com e sem mudança de fase;
- amplas faixas de variação de pressão de operação e perda de carga permitida;
- possibilidade de posicionamento na vertical ou na horizontal;
- grande variedade de materiais utilizados, dependendo das condições de operação;
- Possibilidade de ajuste do projeto para cada fluido, devido à grande disponibilidade de cascos e arranjos de tubos existentes;
- uso ou não de superfícies aletadas;
- facilidade de remoção do feixe de tubos para manutenção.

Segundo TABOREK(14), o problema mais sério no desenvolvimento de trocadores, no início deste século, não foi o projeto térmico, mas sim o cálculo mecânico dos componentes. Por volta de 1920, estes problemas foram sendo contornados graças ao crescente número de fabricantes. Até então, os trocadores tentavam apenas suprimir as necessidades da indústria petrolífera e das usinas de potência.

A base científica dos trocadores de calor se deu como resultado de pesquisas isoladas em algumas universidades.

O trocador multitubular se desenvolveu a partir de trocadores de tubo duplo, permitindo um maior coeficiente de troca térmica. As correlações para troca de calor e perda de carga para o escoamento do fluido no lado do casco, em trocadores com chicanas, estão baseadas no escoamento sobre o feixe de tubos ideal, levando-se em conta, porém, fatores de correção, a fim de se obter uma aproximação maior de um modelo real. O feixe de tubos ideal é definido como sendo um feixe retangular de tubos, no qual o escoamento cruza a superfície de troca térmica em um único trajeto, tendo uma seção de escoamento bem definida, arranjada de tal modo que não ocorram desvios nem vazamentos.

Ainda de acordo com TABOREK(14), a primeira correlação para troca de calor foi sugerida por COLBURN, em 1933. SIEDER e TALE, em 1936, incluíram uma correção para os fluidos viscosos. Com relação ao escoamento laminar, chegou-se a uma correlação com bons resultados na Universidade de Delaware, nos Estados Unidos, por volta de 1950.

Para a perda de carga, dados para o banco de tubos ideal foram obtidos por GRIMISON em 1937 para o escoamento turbulento, e por COLBURN em 1942 para o escoamento laminar.

Conforme McADAMS(15), no caso da condensação, já haviam estudos realizados por NUSSELT sobre tubos isolados, no início deste século. Por volta dos anos 40, surgem estudos sobre a condensação em feixes de tubos.

Em 1941 foi publicado o primeiro documento no sentido da uniformização e padronização do projeto mecânico dos trocadores, que foi o "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association".

O primeiro método de projeto utilizando as correlações obtidas(14) foi publicado por DONOHUE em 1949. Em seguida, em 1950, KERN publica o livro "Process Heat Transfer". Este livro possui uma contribuição importante, pois considera o projeto do trocador de calor como um todo, levando em conta as considerações de construção, diferença média de temperatura, fatores de incrustação e o escoamento do lado do casco. Por este motivo, ainda hoje, o método de KERN é o mais divulgado na literatura aberta para projeto de trocadores de calor, com e sem mudança de fase.

TINKER, em 1947, um pouco antes da publicação do livro de KERN, introduziu o conceito da subdivisão do escoamento do lado do casco, quando não há mudança de fase, em quatro correntes distintas: a do fluxo cruzado, a dos vazamentos causados pelas folgas existentes entre o casco e as chicanas, a dos vazamentos causados pelas folgas existentes entre os tubos e as chicanas, e a corrente que contorna o feixe de tubos sem que haja o escoamento cruzado. Este método, porém, é complicado, pois requer solução por tentativas, já que as resistências encontradas no escoamento são funções das velocidades. Por este motivo, o método não se tornou muito popular.

O desenvolvimento científico da transferência de calor

nas universidades foi interrompido após a segunda guerra mundial. Com isso, indústrias e centros de pesquisa privados voltaram-se para o estudo do projeto de trocadores de calor. Hoje, os métodos mais aperfeiçoados pertencem certamente a estes centros, e somente podem ser conseguidos mediante pagamento.

Entre 1948 e 1959, desenvolveu-se um grande projeto de pesquisa na Universidade de Delaware, nos Estados Unidos. Este projeto, que teve a iniciativa de COLBURN, constituiu-se em várias pesquisas independentes relativas a assuntos específicos ao escoamento do lado do casco. Os resultados dos testes encontram-se em um grande número de teses e publicações. BELL(11) preparou mais tarde, a partir de uma avaliação de todo este material, um relatório final do projeto Delaware, constituindo assim um método de cálculo para o coeficiente de película e da perda de carga para o escoamento do lado do casco, sem mudança de fase. Este método, conhecido como método de BELL-DELAWARE, reconhece a análise inicial de TINKER, mas para evitar os cálculos iterativos, a inclusão dos efeitos das correntes foi substituída por fatores de correção. Tanto para a troca de calor como para a perda de carga, o método utiliza as equações baseadas no feixe de tubos ideal, estendida às regiões de transição e laminar.

Nos dias de hoje, temos uma realidade bastante diferente da de alguns anos atrás. Referimo-nos especificamente a execução dos projetos de equipamentos ligados à indústria, de uma maneira geral. Isso porque a crescente disponibilidade de computadores dos mais diferentes portes, e principalmente, a proliferação dos chamados microcomputadores, colocaram à disposição de todos, uma poderosa ferramenta para o cálculo destes equipamentos, facilitando de maneira notável sua execução. Um bom exemplo disso se passa com os trocadores de calor.

Dentro deste contexto é que situamos os objetivos do presente trabalho, na medida em que se propõe a elaboração de um programa para uso em microcomputador capaz de realizar o projeto de um trocador de calor, bem como de também dar uma certa contribuição na área, através de um procedimento de cálculo, na tentativa de enriquecer um pouco mais a literatura aberta, a qual se apresenta ainda carente.

Assim, este programa foi desenvolvido baseado nas metodologias de cálculo de trocadores de calor existentes na literatura aberta, utilizando o método de BELL-DELAWARE para o escoamento do lado do casco, em trocadores sem mudança de fase. Para trocadores com mudança de fase, foram utilizadas equações da literatura para o cálculo do coeficiente de película e perda de carga, tais como a equação de AKERS(16) para a condensação no interior de tubos horizontais.

O desenvolvimento deste trabalho se deu em fases distintas. A primeira delas, baseou-se no conhecimento das metodologias de cálculo existentes na literatura. Na fase seguinte, deu-se a elaboração de programas computacionais, visando o projeto de trocadores, para as diferentes metodologias. Após esta fase, passou-se à escolha dos métodos e das equações que tivessem apresentado melhores resultados. Finalmente, deu-se a otimização dos diversos programas, passando estes a constituírem um único programa, contendo no entanto, algumas modificações por nós introduzidas nas metodologias utilizadas.

Neste programa, o coeficiente global de troca térmica é sempre calculado, e não arbitrado como dado de entrada, conforme procedimento adotado nas metodologias existentes na literatura aberta. A vantagem imediata dessa alteração é que, por mais abrangentes que sejam as tabelas contendo os coeficientes globais de

troca térmica, pode haver fluidos que não estejam ali contemplados. Isso sem mencionar a comodidade do usuário em relação a não necessidade de consulta a qualquer tipo de tabela.

Além disso, o programa garante que o trocador calculado seja sempre o menor, operando sempre com as máximas perdas de carga possíveis.

O uso do programa, assim como o seu desenvolvimento, será visto nos capítulos seguintes.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2

PROJETO DE TROCADORES MULTITUBULARES

Segundo KERN(1), o cálculo da área de troca térmica necessária para satisfazer as condições do processo e de queda de pressão é denominado projeto de trocadores de calor. Nos capítulos seguintes apresenta-se uma sequência de cálculos para o dimensionamento da área de troca térmica de trocadores de calor do tipo casco e tubo, para operar em processos com e sem mudança de fase.

Para o dimensionamento da área de troca de calor, a sequência abaixo pode ser seguida:

- a) Condições do processo;
- b) Características do trocador;
- c) Área e coeficiente global de troca térmica;
- d) Calor trocado e diferença de temperaturas;
- e) Coeficientes individuais de troca de calor e perda de carga.

Neste capítulo serão abordados os três primeiros itens, e os dois últimos servirão para demonstrar as diferenças entre trocadores com e sem mudança de fase, sendo apresentados no capítulo seguinte.

2.1 Condições do processo

As condições do processo que devem ser observadas no cálculo de trocadores tubulares são:

- temperaturas de operação;
- propriedades físicas dos fluidos;
- perdas de carga admissíveis;
- fatores de incrustação;
- localização dos fluidos no trocador.

2.1.1 Temperaturas de operação :

As temperaturas de operação são definidas de acordo com o processo.

Com relação às temperaturas de saída, pode se ter casos em que apenas uma delas esteja especificada, ou mesmo nenhuma. Na primeira situação, normalmente se determina essa temperatura de forma direta, através do balanço de energia. No segundo caso, o problema é mais complicado, uma vez que um processo iterativo deve ser utilizado. Outra alternativa para a resolução deste problema, é o uso do conceito de efetividade, onde esta substitui as temperaturas de saída.

No programa elaborado não estão previstos os casos onde se desconhece as temperaturas, uma vez que a metodologia utilizada está baseada na diferença de temperatura.

2.1.2 Propriedades físicas dos fluidos:

As propriedades físicas dos fluidos são : viscosidades (μ_s e μ_t), condutividades térmicas (k_s e k_t), calores específicos (Cp_s e Cp_t) e densidades (ρ_s e ρ_t). Os índices s e t referem-se aos fluidos escoando no casco e no tubo, respectivamente.

Estas propriedades físicas são calculadas a partir de correlações, as quais apresentaram resultados satisfatórios frente aos dados obtidos na literatura. As correlações utilizadas foram:

$$\text{-Calor específico: } Cp = a_1 + b_1.T \quad (2.1)$$

$$\text{-Condutividade térmica: } k = a_2 + b_2.T \quad (2.2)$$

$$\text{-Viscosidade da fase líquida: } \log \mu = a_3 + b_3/T \quad (2.3.a)$$

$$\text{-Viscosidade da fase gasosa: } \log \mu = a_4 + b_4.T \quad (2.3.b)$$

$$\text{-Densidade: } \rho = a_5 + b_5.T \quad (2.4)$$

Nestas equações, T é a temperatura média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, expressa em graus

Kelvin e a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5 são constantes.

2.1.3 Perdas de carga admissíveis

As perdas de carga admissíveis dependem do tipo de fluido. Na prática, as perdas de carga normalmente recomendadas, variam entre 10 e 15 psi para líquidos, entre 2 e 10 psi para gases e vapores à pressões intermediárias ou altas, e entre 0,3 e 2 psi para gases e vapores à pressões baixas (próximas de 1 atm) ou vácuo.

2.1.4 Fatores de incrustação

Os fatores de incrustação para o fluido que escoar nos tubos (R_{di}) e para o fluido que escoar no casco (R_{do}), são devidos à sujeira ou outros materiais estranhos ao processo que se depositam na superfície de troca térmica, aumentando a resistência de troca térmica e, conseqüentemente, diminuindo o coeficiente global de transferência de calor.

Para se manter um desempenho satisfatório no trocador em operação, com um tempo de serviço razoável entre uma limpeza e outra, é necessário que se tenha estimado fatores de incrustação apropriados ao projeto. Por este motivo, considerações físicas e econômicas são envolvidas na avaliação da grandeza dos fatores de incrustação, tais como: natureza do fluido e material depositado, temperatura e velocidade do fluido, material que compõe os tubos e o casco do trocador, acabamento e temperatura da parede do tubo, frequência e custo das limpezas requeridas, etc.

As tabelas (2.1.a) e (2.1.b), provenientes da TEMA-Tubular Exchanger Manufacturers Association(2), fornecem alguns valores de fatores de incrustação, para dois tipos diferentes de fluido, a água e algumas frações de petróleo.

Óleos (industriais):	
Óleo combustível	0,000880
Óleo limpo de recirculação	0,000176
Óleos de maquinaria e de transformador	0,000176
Óleo de têmpera	0,000704
Óleos vegetais	0,000528
Gases, vapores (industriais):	
Gás de coque de forno, gás de fábrica	0,000176
Gás de descarga de máquina Diesel	0,000176
Vapores orgânicos	0,000880
Vapor (mancais sem óleo)	0,000000
Vapores de álcool	0,000000
Vapor, descarga (mancais com óleo de máquinas alternadas)	0,000176
Vapores refrigerantes (condensado de compressores alternadores)	0,000352
Ar	0,000352
Líquidos (industriais):	
Orgânico	0,000176
Líquidos refrigerantes, aquecimento, resfriamento ou evaporação	0,000176
Salmoura (resfriamento)	0,000176
Unidades de destilação na pressão atmosférica:	
Resíduos de fundo menores que 25 °API	0,000880
Destilado de fundo, igual ou maior que 25 °API	0,000352
Vapores suspensos não tratados	0,000229
Vapores suspensos tratados	0,000528
Fracções da corrente lateral	0,000229
Unidades de destilação sob vácuo:	
Vapores suspensos para óleo:	
Da torre de bolha (condensador parcial)	0,000176
Do recipiente de jato (sem refluxo apreciável)	0,000528
Vapores suspensos em condensadores resfriados a água :	
Da torre de bolha (condensador final)	0,000176
Do recipiente de jato	0,000704
Corrente lateral:	
Para óleo	0,000176
Para água	0,000352
Resíduos do fundo, menores que 20 °API	0,000880
Destilados do fundo, acima de 20 °API	0,000352
Unidades de estabilização da gasolina natural:	
Alimentação	0,000088
Vapores D.H.	0,000088
Trocadores e resfriadores dos produtos	0,000088
Refrervedores dos produtos	0,000176
Unidades de remoção do H ₂ S:	
Para vapores suspensos	0,000176
Solução para resfriadores do trocador	0,000282
Refrervedor	0,000282

Tabela 2.1.a - Fatores de incrustação de fracções de petróleo(m²C/W)

Unidades de craqueamento:

Alimentação do gasóleo:

Sob 500 °F	0,000352
Igual ou maior que 500 °F	0,000528

Alimentação de nafta:

Sob 500 °F	0,000352
Igual ou maior que 500 °F	0,000704

Separador de vapores (vapores do separador,
do recipiente de jato e do vaporizador)

0,000106

Vapores da torre de vapor

0,000352

Resíduo

0,001760

Unidades de absorção:

Gás	0,000352
óleo graxo	0,000352
óleo pobre	0,000352
Vapores suspensos	0,000176
Gasolina	0,000088

Desbutanizador, despropanizador e unidades de alquilação:

Alimentação	0,000176
Vapores suspensos	0,000176
Produtos dos resfriadores	0,000176
Produtos dos refeeders	0,000352
Alimentação do reator	0,000352

Unidades de tratamento de óleos de lubrificação:

óleo solvente na mistura de alimentação	0,000352
Vapores suspensos	0,000176
óleo refinado	0,000176
Trocadores de calor com óleo refinado resfriados a água	0,000528

Gomas de alcatrões:

Resfriado a óleo e geradores de vapor	0,000880
Resfriado a água	0,000528
Solvente	0,000176

Unidade de desasfaltização:

óleo de alimentação	0,000352
Solvente	0,000352

Asfalto e resina:

Resfriado a óleo e geradores de vapor	0,000880
Resfriado a água	0,000528
Vapores solventes	0,000176
óleo refinado	0,000176
óleo refinado resfriado a água	0,000528

Unidades de extração de graxos:

óleo lubrificante	0,000176
Solvente	0,000176
óleo graxo de aquecimento	0,000176
óleo graxo de resfriamento	0,000528

Tabela 2.1.a - (Cont.) Fatores de incrustação de frações
de petróleo (m²C/W)

Temperatura / meio aquecedor	Até 116 °C	116 - 205 °C
Temperatura / água	52 °C ou menos	Acima de 52°C
	Velocidade da água (m/s)	Velocidade da água (m/s)
Água	< 0,91 > 0,91	< 0,91 > 0,91
Água do mar	0,000088	0,000088 0,000176 0,000176
Água salobra	0,000352	0,000176 0,000528 0,000352
Torre de resfriamento/tanque		
de nebulização artificial:		
Conjunto tratado	0,000176	0,000176 0,000352 0,000352
Não-tratado	0,000528	0,000528 0,000880 0,000880
Cidade ou água de poço	0,000176	0,000176 0,000352 0,000352
Grandes Lagos	0,000176	0,000176 0,000352 0,000352
Lamacenta ou lodosa	0,000528	0,000352 0,000704 0,000528
Dura	0,000528	0,000528 0,000880 0,000880
Invólucro de máquinas	0,000176	0,000176 0,000176 0,000176
Destilada	0,000088	0,000088 0,000088 0,000088
Alimentação de caldeira	0,000176	0,000088 0,000176 0,000176
Descarga de caldeira	0,000352	0,000352 0,000352 0,000352

Tabela 2.1.b - Fatores de incrustação da água (m²C/W)

2.1.5 Localização dos fluidos no trocador

A localização dos fluidos no trocador de calor é definida, levando-se em conta as condições do processo e as considerações econômicas e de manutenção. Desta forma, opta-se por colocar escoando no lado dos tubos os seguintes fluidos:

- _ águas de resfriamento;
- _ vapores de água em condensação;
- _ fluidos operando em temperaturas e pressões elevadas;
- _ fluidos corrosivos ou que causem uma maior incrustação.

Opta-se por colocar escoando no lado do casco, os seguintes fluidos:

- _ fluidos com maior vazão;

- vapores de outras substâncias que não a água;
- fluidos que possuam uma diferença de temperatura entre a entrada e a saída maior do que 150 graus Centígrados, se o número de passagens nos tubos for maior que um, pois minimiza-se os problemas de construção causados pela expansão térmica.

Em caso de divergências entre as situações acima, deve-se optar pela escolha mais econômica, sem perder de vista que o objetivo principal do trocador é o seu desempenho térmico com alto grau de confiabilidade, satisfazendo as condições do processo e de queda de pressão.

2.2 Características do trocador

Os trocadores tubulares apresentam características particulares, que os diferem dos outros trocadores existentes. Aqui ressaltaremos algumas destas características, a fim de que se possa ter uma melhor compreensão das aplicações deste tipo de trocadores.

2.2.1 Tipos de trocadores de calor casco e tubo

De acordo com a TEMA(2), existem três tipos de classes mecânicas de trocador, representados por três letras: R, C e B. A classe R compreende as aplicações em processos petroquímicos. A classe C compreende as aplicações comerciais e processos em geral, e a classe B, o serviço em processos químicos.

Para a identificação do arranjo mecânico de um trocador, utiliza-se também três letras padronizadas pela TEMA, que correspondem às partes dianteira(cabeçote estacionário), intermediária(casco) e traseira(cabeçote traseiro).

A figura (2.1) apresenta a notação utilizada pela TEMA, para cada parte dos trocadores existentes.

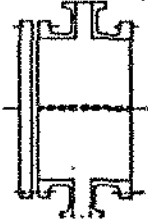
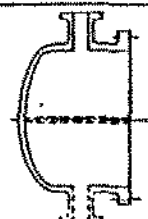
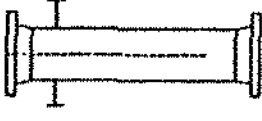
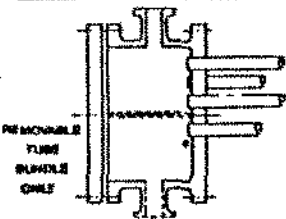
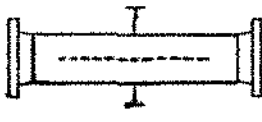
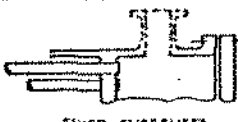
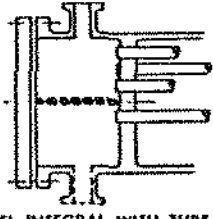
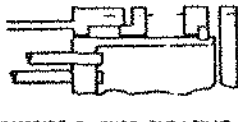
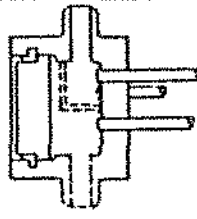
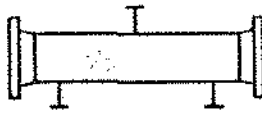
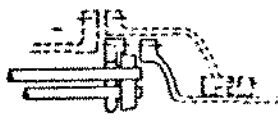
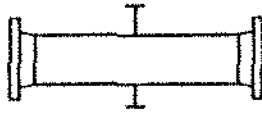
FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Figura 2.1 - Notação utilizada pela TEMA para
os trocadores existentes

2.2.1.1 - Cabecotes estacionários:

Tipo A: Este tipo de cabecote possui carretel e flanges removíveis, e é usado em trocadores com espelhos fixos, tubos em U ou feixe de tubos removível. Para a limpeza dos tubos não é necessário desconectar as tubulações do trocador. É o tipo mais usado.

Tipo B: Este tipo possui fundo abaulado, e também é usado em trocadores com espelhos fixos, tubos em U ou feixe de tubos removível, como no Tipo A. Para limpeza dos tubos deve ser desconectado das tubulações externas.

Tipo C: É integral com o espelho do trocador, e possui flange de abertura removível. É de difícil manutenção, e por isso, pouco utilizado.

Tipo N: O carretel é integrado ao casco. É usado em trocadores com espelhos fixos.

Tipo D: O carretel é integrado com o espelho. É usado para altas pressões (em torno de 1000 psi).

2.2.1.2 - Cascos:

Tipo E: Possui uma única passagem. É o mais barato e mais comum. O fluido entra por uma extremidade e sai pela outra. Os tubos podem ter uma ou mais passagens e são suportados por chicanas transversais.

Tipo F: Possui duas passagens com uma chicana longitudinal. Os fluxos são em contracorrente e com isso a efetividade do trocador é maior. É recomendável não se utilizar este tipo de casco quando a perda de carga for maior que 10 psi e quando a diferença entre as temperaturas de entrada e de saída do fluido do casco for maior do que 180°C. Isso para evitar uma excessiva transmissão de calor por condução através da chicana, o que acarretaria modificações no coeficiente global de transferência.

cia de calor.

Tipo G: Tem fluxo bipartido, com chicanas horizontais e extremidades removíveis. É frequentemente usado como refulvedor horizontal com termossifão.

Tipo H: Fluxo duplamente bipartido. Possui dois bocais de entrada, dois de saída e duas chicanas horizontais.

Tipo J: Fluxo dividido, que reduz a perda de carga se comparada ao Tipo E. Por este motivo, é utilizado em aplicações à baixas pressões.

Tipo K: Refulvedor tipo chaleira, com o feixe de tubos na base do casco cobrindo 60% do diâmetro do casco. É usado somente para refulvedores com vaporização total, onde o líquido ocupa o feixe de tubos e o vapor o espaço superior (sem tubos). A chicana vertical funciona como represa do condensado e o excesso de líquido que transborda é drenado. O feixe de tubos em U é utilizado.

Tipo X: Possui fluxo cruzado. Não são usadas chicanas, mas placas de suporte, para suprimir as vibrações induzidas pelo fluxo no casco. A perda de carga para o fluido no lado do casco é baixa.

2.2.1.3 - Cabecotes traseiros:

Tipos L, M, N: São usados para trocadores com espelhos fixos. O Tipo L é similar ao Tipo A, o Tipo M similar ao Tipo B e o Tipo N similar ao Tipo C. Segundo BELL(3), os cabecotes traseiros com espelho fixo devem ser usados quando a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos for menor que 60°C. Isso porque estes tipos de cabecotes são vulneráveis à expansão térmica.

Tipo T ("pull through"): É o tipo mais simples de cabecote flutuante. O espelho é menor e parafusado diretamente na

tampa, de maneira que pode ser removido para inspeção e limpeza do lado do casco. Neste tipo, alguns tubos devem ser omitidos na periferia do feixe, para acomodar os parafusos na direção da tampa. Isso aumenta a folga entre o feixe de tubos e o casco e faz com que diminua o fluxo através do feixe, prejudicando o desempenho térmico do trocador. Esse problema pode ser reduzido com o uso de tiras selantes, colocadas longitudinalmente.

O objetivo dos cabeçotes flutuantes é resolver o problema da expansão térmica. Cada configuração tem vantagens e desvantagens que devem ser consideradas no momento de sua escolha, de modo que o objetivo principal seja alcançado.

Tipo S: Possui anel bipartido. O espelho flutuante é fixado a uma tampa interna pelo anel bipartido, ganhando flexibilidade para se movimentar e absorver os deslocamentos causados pela expansão térmica. Neste tipo, os tubos ficam mais próximos do casco e, com isso, o desempenho térmico do trocador é melhor. É o mais utilizado.

Tipo P: Possui caixa de gaxetas externas que sela o fluido do lado do casco, permitindo o movimento do cabeçote e evitando que ocorra vazamentos e mistura com o fluido do tubo.

Tipo W: Possui uma junta em anel ao redor do espelho, para selar os fluidos durante o movimento do espelho. Não deve ser usado para fluidos tóxicos porque apresenta riscos de vazamento nas juntas.

De acordo com BELL(3), os cabeçotes Tipos P e W não são tão bem selados como os Tipos S e T, mas têm a vantagem de permitir a construção de um único passe do lado dos tubos.

Tipo U: Possui feixe de tubos em U. O feixe de tubos em U pode ser usado em substituição ao trocador com espelho fixo e tubos retos, onde o uso da junta de expansão para resolver

o problema da expansão térmica torna o equipamento mais caro, devido à dificuldade da construção.

O feixe de tubos em U apresenta a desvantagem de não permitir a substituição individual dos tubos (exceto os da fileira mais externa). A limpeza do lado externo aos tubos pode ser feita mecanicamente, mas do lado interno não é tão fácil. Por isso, recomenda-se o uso de tubos em U quando o fator de depósito do lado dos tubos for menor do que $0,000352 \text{ m}^2\text{C/W}$.

A tabela (2.2), construída por GOLDSTEIN Jr. (4), traz recomendações quanto à escolha do feixe de tubos em relação aos fatores de incrustação.

Fator de incrustação ($\text{m}^2\text{C/W}$)		Tipo do feixe tubular
Tubos	Casco	
$\leq 0,000352$	$> 0,000352$	Tubos em U ou cabecote flutuante
$< 0,000352$	$\leq 0,000352$	Espelho fixo com limpeza química no lado do casco
$> 0,000352$	$> 0,000352$	Cabecote flutuante

Tabela 2.2 - Recomendações para a escolha do tipo
do feixe tubular

2.2.2 Tubos:

A distribuição dos tubos deve ser de tal maneira que minimize o desvio em torno do feixe de tubos.

2.2.2.1 - Comprimento(L):

Para se determinar o comprimento dos tubos, deve-se considerar o espaço disponível para a instalação, fatores econômi-

cos e a padronização existente. De acordo com a TEMA(2), são tomados como padrão os comprimentos de tubos de 8 pés, 10 pés, 12 pés, 16 pés e 20 pés. Se não houver limitações de projeto, deve-se utilizar o de 20 pés por ser maior, e por este motivo, mais econômico, uma vez que diminui-se o número de unidades a serem utilizadas, bem como o número de passagens.

2.2.2.2 - Diâmetro externo dos tubos(d_2):

Os diâmetros externos padrão são: 1/4 pol., 3/8 pol., 3/4 pol., 1 pol., 1 1/2 pol., 2 pol. e 2 1/2 pol. Os mais usados são os diâmetros de 3/4 pol., 1 pol. e 1 1/2 pol., sendo que:

-Para fluidos com fator de depósito menor que $0,003 \text{ h.ft}^2.\text{F/BTU}$ deve-se utilizar o de 3/4 polegadas;

-Para fluidos com fator de depósito maior que $0,003 \text{ h.ft}^2.\text{F/BTU}$ deve-se utilizar o de 1 polegada;

-Para fluidos com problemas de perda de carga deve-se utilizar o de 1 1/2 polegadas.

2.2.2.3 - Diâmetro interno dos tubos(d_i): O diâmetro interno dos tubos é definido por:

$$d_i = d_2 - 2.e \quad (2.5)$$

onde: e é a espessura da parede do tubo, que é apresentada na tabela (2.3), proveniente da referência (1).

2.2.2.4 - Disposição dos tubos(ARR): A TEMA apresenta quatro tipos de disposição dos tubos, relacionadas com a direção do escoamento do lado do casco. A figura (2.2) mostra os quatro tipos utilizados.

Os arranjos triangular, quadrado e quadrado rotacionado são os mais utilizados. A tabela (2.4) apresenta algumas recomendações para a escolha da distribuição dos tubos no trocador, segundo RIBEIRO(10).

d2(mm)	BWG	e(mm)	di(mm)	at1.10 ⁵ (m ²)	a''(m ² /m)	
					external	internal
12,70	12	2,77	7,22	4,03	0,039	0,023
	14	2,11	8,48	5,65		0,027
	16	1,65	9,39	6,94		0,029
	18	1,25	10,21	8,19		0,032
	20	0,89	10,92	9,35		0,034
19,05	10	3,40	12,24	11,74	0,059	0,038
	11	3,05	12,95	13,16		0,041
	12	2,78	13,51	14,39		0,042
	13	2,41	14,22	15,94		0,045
	14	2,11	14,83	17,29		0,047
	15	1,83	15,39	18,65		0,048
	16	1,65	15,75	19,48		0,049
	17	1,47	16,10	20,26		0,051
25,40	18	1,25	16,56	21,55	0,079	0,052
	8	4,19	17,02	22,90		0,053
	9	3,76	17,88	25,09		0,056
	10	3,40	18,59	27,16		0,058
	11	3,04	19,30	29,35		0,061
	12	2,77	19,86	30,90		0,062
	13	2,41	20,57	33,23		0,065
	14	2,11	21,18	35,23		0,066
	15	1,83	21,74	37,16		0,068
	16	1,65	22,09	38,32		0,069
	17	1,47	22,45	39,55		0,070
	18	1,24	22,91	41,23		0,072

Tabela 2.3 - Características dos tubos

d2(mm)	BWG	e(mm)	di(mm)	at1.10 ⁵ (m ²)	a''(m ² /m)	
					external	internal
31,75	8	4,19	23,37	42,25	0,099	0,073
	9	3,76	24,23	46,06		0,076
	10	3,40	24,94	48,83		0,078
	11	3,05	25,65	51,61		0,081
	12	2,76	26,16	53,93		0,082
	13	2,41	26,92	57,03		0,085
	14	2,11	27,43	59,55		0,086
	15	1,83	28,19	61,94		0,088
	16	1,65	28,45	63,55		0,089
	17	1,47	28,70	65,16		0,090
38,10	18	1,24	29,21	67,09	0,119	0,092
	8	4,19	29,72	69,35		0,093
	9	3,76	30,48	73,55		0,096
	10	3,40	31,24	76,77		0,098
	11	3,05	32,00	80,06		0,101
	12	2,77	32,51	83,23		0,102
	13	2,41	33,27	87,09		0,105
	14	2,11	33,78	90,32		0,106
	15	1,83	34,54	92,90		0,108
	16	1,65	34,79	94,84		0,109
	17	1,47	35,05	96,77		0,110
	18	1,24	35,56	99,35		0,112

Tabela 2.3 - (Cont.) Características dos tubos

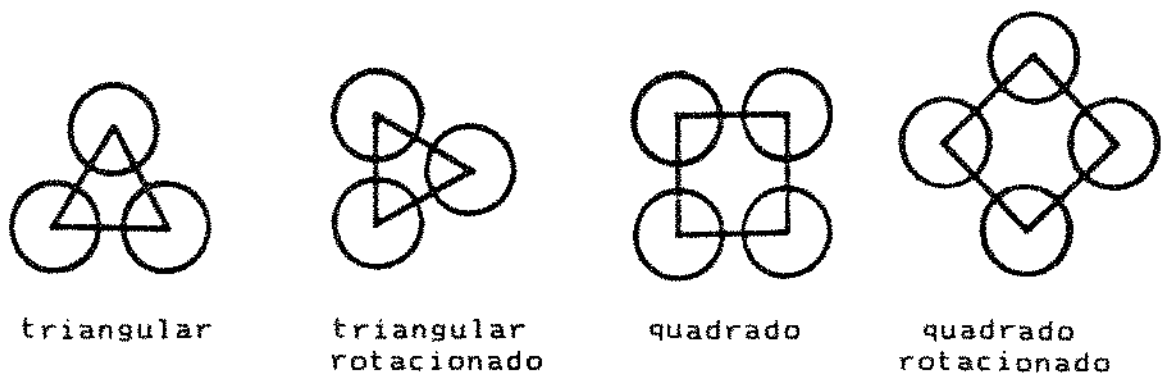


Figura 2.2 - Tipos de disposição geométrica dos tubos

REQUISITOS	DISPOSIÇÃO
Fator de incrustação do lado do casco $\leq 0,000352$	Triangular
Fator de incrustação do lado do casco $> 0,000352$	Quadrada
Quando  requerida limpeza mecânica da superfície externa dos tubos	Quadrada
Quando  requerida ou pode ser feita limpeza química do lado do casco	Triangular
Trocador com espelho fixo	Triangular
Trocador com feixes removíveis	Quadrada ou Triangular
Trocador com tubos em U	Triangular

Tabela 2.4 - Recomendações para a escolha da disposição geométrica dos tubos no trocador

Com relação à limpeza, o arranjo triangular e triangular rotacionado não devem ser utilizados quando o fator de depósito do lado do casco for maior que $0,000352 \text{ m}^2\text{C/W}$, e o casco deve ser limpo mecanicamente.

2.2.2.5 - Distância entre centros de tubos adjacentes(P1):

Os tubos devem ser espaçados com uma distância mínima de centro a centro de 1,25 vezes o diâmetro externo dos tubos, pois uma largura de metal muito pequena enfraquecerá o espelho. A tabela (2.5) apresenta as distâncias mais usadas em função dos diâmetros externos dos tubos para os arranjos usuais.

d2-Diâmetro externo do tubo(mm)	P1/d2	
	Passo triangular	Passo quadrado
19,05	1,25 - 1,33	1,33
25,40	1,25	1,25
31,75	1,31	1,31
> 31,75	1	1

Tabela 2.5 - Passo em função dos diâmetros externos dos tubos

Define-se pr como a razão entre a distância entre os centros de tubos adjacentes e o diâmetro externo dos tubos como:

$$pr = \frac{P_1}{d_2} \quad (2.6)$$

A distância entre os tubos (dt) é dada pela diferença entre a distância entre centros de tubos adjacentes e o diâmetro externo dos tubos:

$$dt = P_1 - d_2 \quad (2.7)$$

2.2.3 Diâmetro interno do casco(D1):

O diâmetro interno do casco é encontrado na tabela (2.6). Esta tabela é fornecida pelos fabricantes de trocadores de calor do tipo casco e tubo e apresentada na referência (11).

					Número de passagens nos tubos				
D1(mm)	d3(mm)	d2(mm)	ARR	P1(mm)	1	2	4	6	8
		19,05	tri	23,787	38	32	26	24	18
		19,05	qua	25,400	32	26	20	20	
205,00	173,25	19,05	tri	25,400	37	30	24	16	
		25,40	qua	31,750	21	16	16	14	
		25,40	tri	31,750	22	18	16	14	
		19,05	tri	23,787	62	56	47	42	36
		19,05	qua	25,400	52	52	40	36	
254,31	222,76	19,05	tri	25,400	61	52	48	48	
		25,40	qua	31,750	32	32	26	24	
		25,40	tri	31,750	37	32	28	28	
		19,05	tri	23,787	109	98	86	82	
		19,05	qua	25,400	80	72	68	68	60
304,80	260,35	19,05	tri	25,400	90	84	72	70	68
		25,40	qua	31,750	48	44	40	38	36
		25,40	tri	31,750	57	52	44	42	40
		19,05	tri	23,787	127	114	96	90	86
		19,05	qua	25,400	95	90	81	77	70
536,55	304,80	19,05	tri	25,400	110	101	90	88	74
		25,40	qua	31,750	60	56	51	46	44
		25,40	tri	31,750	67	63	56	54	50
		19,05	tri	23,787	170	160	140	136	128
		19,05	qua	25,400	138	132	116	112	108
387,35	355,60	19,05	tri	25,400	163	152	136	133	110
		25,40	qua	31,750	88	82	75	70	64
		25,40	tri	31,750	96	92	86	84	72
		19,05	tri	23,787	239	224	194	188	178
		19,05	qua	25,400	188	178	168	164	142
438,15	406,40	19,05	tri	25,400	211	201	181	176	166
		25,40	qua	31,750	112	110	102	98	82
		25,40	tri	31,750	130	124	116	110	94
		19,05	tri	23,787	301	282	252	244	234
		19,05	qua	25,400	236	224	216	208	188
488,95	457,20	19,05	tri	25,400	273	256	242	236	210
		25,40	qua	31,750	148	142	136	129	116
		25,40	tri	31,750	172	162	152	148	128
		19,05	tri	23,787	361	342	314	306	290
533,40	488,95	19,05	qua	25,400	276	264	246	240	234
		19,05	tri	25,400	318	308	279	269	260
		25,40	qua	31,750	170	168	157	150	148
		25,40	tri	31,750	199	188	170	164	160

Tabela 2.6 - Diâmetro do casco com os números de tubos correspondentes

Número de passagens nos tubos									
D1(mm)	d3(mm)	d2(mm)	ARR	P1(mm)	1	2	4	6	8
		19,05	tri	23,787	442	420	386	378	364
		19,05	qua	25,400	341	321	308	296	292
590,55	546,10	19,05	tri	25,400	381	369	349	326	328
		25,40	qua	31,750	210	199	197	186	184
		25,40	tri	31,750	247	230	216	208	202
		19,05	tri	23,787	531	506	468	446	434
		19,05	qua	25,400	397	391	370	360	343
635,00	593,73	19,05	tri	25,400	470	452	422	394	382
		25,40	qua	31,750	250	248	224	216	210
		25,40	tri	31,750	294	282	256	252	242
		19,05	tri	23,787	637	602	550	536	524
		19,05	qua	25,400	465	452	427	418	408
685,80	644,53	19,05	tri	25,400	559	534	488	474	464
		25,40	qua	31,750	286	275	267	257	250
		25,40	tri	31,750	349	334	302	296	286
		19,05	tri	23,787	721	692	640	620	594
		19,05	qua	25,400	554	542	525	509	500
736,60	695,33	19,05	tri	25,400	630	604	556	538	508
		25,40	qua	31,750	348	340	322	314	313
		25,40	tri	31,750	397	376	354	334	316
		19,05	tri	23,787	847	822	766	722	720
		19,05	qua	25,400	633	616	590	586	570
787,40	746,13	19,05	tri	25,400	745	728	678	666	640
		25,40	qua	31,750	402	390	366	360	348
		25,40	tri	31,750	472	454	430	420	400
		19,05	tri	23,787	974	938	872	852	826
		19,05	qua	25,400	742	713	687	683	672
838,20	796,23	19,05	tri	25,400	856	830	774	760	732
		25,40	qua	31,750	460	453	430	420	414
		25,40	tri	31,750	538	522	486	470	454
		19,05	tri	23,787	1102	1068	1004	988	958
		19,05	qua	25,400	827	811	773	762	756
889,00	847,73	19,05	tri	25,400	970	938	882	864	848
		25,40	qua	31,750	517	513	487	486	480
		25,40	tri	31,750	608	592	566	546	532
		19,05	tri	23,787	1142	1200	1144	1104	1078
		19,05	qua	25,400	929	902	880	870	852
939,80	895,35	19,05	tri	25,400	1090	1042	982	966	958
		25,40	qua	31,750	588	580	555	544	538
		25,40	tri	31,750	678	664	632	614	598

Tabela 2.6 - (Cont.) Diâmetro do casco com os números
de tubos correspondentes

D1 (mm)	d3 (mm)	d2 (mm)	ARR	P1 (mm)	Número de passagens nos tubos				
					1	2	4	6	8

990,60	946,15	19,05	tri	23,787	1377	1330	1258	1248	1212
		19,05	qua	25,400	1025	1012	984	964	952
		19,05	tri	25,400	1206	1176	1128	1100	1078
		25,40	qua	31,750	645	637	619	610	605
		25,40	tri	31,750	766	736	700	688	672

1066,80	1022,35	19,05	tri	23,787	1611	1580	1498	1464	1456
		19,05	qua	25,400	1201	1171	1144	1109	1087
		19,05	tri	25,400	1409	1378	1314	1296	1280
		25,40	qua	31,750	745	728	708	686	680
		25,40	tri	31,750	890	878	834	808	800

1117,60	1073,15	19,05	tri	23,787	1782	1738	1650	1624	1592
		19,05	qua	25,400	1349	1327	1286	1270	1252
		19,05	tri	25,400	1562	1535	1464	1422	1394
		25,40	qua	31,750	856	837	809	778	763
		25,40	tri	31,750	990	966	921	888	871

1219,20	1168,40	19,05	tri	23,787	1965	1908	1834	1801	1766
		19,05	qua	25,400	1620	1598	1553	1535	1505
		19,05	tri	25,400	1827	1845	1766	1724	1690
		25,40	qua	31,750	1029	1010	975	959	940
		25,40	tri	31,750	1188	1163	1098	1076	1055

1320,80	1270,00	19,05	tri	23,787	2347	2273	2178	2152	2110
		19,05	qua	25,400	1918	1890	1848	1826	1790
		19,05	tri	25,400	2212	2183	2092	2050	2010
		25,40	qua	31,750	1216	1196	1167	1132	1110
		25,40	tri	31,750	1405	1375	1323	1287	1262

1422,40	1371,60	19,05	tri	23,787	2704	2660	2556	2526	2489
		19,05	qua	25,400	2241	2214	2167	2142	2110
		19,05	tri	25,400	2588	2545	2446	2409	2373
		25,40	qua	31,750	1420	1400	1371	1333	1307
		25,40	tri	31,750	1638	1605	1549	1501	1472

1524,00	1473,20	19,05	tri	23,787	3399	3343	3232	3195	3162
		19,05	qua	25,400	2587	2556	2510	2485	2460
		19,05	tri	25,400	2987	2945	2827	2798	2770
		25,40	qua	31,750	1639	1615	1587	1553	1522
		25,40	tri	31,750	1889	1851	1797	1761	1726

Tabela 2.6 - (Cont.) Diâmetro do casco com os números
de tubos correspondentes

De acordo com a TEMA, tomou-se o diâmetro máximo do casco igual a 60 pol. Trocadores com diâmetros maiores exigem requisitos adicionais. Na prática, normalmente são utilizados diâmetros do casco com no máximo 48 pol.

Os valores apresentados na tabela (2.6) são valores reais, resultado da contagem do número de tubos para cada casco, em trocadores existentes dos Tipos S e P.

Para a determinação do diâmetro do feixe de tubos (d_3), temos que:

$$d_3 = (N_c - 1) \cdot P_1 + d_2 \quad (2.8)$$

onde : N_c é o número de tubos na fileira central do trocador, e é definido em função do número total de tubos:

para arranjo triangular:

$$\text{Se } 20 < N_t < 2000 \text{ então } N_c = 1,29 \cdot N_t^{1/2,11} \quad (2.9)$$

$$\text{Se } N_t > 2000 \text{ então: } N_c = 1,05 \cdot \sqrt{N_t} \quad (2.10)$$

para arranjo quadrado:

$$\text{Se } 20 < N_t < 2000 \text{ então } N_c = 1,397 \cdot N_t^{1/2,11} \quad (2.11)$$

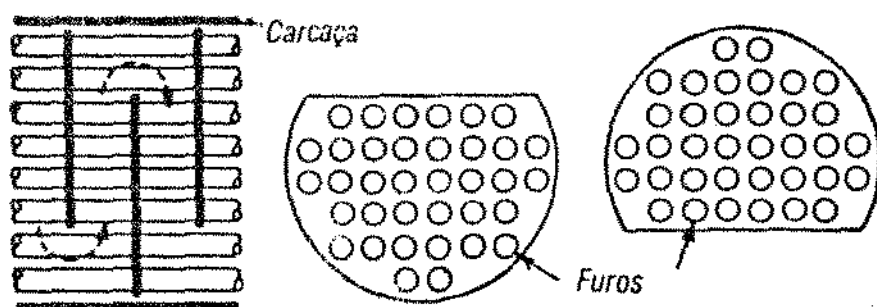
$$\text{Se } N_t > 2000 \text{ então } N_c = 1,129 \cdot \sqrt{N_t} \quad (2.12)$$

2.2.4 Chicanas:

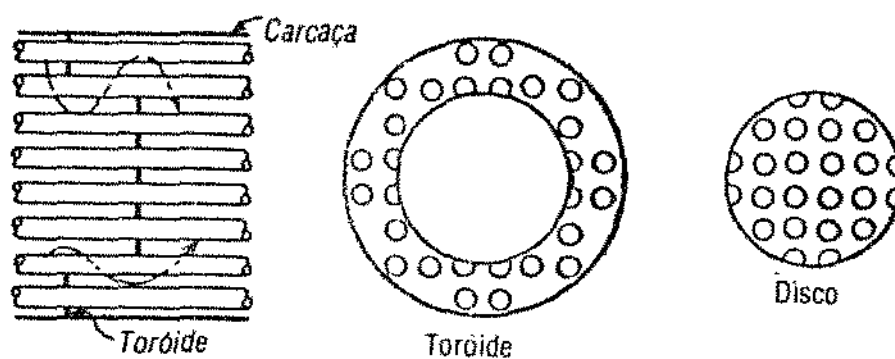
Segundo SHAH(5), as chicanas são classificadas em transversais e longitudinais. O objetivo das longitudinais é o controle da direção do fluxo do fluido do casco, de modo que a corrente passe mais de uma vez pelo casco. As chicanas transversais podem ser classificadas em planas e em barras.

As chicanas planas são usadas para suportar os tubos, direcionar o fluxo através do feixe aproximadamente a ângulos retos aos tubos, e para aumentar a turbulência do fluido do casco.

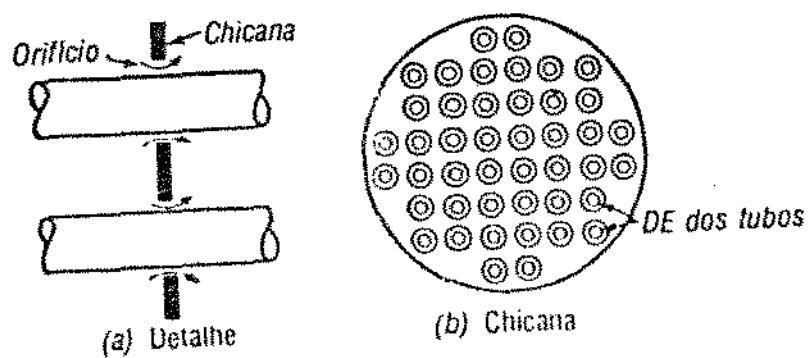
Os tipos são: chicanas multi-segmentadas, disco-e-anel e chicanas de orifício. Elas são mostradas na figura (2.3). As chicanas segmentadas simples e dupla são frequentemente as mais usa-



Chicanas multisegmentadas



Chicanas tipo disco-e-anel



Chicanas de orifício

Figura 2.3 - Tipos de chicanas

das. As segmentadas triplas e a segmentada sem tubos na janela são usadas para aplicações onde ocorrem baixas perdas de carga. As chicanas disco-e-anel e as de orifício raramente são usadas.

As chicanas em barras são usadas para suportar os tubos e aumentar a turbulência do fluido do casco. O fluxo no trocador com chicanas em barras é paralelo ao fluxo dos tubos. SHAH(5) mostra quatro arranjos de aplicação dessas chicanas. Também são pouco usadas.

A escolha do tipo de chicana, o espaçamento e o corte são diretamente influenciados pela vazão dos fluidos, perda de carga admissível, suporte necessário aos tubos e vibrações induzidas pelo fluxo.

2.2.4.1 - Espaçamento entre as chicanas(L3):

A TEMA define como espaçamento máximo o diâmetro interno do casco(Di), e como espaçamento mínimo 1/5 do diâmetro do casco em polegadas ou 2 polegadas, escolhendo-se o maior deles.

Os espaçamentos extremos(entre as chicanas mais extremas e os bocais de entrada e de saída) podem ser iguais ou não ao espaçamento das chicanas intermediárias, dependendo do tipo de construção do trocador.

2.2.4.2 - Corte da chicana:

É expresso como uma percentagem do diâmetro interno do casco, de acordo com a TEMA(2). Para chicanas segmentadas, este valor varia entre 20 e 30%, sendo geralmente utilizado o de 25%.

Conforme BELL(3), a posição do corte das chicanas depende do tipo e temperatura do fluido circulando no casco. No caso de condensadores, utiliza-se o corte na posição vertical, para evitar o acúmulo de condensado nas partes baixas do trocador. Para gases à baixa pressão, o corte de 40 a 45% é mais usado, por minimizar a perda de carga.

2.2.4.3 - Diâmetro da chicana(Dchi):

A TEMA fornece tabelas com a diferença (D1 - Dchi) em função do diâmetro do casco, para as três classes padrão de trocadores. Os valores de (D1 - Dchi) são os mesmos para as mesmas faixas do diâmetro do casco. A tabela (2.7) traz estas diferenças para a classe R de trocadores.

Diâmetro interno nominal do casco (mm)	D1 - Dchi(mm)
203,20 - 330,20	2,540
355,60 - 431,80	3,175
457,20 - 584,20	3,810
609,60 - 990,60	4,445
1016,00 - 1371,60	5,715
Acima de 1397,00	7,620

Tabela 2.7 - Diferenças entre D1 e Dchi

2.2.4.4 - Diâmetro dos orifícios das chicanas(d4):

De acordo com a TEMA(2), para o comprimento máximo dos tubos sem apoio menor ou igual a 36 polegadas, os orifícios das chicanas devem ser furados com 1/32 polegadas a mais do que o diâmetro externo dos tubos. Para um comprimento máximo dos tubos sem apoio maior do que 36 polegadas, os orifícios das chicanas devem ser furados de 1/64 polegadas a mais do que o diâmetro externo dos tubos.

Assim :

$$\text{para } 2.L_3 \leq 36 \text{ pol temos : } d4 = 1/32 + d2 \quad (2.13)$$

$$\text{para } 2.L_3 > 36 \text{ pol temos : } d4 = 1/64 + d2 \quad (2.14)$$

2.2.5 Tirantes de ligação e espaçadores:

Tirantes de ligação, espaçadores, ou outros meios equivalentes de ligação do conjunto de chicanas, podem ser utilizados a fim de sustentar as chicanas transversais e manter as placas de suporte seguras na posição. A TEMA traz sugestões quanto a quantidade e diâmetro dos tirantes e espaçadores para vários diâmetros de trocadores.

2.2.6 Tiras selantes :

Servem para diminuir a corrente que desvia e contorna o feixe de tubos. Com relação ao seu uso, adiciona-se tiras selantes quando:

$$D1 - d3 > 1,5 \text{ pol ou}$$

$$D1 - d3 > 0,5 \text{ pol e } Sb/Aex > 0,1$$

onde : Aex é a área efetiva do fluxo cruzado no trocador, dada por:

$$Aex = Sm - Sb \quad (2.15)$$

Sb é a área para o desvio em torno do feixe de tubos dada pela equação (3.39).

Sm é a área mínima para o fluxo cruzado próximo à linha central do trocador, que será dada pelas equações (3.23.a) e (3.23.b).

Não se adiciona tiras selantes quando:

- a) $D1 - d3 < 0,5 \text{ pol};$
- b) tem-se vapores condensando ou líquidos evaporando no lado do casco;
- c) utiliza-se chicanas triplamente segmentadas.

As tiras selantes são usadas para cada 5 ou 7 fileiras de tubos cruzados pelo escoamento, e o número de pares de tiras selantes(Nss) é dado por:

$$N_{ss} = \frac{N_c}{5} \quad (2.16)$$

2.2.7 Número de tubos por chicana(Ntchi):

é calculado através da seguinte equação:

$$N_{tchi} = N_t \cdot (1 - r_5) \quad (2.17)$$

onde : r_5 é a razão entre a área de uma janela da chicana (A_j) e a área total da seção do casco (A_T), dada por:

$$r_5 = \frac{A_j}{A_T} \quad (2.18)$$

com A_j e A_T dadas pelas equações abaixo:

$$A_j = \frac{1}{2} \frac{D_1^2}{4} (\theta - \sin \theta) \quad (2.19)$$

O valor de θ é estimado pela equação (3.35).

$$A_T = \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (2.20)$$

2.3 Área e coeficiente global de troca térmica:

2.3.1 Área de troca térmica:

A área de troca térmica a ser usada no projeto de trocadores de calor neste trabalho é dada pela equação abaixo:

$$ÁREA = N_t \cdot a'' \cdot L \quad (2.21)$$

onde : a'' é a área por unidade de comprimento linear do tubo, encontrada na tabela (2.3);

N_t é o número de tubos, obtido na tabela (2.6).

2.3.2 Coeficiente global de troca térmica:

O coeficiente global de troca térmica de projeto é dado por:

$$Q = UD \cdot ÁREA \cdot \Delta t \quad (2.22)$$

O coeficiente global de troca térmico limpo, ou seja, sem levar em conta a incrustação, é dado por:

$$UC = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.23)$$

onde : h_i, h_o = coeficiente de película para os tubos e o casco, respectivamente.

Com estes valores, o fator de incrustação pode ser calculado:

$$R_d = \frac{UC - UD}{UC \cdot UD} \quad (2.24)$$

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3

TROCADORES MULTITUBULARES OPERANDO COM E SEM MUDANÇA DE FASE

As diferenças no projeto de trocadores de calor multitubulares, em processos com e sem mudança de fase, residem em dois pontos fundamentais, que são:

- cálculo do calor trocado e da diferença de temperaturas;
- cálculo dos coeficientes individuais de troca de calor e queda de pressão.

Neste capítulo, são abordados estes dois tipos de trocadores, com base nestas diferenças.

3.1 Trocadores de calor operando sem mudança de fase:

As equações para o dimensionamento termo-hidráulico de trocadores operando em processos sem mudança de fase, apresentadas neste trabalho, estão baseadas no método de BELL-DELAWARE para o lado do casco.

3.1.1 Calor trocado e diferença de temperaturas:

3.1.1.1 - Calor trocado:

A taxa de transferência de calor no trocador corresponde à troca de calor sensível de um fluido para outro, considerando-se desprezível a perda de calor para o ambiente. É calculada por:

$$Q = W_s.C_{ps}.\Delta T_s = W_t.C_{pt}.\Delta T_t \quad (3.1)$$

onde ΔT_s e ΔT_t são as diferenças entre as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos do casco e do tubo, respectivamente.

3.1.1.2 - Diferença de temperaturas:

A diferença de temperaturas a ser utilizada nestes cálculos é a MLDT para escoamento contracorrente, multiplicada por um fator de correção para os casos em que se tenha um escoamento par-

te em paralelo e parte em contracorrente, ou seja, de acordo com a seguinte equação:

$$\Delta t = F_t \cdot \text{MLDT} \quad (3.2)$$

onde : F_t é o fator de correção para a MLDT.

a) MLDT: A média logarítmica da diferença de temperaturas é definida para escoamento em paralelo e escoamento em contracorrente. Excetuando-se o caso em que se tenha um fluido operando isotermicamente, tem-se desvantagens térmicas no uso do escoamento em paralelo, pois neste caso, o valor da MLDT é sempre menor do que para o escoamento em contracorrente. Por representar um máximo, é que se utiliza a MLDT para o escoamento em contracorrente no cálculo dos trocadores multitubulares. As figuras (3.1.a) e (3.1.b) representam os perfis de temperatura para os escoamentos em paralelo e em contracorrente.

A MLDT pode ser calculada por:

$$\text{MLDT} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (3.3)$$

onde : ΔT_a , ΔT_b são as diferenças de temperaturas nos terminais a e b, respectivamente, dados por:

$$\Delta T_a = T_1 - t_2 \quad (3.4.a)$$

$$\Delta T_b = T_2 - t_1 \quad (3.4.b)$$

. T_1 e T_2 são as temperaturas de entrada e de saída do fluido quente, respectivamente;

. t_1 e t_2 são as temperaturas de entrada e de saída do fluido frio, respectivamente.

De acordo com KREITH(6), a média aritmética poderá ser utilizada em lugar da MLDT para simplificar os cálculos se ΔT_a não for 50% maior do que ΔT_b . Por sua vez, KERN(1) acrescenta que a média aritmética se aproxima da MLDT somente quando ΔT_a e ΔT_b

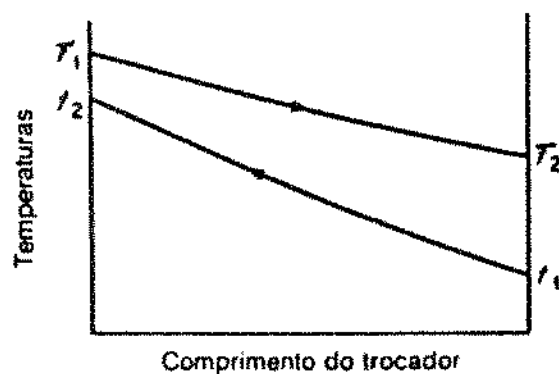


Figura 3.1.a Distribuição de temperatura num trocador de calor com correntes opostas

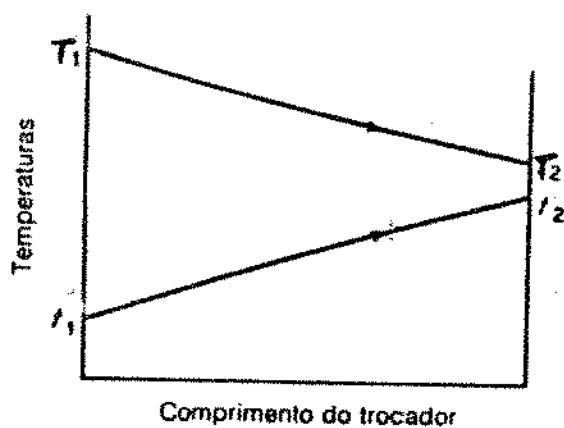


Figura 3.1.b - Distribuição de temperatura num trocador de calor com correntes paralelas

tendem a ficar iguais.

b) Fator de correção para a MLDT: O trocador com mais de uma passagem nos tubos é muito utilizado em grande parte

das operações industriais. Tendo-se mais de uma passagem nos tubos, o escoamento torna-se parte contracorrente e parte paralelo. Neste caso, somente a MLDT para o escoamento em contracorrente ou para o escoamento em paralelo não pode ser a verdadeira diferença de temperatura para um dispositivo que atua simultaneamente com estas duas formas de escoamento. É necessário, pois, introduzir um fator para a correção da MLDT. BLACKWELL e HAYDU(7) apresentaram uma equação para F_t desenvolvida por TABOREK, que fornece bons resultados:

$$F_t = \left(\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \right) \frac{\ln[(1 - P_x)/(1 - R \cdot P_x)]}{\ln \left[\frac{(2/P_x) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P_x) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (3.5.a)$$

onde :

$$P_x = \frac{1 - \left[\frac{R \cdot P - 1}{P - 1} \right]^{1/N}}{R - \left[\frac{R \cdot P - 1}{P - 1} \right]^{1/N}} \quad (3.6)$$

sendo que: $P = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1)$

$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$

N = número de passagens na carcaça;

ou, se $R = 1$:

$$F_t = \frac{P_x \cdot \sqrt{R^2 + 1} / (1 - P_x)}{\ln \left[\frac{(2/P_x) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P_x) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \quad (3.5.b)$$

onde : $P_x = P/(N - N \cdot P + P)$

Estas equações são baseadas em algumas suposições:

- O coeficiente global de troca térmica permanece constante em toda a extensão do trocador;
- As vazões e os calores específicos dos fluidos são constan-

tes;

- Não existe mudança de fase no trocador;
- As perdas de calor são desprezíveis;
- A superfície de troca térmica em cada passagem é a mesma;
- A temperatura do fluido do casco é uma temperatura média isotérmica para qualquer seção reta.

Para o escoamento puramente em contracorrente, teremos obviamente $F_t = 1$. No entanto, F_t se reduz à medida que temos escoamentos parte em paralelo e parte em contracorrente. Segundo KERN(1), o limite prático para F_t é 0,75 para um trocador 1-2, 0,85 para um trocador 2-4 com uma chicana longitudinal soldada e 0,90 para um trocador 2-4 com uma chicana longitudinal removível.

3.1.2 Coefficientes individuais de troca de calor e perda de carga:

3.1.2.1 - Coefficiente de película para o lado dos tubos:

SIEDER e TATE(17) propuseram em 1936 uma equação para o coeficiente de película no interior de tubos, a partir de resultados experimentais obtidos pelo aquecimento e resfriamento de diversos fluidos (principalmente frações de petróleo), em tubos horizontais e verticais. A equação obtida para o escoamento laminar, ou seja, $Re < 2100$, foi:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k_t} = 1,86 \left[\frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \frac{C_{p_t} \mu_t}{k_t} \frac{d_i}{L} \right]^{1/3} \phi_t \quad (3.7)$$

onde : ϕ_t é o fator de correção de SIEDER e TATE, dado por:

$$\phi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w_t}} \right)^{0,14} \quad (3.7.a)$$

μ_{w_t} é a viscosidade do fluido obtida na temperatura da parede do tubo.

G_t é a vazão mássica do fluido, dada por:

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} \quad (3.7.b)$$

sendo que a_t é a área de escoamento nos tubos, dada por:

$$a_t = \frac{N_t \cdot a_{t1}}{NN} \quad (3.7.c)$$

O valor de a_{t1} é obtido da tabela (2.3) e NN é o número de passagens nos tubos.

A equação (3.7) fornece desvios máximos de aproximadamente 12% para o regime de transição, com $2100 < Re < 10000$.

Para o escoamento turbulento, a equação obtida se apresenta sob a forma:

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k_t} = 0,027 \left(\frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} \right)^{0,8} \left(\frac{C_{Pt} \cdot \mu_t}{k_t} \right)^{1/3} \phi_t \quad (3.8)$$

onde :

$$\frac{d_i \cdot G_t}{\mu_t} = Ret \quad \text{é o número de REYNOLDS} \quad (3.8.a)$$

$$\frac{C_{Pt} \cdot \mu_t}{k_t} = Prt \quad \text{é o número de PRANDTL} \quad (3.8.b)$$

O coeficiente de película pode ser apresentado sob a forma de um fator J_h , conhecido como fator J_h de COLBURN, que é correlacionado com o número de REYNOLDS, e é dado por:

$$J_h = \frac{h_i \cdot d_i}{k_t} \left(\frac{C_{Pt} \cdot \mu_t}{k_t} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{-0,14} \quad (3.9)$$

Recentemente, PIERCE(9) desenvolveu uma correlação para o fator de COLBURN para todas as faixas do número de REYNOLDS:

$$J_h = \left\{ \frac{1}{Ret^{9,36}} + \frac{1}{\left[\frac{Ret^{1,6}}{7,831 \cdot 10^{-14}} + \left(\frac{1,969 \cdot 10^6}{Ret} \right)^8 \right]^{3/2}} \right\}^{1/12} \quad (3.10)$$

Com o fator de COLBURN obtido, o coeficiente convectivo de troca de calor é calculado pela equação (3.9).

Como o coeficiente de película para os tubos é definido em relação ao diâmetro interno dos mesmos, ele deve ser corrigido, para levar em conta o diâmetro externo dos tubos. Desta forma, temos que:

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o} \quad (3.10.a)$$

A temperatura da parede do tubo pode ser calculada através dos coeficientes de película no casco e no tubo, e é dada por:

$$T_w = T_t + \frac{h_o}{h_o + h_{io}} (T_s - T_t) \quad (3.11.a)$$

ou:

$$T_w = T_s - \frac{h_{io}}{h_o + h_{io}} (T_s - T_t) \quad (3.11.b)$$

se o fluido frio estiver no interior dos tubos, e:

$$T_w = T_t + \frac{h_{io}}{h_o + h_{io}} (T_s - T_t) \quad (3.12.a)$$

ou:

$$T_w = T_s - \frac{h_o}{h_o + h_{io}} (T_s - T_t) \quad (3.12.b)$$

se o fluido quente estiver no interior dos tubos.

onde T_t e T_s são as temperaturas médias aritméticas dos fluidos escoando nos tubos e no casco, respectivamente.

3.1.2.2 - Perda de carga para o lado dos tubos:

a) Perda de carga distribuída: A perda de carga distribuída, ou seja, devido ao escoamento do fluido no interior do tubo é dada por:

$$\Delta P_t = \frac{4 \cdot f_{at} \cdot G_t^2 \cdot L \cdot N N}{2 \cdot (3600)^2 \cdot d_i \cdot s_t \cdot \phi_t} \quad (N/m^2) \quad (3.13)$$

onde : s_t é a densidade relativa do fluido;

ϕ_t é o fator de correção para a viscosidade do fluido;

f_{at} é o fator de atrito para o fluido escoando isotermicamente num tubo, que dependendo do número adimensional de REYNOLDS pode ser dado por :

$$f_{at} = \frac{16}{Ret} \quad \text{para } Ret < 2000 \quad (3.14.a)$$

$$f_{at} = 10^{-4} \cdot Ret^{0,575} \quad \text{para } 2000 < Ret < 3800 \quad (3.14.b)$$

$$f_{at} = 0,0035 + \frac{0,264}{Ret^{0,42}} \quad \text{para } Ret > 3800 \quad (3.14.c)$$

b) Perda de carga devido à mudança de direção do fluido: Ao fluir de uma passagem para outra no interior dos tubos do trocador, o fluido muda abruptamente de direção, o que ocasiona uma perda de carga adicional, dada por:

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot N N \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot \rho_t} \quad (3.15)$$

onde : g é a aceleração da gravidade;

v é a velocidade do fluido em metros por segundo:

$$v = \frac{G_t}{\rho_t \cdot 3600} \quad (3.15.a)$$

c) Perda de carga total: A perda de carga é dada então por:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (N/m^2) \quad (3.16)$$

3.1.2.3 Coeficiente de película e perda de carga para o casco(Método de BELL-DELAWARE).

Para o cálculo do coeficiente de película e perda de carga para o lado do casco, será utilizado neste trabalho, o método de BELL-DELAWARE, o qual descrevemos a seguir.

Na figura (3.2), tem-se uma representação do escoamento do lado do casco, de acordo com o modelo utilizado por BELL(11). Identifica-se na figura, cinco correntes de escoamentos, designadas por A, B, C, E e F. A corrente B é a que representa o escoamento cruzado, onde se dá a maior transferência de calor. A corrente A representa os vazamentos através das folgas existentes entre os tubos e as chicanas. A corrente C representa a porção do fluido que contorna o feixe de tubos, sem que ocorra o escoamento cruzado. A corrente E representa os vazamentos através das folgas existentes, entre as chicanas e o casco. Finalmente, tem-se a corrente F, que ocorre quando existem configurações com mais de uma passagem nos tubos, escoando através dos canais devido às divisões das passagens.

Estas correntes não ocorrem em regiões tão bem definidas, conforme mostrado na figura (3.2), mas interagem umas com as outras, exigindo um tratamento matemático complexo para se representar o escoamento real.

A corrente B é a mais importante. As outras correntes causam modificações nesta, através dos vazamentos e contornos sobre o feixe de tubos. Baseado nestas considerações, o método é descrito a seguir, para o cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão no lado do casco.

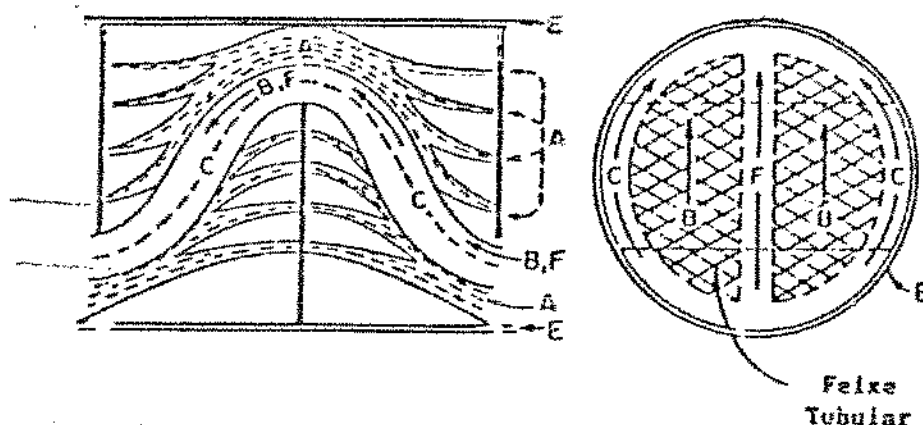


Figura 3.2 Correntes consideradas no método de BELL-DELAWARE

a) Cálculo do coeficiente de película (h_o)

O coeficiente de película no lado do casco no método de BELL-DELAWARE é dado por:

$$h_o = h_{ideal} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad (3.17)$$

- onde :
- h_{ideal} é o coeficiente de película para o escoamento cruzado através de um feixe de tubos ideal;
 - J_c é o fator de correção para o efeito do escoamento nas janelas;
 - J_l é o fator de correção para o efeito dos vazamentos entre o casco e as chicanas e entre os tubos e as chicanas;
 - J_b é o fator de correção para o efeito do desvio do fluido pelas folgas existentes entre o feixe de tubos e o casco;
 - J_r é o fator de correção para o efeito do gradiente de temperatura adverso, que ocorre quando o escoamento é laminar;
 - J_s é o fator de correção para o efeito do espaçamento entre as chicanas de entrada e de saída.

O efeito combinado destes fatores de correção é da ordem de 0,6, ou seja, o coeficiente de película para o trocador é da ordem de 60% do valor calculado para um feixe de tubos ideal.

Cálculo de h_{ideal} :

O coeficiente de película h_{ideal} é calculado supondo-se que todo o escoamento do casco cruza um feixe de tubos ideal, cujas dimensões são determinadas pela fileira de tubos central do trocador. As figuras (3.3), (3.4) e (3.5) apresentam os valores do coeficiente de película h e do fator de atrito f para as configurações de tubos usuais em função do número de REYNOLDS para o escoamento no casco. Os valores de h são dados em função do fator J_h de COLBURN, já definido anteriormente, e que em função dos números adimensionais de STANTON e PRANDTL, é dado por:

$$J_h = St \cdot Pr^{2/3} \quad (3.18)$$

$$\text{onde : } St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h}{\rho \cdot v_c} \quad (3.19)$$

St é um número adimensional conhecido por número de STANTON.

Assim sendo, h_{ideal} é dado por:

$$h_{ideal} = J_h \cdot C_{ps} \frac{W_s}{S_m} Pr^{-2/3} \phi_s \quad (3.20)$$

onde ϕ_s é o fator de correção de SIEDER e TATE para o fluido do casco, dado por:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0,14} \quad (3.20.a)$$

O número de REYNOLDS para o escoamento do lado do casco é dado por:

$$Re_s = \frac{G_s \cdot d_2}{\mu_s} \quad (3.21)$$

$$\text{onde : } G_s = \frac{W_s}{S_m} \quad (3.22)$$

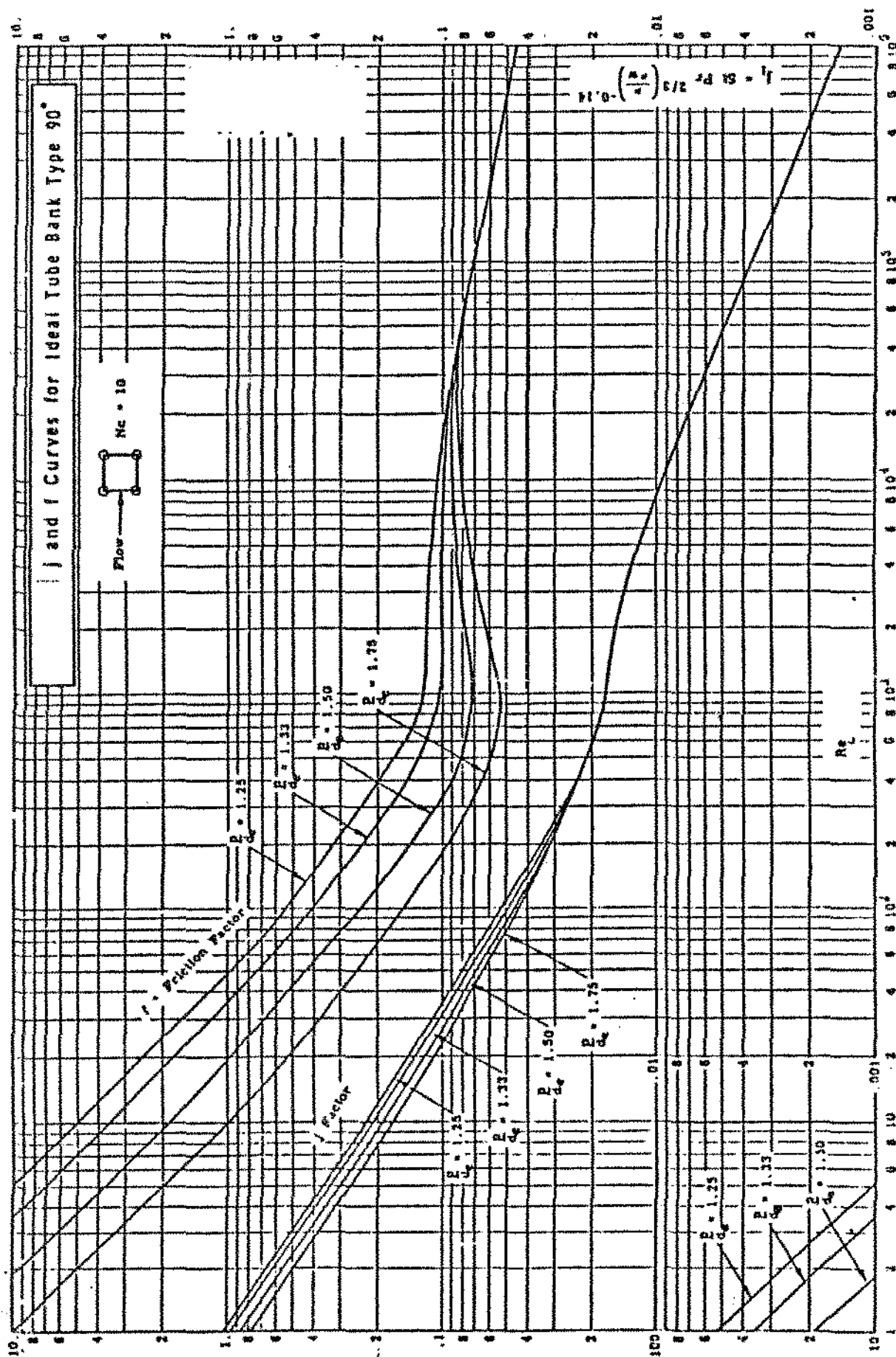


Figura 3.3 - Coeficiente de película e fator de atrito para arranjo de tubos ideal - fator de arranjo quadrado

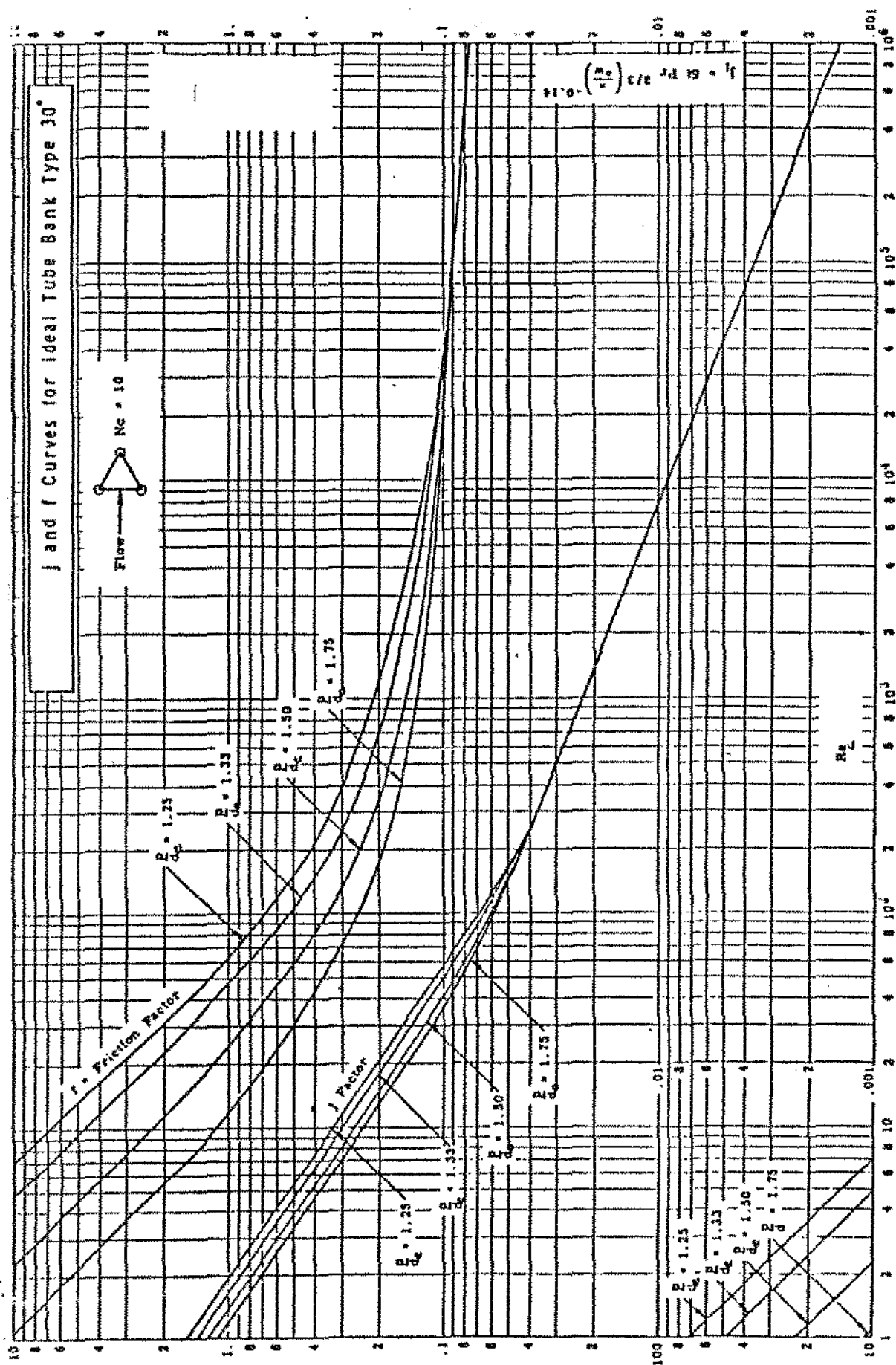


Figura 3.4 - Coeficiente de tubos ideais - fator de atrito para

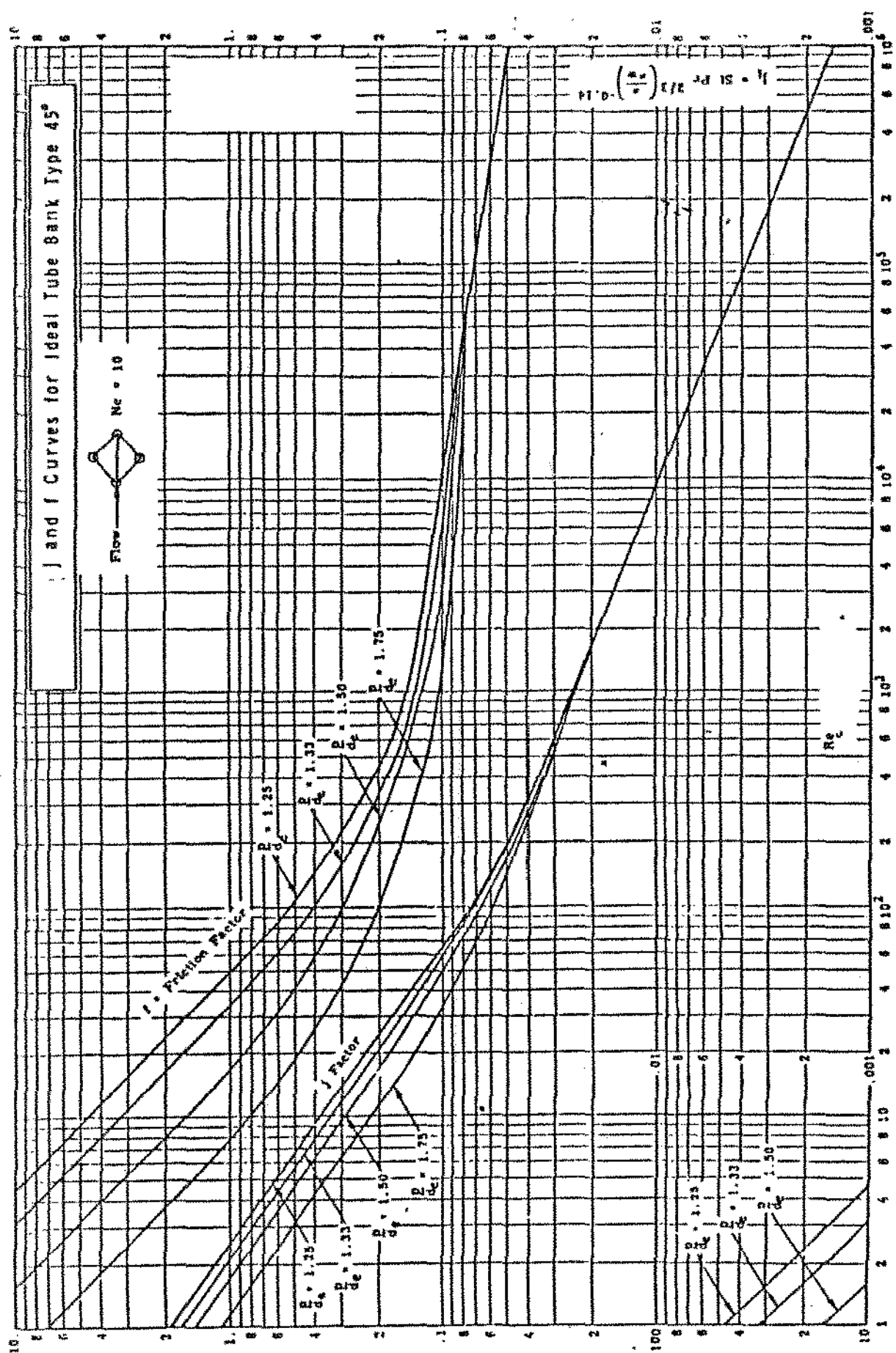


Figura 3.5 - Coeficiente de transferência de calor para escoamento forçado em tubo de parede lisa

G_s é o fluxo de massa no escoamento cruzado, sendo S_m a área de escoamento na linha central do trocador ou próxima dela, dada por:

$$S_m = L_3 \cdot \left[(D_1 - d_3) + \frac{(d_3 - d_2)}{P_1} (P_1 - d_2) \right] \quad (3.23.a)$$

para os arranjos triangular e quadrado, e:

$$S_m = L_3 \cdot \left[(D_1 - d_3) + \frac{(d_3 - d_2)}{P_1 \cdot \sin 45} (P_1 - d_2) \right] \quad (3.23.b)$$

para o arranjo quadrado rotacionado.

Segundo TABOREK(14), o fator de COLBURN pode ser obtido da equação abaixo, que correlaciona os dados das figuras (3.3) a (3.5):

$$J_h = a_{11} \left(\frac{1,33}{P_1/d_2} \right)^{a_a} \cdot (Res)^{a_{22}} \quad (3.24)$$

$$\text{onde: } a_a = \frac{a_{33}}{1 + 0,14 \cdot (Res)^{a_{44}}} \quad (3.25)$$

As constantes a_{11} , a_{22} , a_{33} e a_{44} são fornecidas na tabela (3.1).

Cálculo de J_c :

Conforme foi definido anteriormente, J_c é o fator que leva em conta que o escoamento do lado do casco não ocorre somente cruzando os tubos, mas também ocorre nas janelas. Por este motivo, J_c é uma função da fração de tubos do trocador entre as extremidades de duas chicanas adjacentes, através dos quais ocorre o escoamento cruzado. Quando o trocador não apresenta tubos nas janelas, J_c tem valor unitário. Para cortes de chicana pequenos, o valor de J_c pode chegar a 1,5 e para cortes de chicana elevados pode chegar a 0,52. Para um trocador bem projetado, J_c deve ser próximo de 1.

Arranjo dos Tubos	Res	a ₁₁	a ₂₂	a ₃₃	a ₄₄
Triangular	10 ⁵ - 10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519
	10 ⁴ - 10 ³	0,321	-0,388	1,450	0,519
	10 ³ - 10 ²	0,593	-0,477	1,450	0,519
	10 ² - 10	1,360	-0,657	1,450	0,519
	< 10	1,400	-0,667	1,450	0,519
Quadrado Rotacionado	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500
	10 ⁴ - 10 ³	0,370	-0,396	1,930	0,500
	10 ³ - 10 ²	0,730	-0,500	1,930	0,500
	10 ² - 10	0,498	-0,656	1,930	0,500
	< 10	1,550	-0,667	1,930	0,500
Quadrado	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370
	10 ⁴ - 10 ³	0,107	-0,266	1,187	0,370
	10 ³ - 10 ²	0,408	-0,460	1,187	0,370
	10 ² - 10	0,900	-0,631	1,187	0,370
	< 10	0,970	-0,667	1,187	0,370

Tabela 3.1 - Constantes das equações (3.24) e (3.25)

A figura (3.6) apresenta um gráfico para J_c , que pode ser correlacionado para cortes de chicana entre 45 e 15% pela equação abaixo(14):

$$J_c = 0,55 + 0,72.F_c \quad (3.26)$$

onde : F_c é a fração do número total de tubos que estão em escoamento cruzado entre as extremidades de duas chicanas adjacentes, dada por:

$$F_c = 1 - 2.F_w \quad (3.27)$$

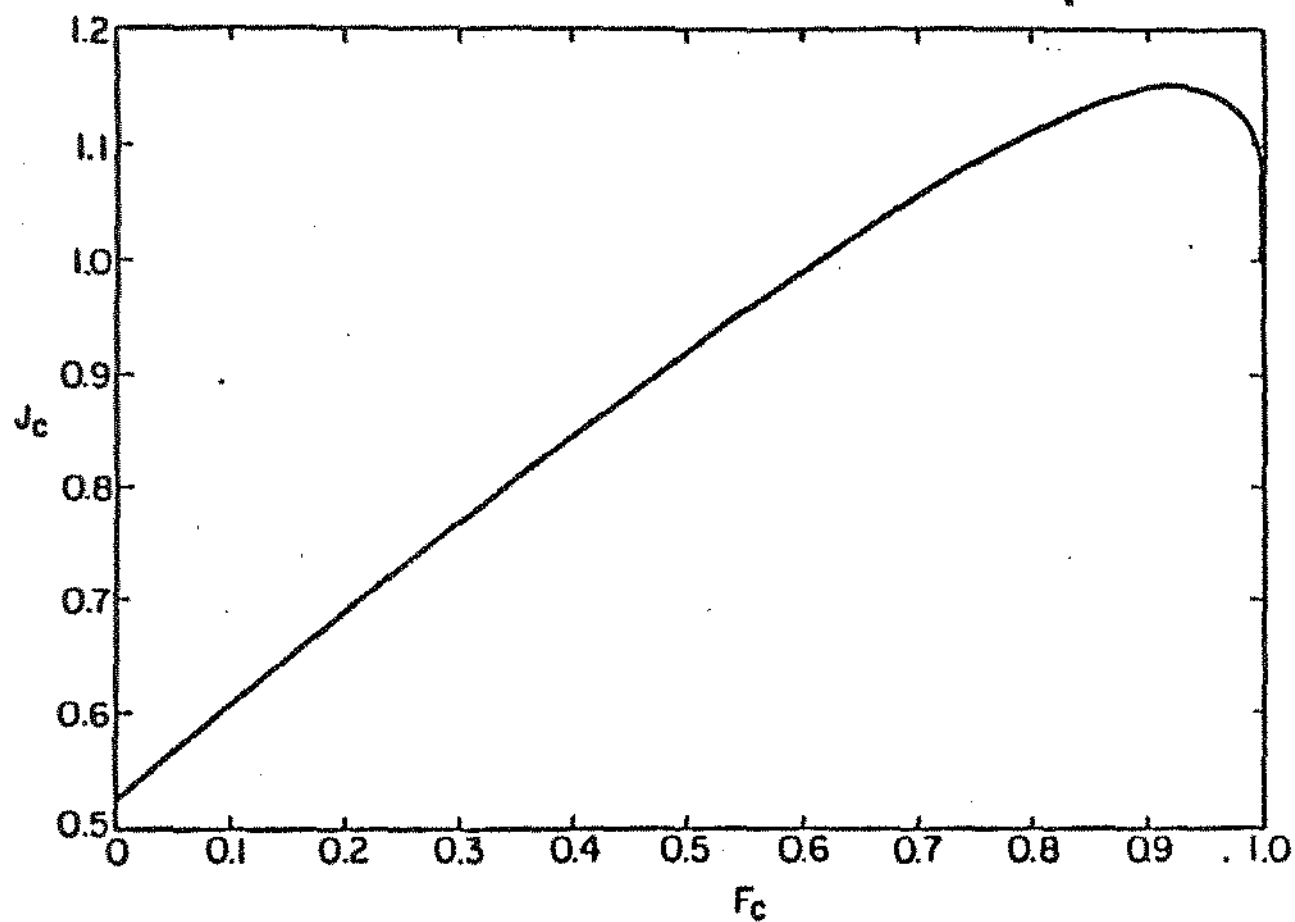


Figura 3.6 - Fator de correção para a existência da janela - J_c

F_w é a fração dos tubos em uma janela, que pode ser estimada pela equação:

$$F_w = \frac{\alpha - \sin \alpha}{2\pi} \quad (3.28)$$

em que :

$$\alpha = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{D_1 - 2 \cdot C_{chi}}{d_3} \right) \quad (3.29)$$

Cálculo de J1:

J1 é o fator que leva em conta o efeito dos vazamentos entre o casco e as chicanas e entre os tubos e as chicanas na troca térmica. J1 é função de r_m , a razão entre a seção total de vazamento de uma chicana e a área de escoamento cruzado entre chicanas adjacentes, e r_s , a razão da área da seção de vazamento entre o casco e as chicanas pela área da seção de vazamento entre os tubos e as chicanas. J1 pode ser encontrado em função de r_m na figura (3.7).

Se as chicanas estiverem muito próximas, J1 vai considerar mais o vazamento entre o casco e as chicanas do que entre os tubos e as chicanas, pois aumenta a proporção de escoamento nos vazamentos relativos ao escoamento cruzado.

Para um bom trocador, J1 se encontra entre 0,7 e 0,8.

Segundo TABOREK(14), J1 pode também ser calculado pela equação:

$$J1 = 0,44.(1 - r_s) + [1 - 0,44.(1 - r_s)].\exp(-2,2.r_m) \quad (3.30)$$

onde :

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.31)$$

$$r_m = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.32)$$

S_{sb} é a área da seção de vazamento entre o casco e as chicanas, dada por:

$$S_{sb} = \pi . D1 \frac{\delta_{sb}}{2} \left(1 - \frac{\theta}{2.\pi} \right) \quad (3.33)$$

$$\text{em que: } \delta_{sb} = D1 - D_{chi} \quad (3.34)$$

$$e: \quad \theta = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot Cchi}{D_1} \right) \quad (3.35)$$

S_{tb} é a área da seção de vazamento entre os tubos e as chicanas, dada por:

$$S_{tb} = \frac{1 + Fc}{2} Nt \cdot \frac{\pi}{4} \left[(d_2 + \delta_{tb})^2 - d_2^2 \right] \quad (3.36)$$

onde : $\delta_{tb} = 0,973750 \text{ mm}$ para $2 \cdot L_3 \leq 914,4 \text{ mm}$

$\delta_{tb} = 0,396875 \text{ mm}$ para $2 \cdot L_3 > 914,4 \text{ mm}$

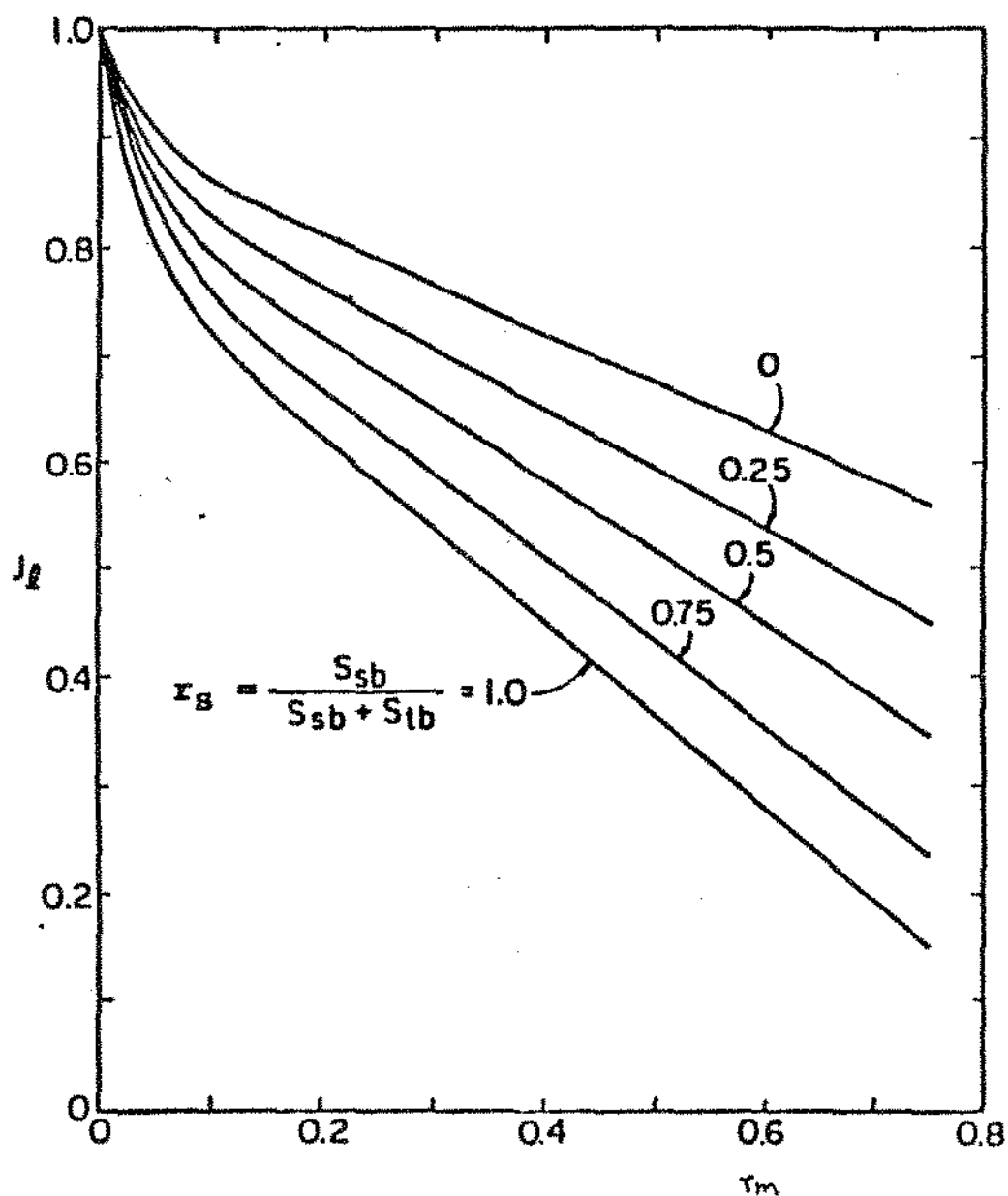


Figura 3.7 - Fator de correção para os vazamentos - J_1

Cálculo de J_b :

J_b é o fator de correção para o efeito dos desvios do escoamento cruzado principal, através da folga entre o feixe de tubos e o casco. J_b leva em conta as diferenças de construção. Para trocadores de espelho fixo, J_b pode valer até 0,9, enquanto que para trocadores de cabeçote flutuante, onde a folga entre os tubos e o casco é grande, J_b chega a ser igual a 0,7.

J_b pode ser obtido pela figura (3.8) em função de F_{sbp} e de r_b , ou então pela equação:

$$J_b = \exp[-C_b \cdot F_{sbp} \cdot (1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_b})] \quad (3.37.a)$$

$$\text{com } J_b = 1 \text{ quando } r_b > 0,5 \quad (3.37.b)$$

A constante C_b apresenta os seguintes valores:

$$C_b = 1,35 \text{ para } Re_s < 100 \quad (\text{regime laminar})$$

$$C_b = 1,25 \text{ para } Re_s \geq 100 \quad (\text{transição e regime turbulento})$$

O termo F_{sbp} é dado por:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.38)$$

onde : S_b é a área da seção onde escoa a fração desviada do escoamento, e é dada por:

$$S_b = (D_1 - d_3) \cdot L_3 + N_p \frac{d_2^2}{2} L_3 \quad (3.39)$$

N_p é o número de espaços existentes no feixe tubular correspondente às divisórias existentes nos cabeçotes. Nos cálculos usuais admitimos $N_p=0$.

O parâmetro r_b é dado por:

$$r_b = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (3.40)$$

onde : N_{ss} é o número de pares de tiras selantes;

N_c é o número de fileiras de tubos cruzados entre duas chicanas, dado por:

$$N_c = \frac{D_1 - 2.C_{chi}}{P_p} \quad (3.41)$$

em que :

$$P_p = \frac{P_1 \cdot \cotg 30^\circ}{2} \quad (3.42)$$

$$P_n = \frac{P_1}{2} \quad (3.43)$$

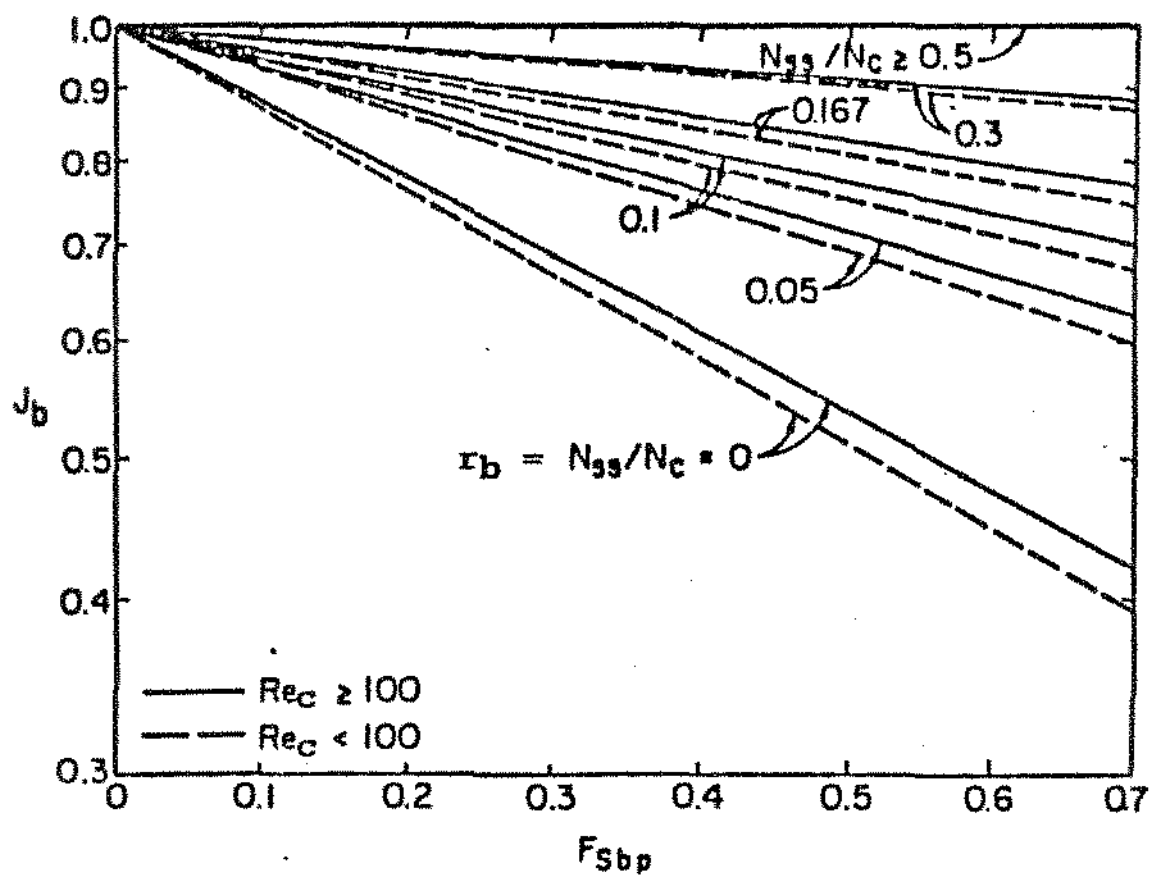


Figura 3.8 - Fator de correção para os desvios - J_b

Cálculo de J_r :

J_r é o fator de correção para o gradiente adverso de temperatura, que ocorre quando o escoamento é laminar. Para $Re_s < 20$, o fator J_r é escrito na seguinte forma:

$$J_r^* = \left(\frac{10}{N_{ct}} \right)^{0,18} \quad (3.44)$$

onde : N_{ct} é o número de fileiras de tubos cruzadas ao longo de todo o trocador, dado por:

$$N_{ct} = (N_b + 1) \cdot (N_c + N_{cw}) \quad (3.45)$$

em que : N_b é o número de chicanas

N_{cw} é o número de fileiras de tubos cruzados em cada janela.

A figura (3.9) apresenta um gráfico de J_r^* em função de N_c , N_{cw} e N_b .

Se $Re_s > 100$, considera-se $J_r = 1$, e se $20 < Re_s < 100$, considera-se uma interpolação linear:

$$J_r = J_r^* + \frac{Re_s - 20}{80} (1 - J_r^*) \quad (3.46)$$

A figura (3.10) permite que se encontre o valor de J_r para $Re_s > 20$ a partir do valor de J_r^* obtido na figura (3.9).

O número de chicanas pode ser obtido de:

$$N_b = \frac{L_1 - l_{11} - l_{22}}{L_3} + 1 \quad (3.47)$$

onde : L_1 é o comprimento entre as superfícies internas dos espelhos, dado por:

$$L_1 = L - 2 \cdot e_t \quad (3.48)$$

em que e_t é a espessura de um espelho, dado por:

$$e_t = 0,1 \cdot D_1 \quad (3.49)$$

Os valores l_{11} e l_{22} são os espaçamentos entre as chicanas mais extremas e os bocais de entrada e de saída do casco, respectivamente. L_3 é o espaçamento entre as chicanas intermediárias.

N_{cw} é calculado por:

$$N_{cw} = \frac{2 \cdot h_j}{P_p} \quad (3.50)$$

$$\text{onde : } h_j = 0,4 \cdot \left[Cchi - \left(\frac{D_1 - d_3}{2} \right) \right] \quad (3.51)$$

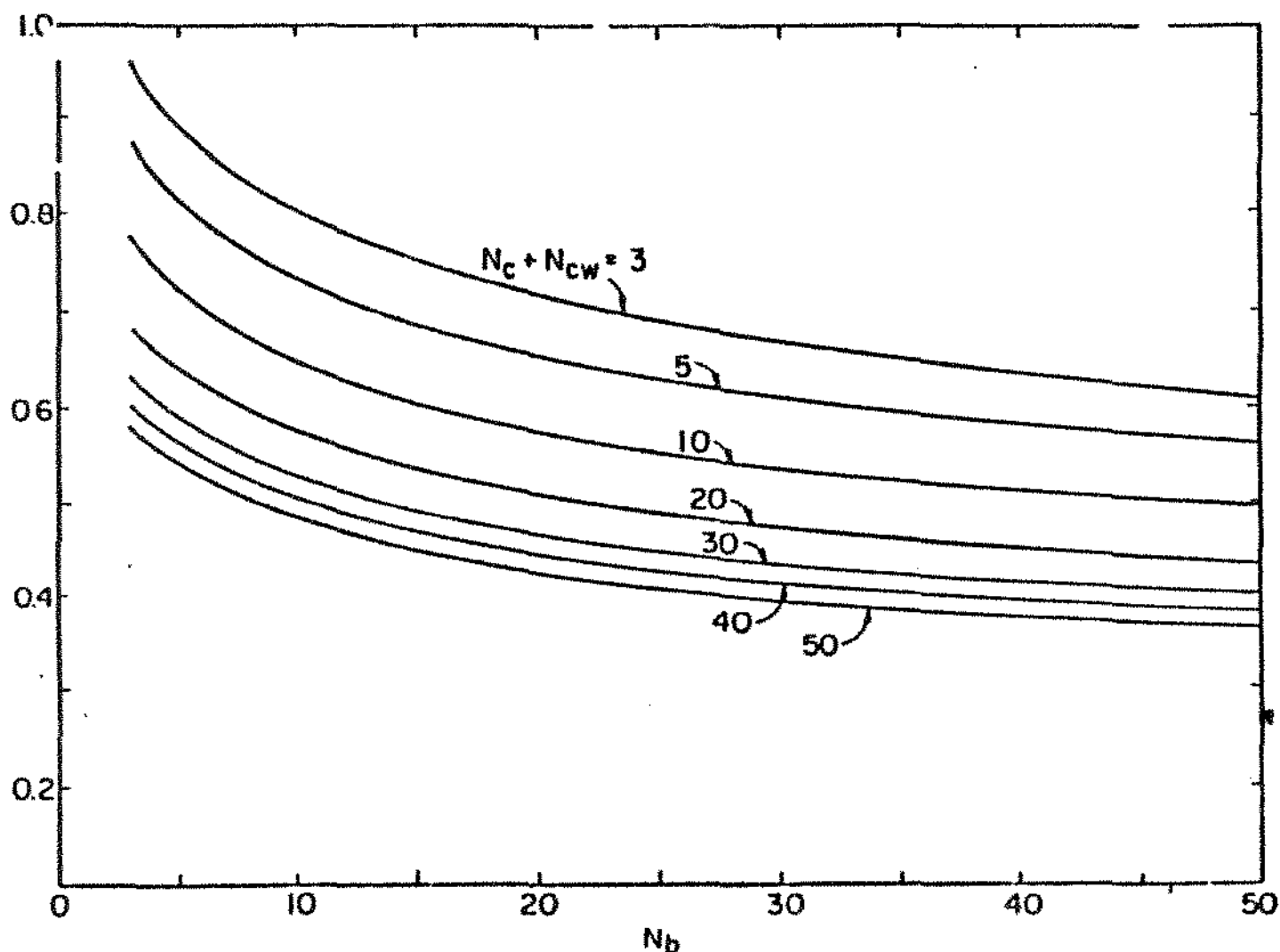


Figura 3.9 - Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso ($Res < 20$) - Jr

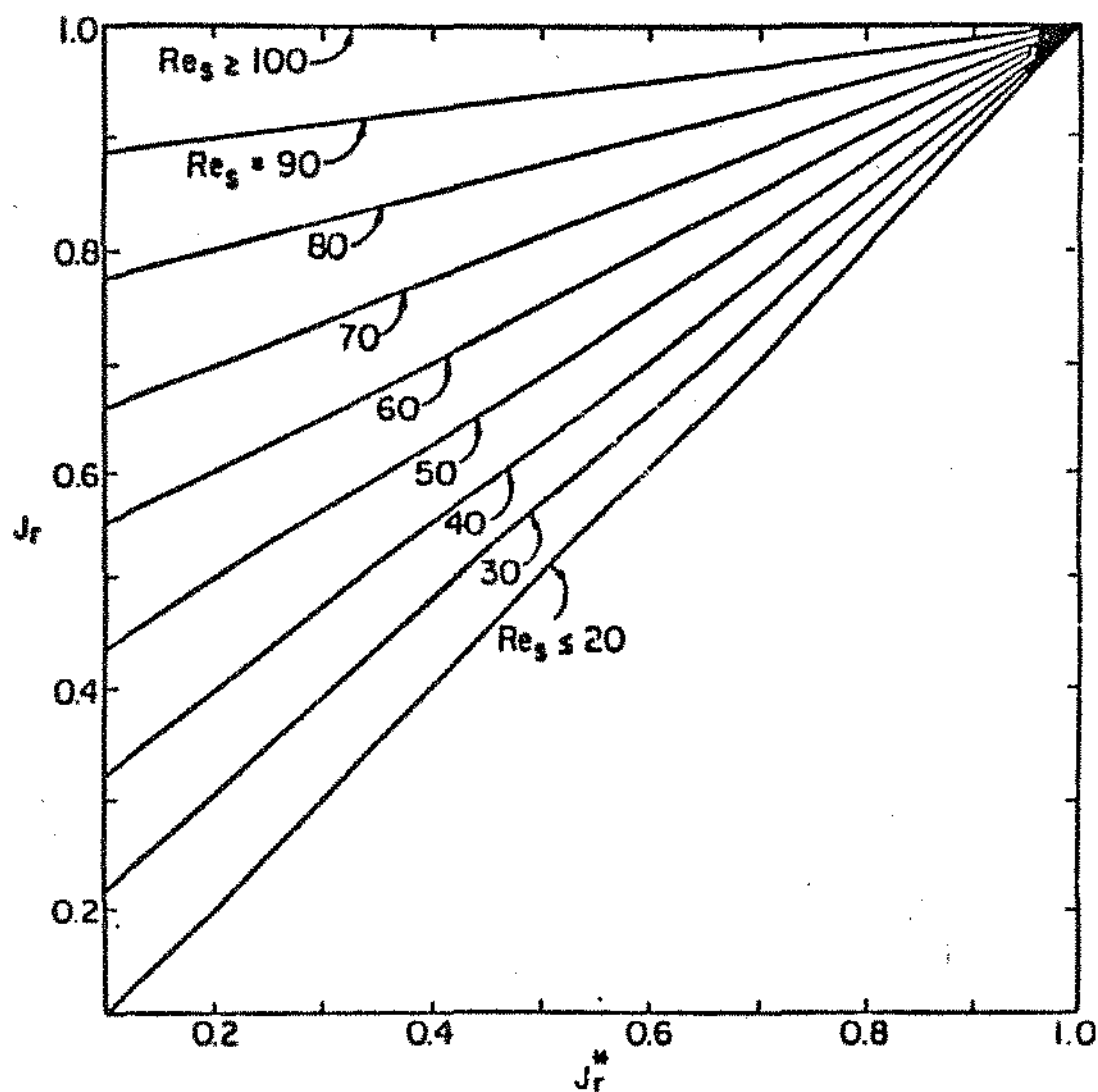


Figura 3.10 - Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso ($Re_s > 20$) - J_r

Cálculo de J_s :

J_s leva em conta o fato de que as chicanas da entrada e da saída podem estar espaçadas diferentemente das chicanas intermediárias. Este fator de correção varia entre 0,85 a 1,0 e pode ser calculado por :

$$J_s = \frac{(Nb - 1) + (l_1^*)^{1-n} + (l_2^*)^{1-n}}{(Nb - 1) + l_1^* + l_2^*} \quad (3.52)$$

onde :

$$l_1^* = \frac{l_{11}}{L_3} \quad (3.53)$$

$$l_2^* = \frac{l_{22}}{L_3} \quad (3.54)$$

sendo que : $n = 0,6$ para $Re_s \geq 100$

$n = 1/3$ para $Re_s < 100$

J_s pode também ser encontrado nas figuras (3.11) e (3.12).

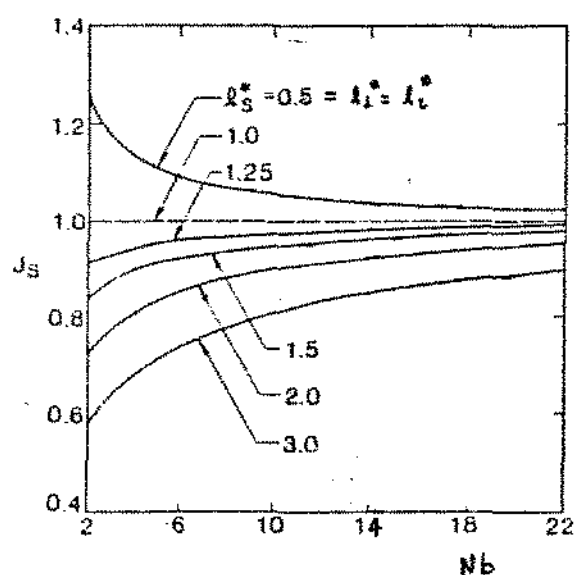


Figura 3.11 - Fator de correção para a existência de chicanas para escoamento turbulento - J_s

b) Cálculo da queda de pressão (ΔP_s):

A queda de pressão no casco é dada pela seguinte equação:

$$\Delta P_s = \Delta P_{cr} + \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_{bo} \quad (3.55)$$

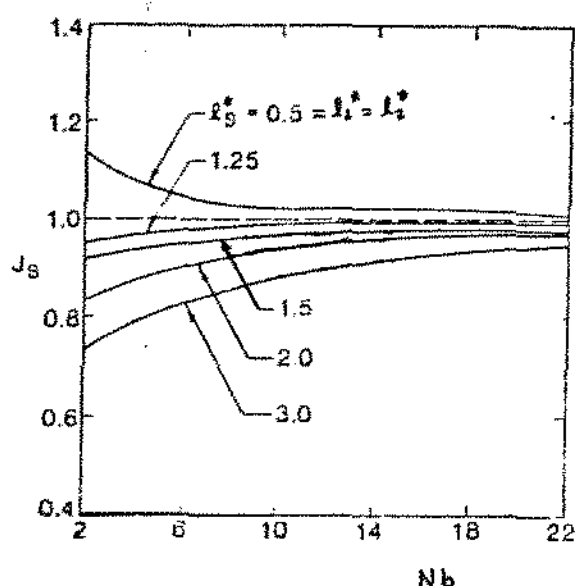


Figura 3.12 - Fator de correção para a existência das chicanas para escoamento laminar - J_s

As parcelas correspondentes são mostradas na figura (3.13).

O termo ΔP_{cr} representa a queda de pressão no escoamento cruzado entre duas chicanas consecutivas, dada por:

$$\Delta P_{cr} = \Delta P_{bi} \cdot (Nb - 1) \cdot R_b \cdot R_l \quad (3.56)$$

onde : ΔP_{bi} é a perda de carga para um feixe de tubos ideal;

Nb é o número de chicanas;

R_b é o fator de correção que leva em conta o efeito do desvio pela folga entre o feixe de tubos e o casco;

R_l é o fator de correção que leva em conta o efeito dos vazamentos entre o casco e as chicanas e entre os tubos e as chicanas.

O termo ΔP_w representa a queda de pressão no escoamento pelas janelas, dada por:

$$\Delta P_w = Nb \cdot \Delta P_{wi} \cdot R_l \quad (3.57)$$

onde : ΔP_{wi} é a queda de pressão em uma janela ideal, onde não há vazamentos ou desvios;

R_i é o fator de correção para o efeito dos vazamentos entre casco e chicanas e entre tubos e chicanas.

O termo P_e representa a queda de pressão nas regiões de entrada e saída do casco, dada por :

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} \cdot \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (3.58)$$

onde : N_{cw} é o número de fileiras de tubos cruzados na janela;

N_c é o número de fileiras de tubos cruzados entre as extremidades de duas chicanas adjacentes;

R_s é o fator de correção para levar em conta o espaçamento entre as chicanas nas seções de entrada e de saída.

Finalmente, o termo ΔP_{bo} representa as perdas de carga nos bocais de entrada e de saída do casco. Esta perda de carga é dada por:

$$\Delta P_{bo} = \rho_s \cdot g \cdot z \quad (3.58.a)$$

onde : z é a altura em metros obtido na figura (3.14) em função de v_{bo} , a velocidade do fluido escoando através do bocal, dada por :

$$v_{bo} = \frac{W_s}{\rho_s \cdot (d_{bo}^2 \cdot \pi / 4)} \quad (3.58.b)$$

g é a aceleração da gravidade;

d_{bo} é o diâmetro do bocal.

A correlação correspondente às curvas da figura (3.14) é:

$$\log z = -0,751 + 1,489 \cdot \log(v_{bo}) + 0,0114 \cdot \log(v_{bo}) \cdot az \quad (3.58.c)$$

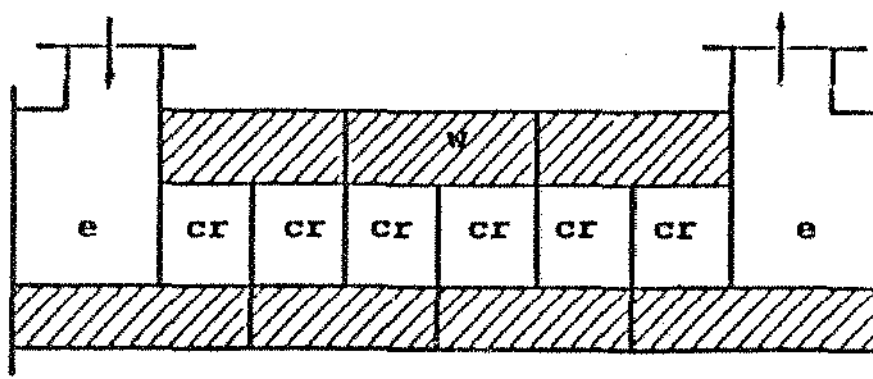


Figura 3.13 - Perda de carga no escoamento pelo casco

O valor de az é obtido da relação entre a viscosidade do fluido em cp e o produto da densidade em lb/ft^3 pelo diâmetro do bocal em polegadas.

Esta perda de carga deve ser calculada para os bocais de entrada e de saída, e ΔP_{bo} é o somatório das perdas de carga em cada bocal.

Cálculo da queda de pressão no escoamento cruzado:

A queda de pressão no escoamento cruzado é calculada a partir da queda de pressão no escoamento através do feixe de tubos ideal corrigida, considerando o efeito das folgas e vazamentos, calculada pela equação (3.56).

Cálculo de ΔP_{bi} :

A queda de pressão num feixe de tubos ideal correspondente a uma seção de escoamento cruzado é dada por:

$$\Delta P_{bi} = 4 \cdot fid \cdot N_c \cdot \frac{(W_s/S_m)^2}{2 \cdot \rho_s} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0.14} \quad (3.59)$$

O coeficiente de atrito f_{id} pode ser obtido nas figuras (3.3) a (3.5), ou então pela equação:

$$f_{id} = b_{11} \cdot \left(\frac{1,33}{P_1/d_2} \right)^{b_b} (Res)^{b_{22}} \quad (3.60)$$

onde :

$$b_b = \frac{b_{33}}{1 + 0,14 \cdot (Res)^{b_{44}}} \quad (3.61)$$

As constantes $b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{44}$ são dadas na tabela (3.2).

Cálculo de R_b :

A definição de R_b é semelhante à de J_b , mas com magnitude diferente. R_b varia entre 0,5 a 0,8, dependendo do tipo construtivo do trocador e do número de pares de tiras selantes, sendo que os menores valores de R_b correspondem a trocadores com cabeçote flutuante e os maiores a trocadores com espelho fixo.

A figura (3.15) apresenta os valores de R_b em função dos parâmetros r_b e F_{sbp} .

Alternativamente, R_b pode ser calculado por:

$$R_b = \exp[-C_p \cdot F_{sbp} \cdot (1 - 2 \cdot r_b)] \quad (3.62.a)$$

$$\text{sendo que } R_b = 1 \text{ para } r_b > 0,5 \quad (3.62.b)$$

A constante C_p apresenta os valores:

$$C_p = 4,5 \text{ para } Res < 100$$

$$C_p = 3,7 \text{ para } Res > 100$$

Cálculo de R_l :

R_l pode ser encontrado na figura (3.16) como função dos parâmetros r_s e r_m . Sua definição é semelhante à de J_l , mas também com magnitude diferente. Os valores de R_l variam entre 0,4 e 0,5, com os menores valores ocorrendo onde os espaçamentos entre as chicanas são pequenos.

R_l pode ser encontrado alternativamente(14) pela equação:

$$R_l = \exp \left[-1,33 \cdot (1 + r_s) \cdot (r_m)^{P_{ib}} \right] \quad (3.63.a)$$

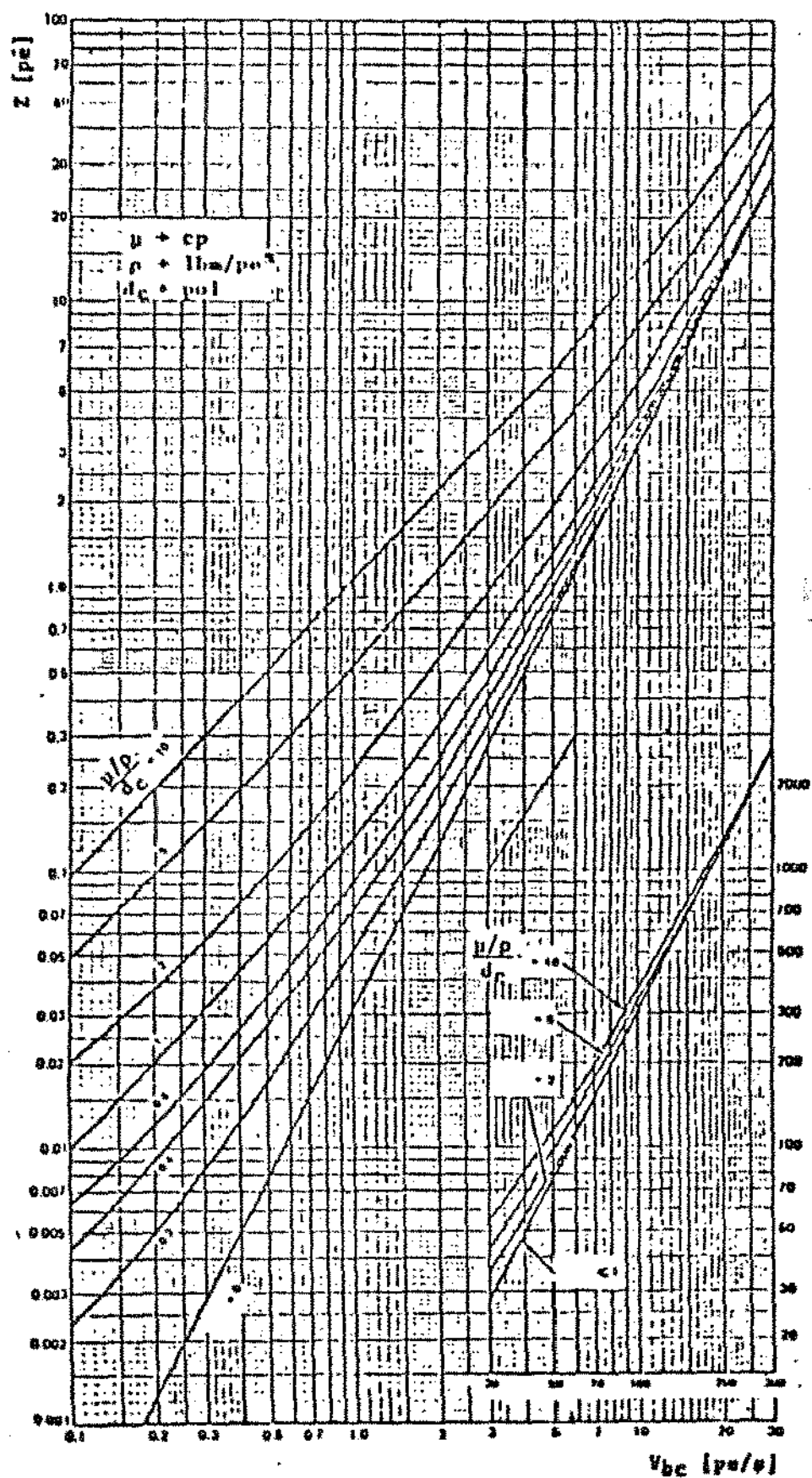


Figura 3.14 - Altura z em função de db

Arranjo dos Tubos	Res	b ₁₁	b ₂₂	b ₃₃	b ₄₄
Triangular	10 ⁵ - 10 ⁴	0,372	-0,123	7,000	0,500
	10 ⁴ - 10 ³	0,486	-0,152	7,000	0,500
	10 ³ - 10 ²	4,570	-0,476	7,000	0,500
	10 ² - 10	45,100	-0,973	7,000	0,500
	< 10	48,000	-1,000	7,000	0,500
Quadrado Rotacionado	10 ⁵ - 10 ⁴	0,303	-0,126	6,590	0,520
	10 ⁴ - 10 ³	0,333	-0,136	6,590	0,520
	10 ³ - 10 ²	3,500	-0,476	6,590	0,520
	10 ² - 10	26,200	-0,913	6,590	0,520
	< 10	32,000	-1,000	6,590	0,520
Quadrado	10 ⁵ - 10 ⁴	0,391	-0,148	6,300	0,378
	10 ⁴ - 10 ³	0,082	0,022	6,300	0,378
	10 ³ - 10 ²	6,090	-0,602	6,300	0,378
	10 ² - 10	32,100	-0,963	6,300	0,378
	< 10	35,000	-1,000	6,300	0,378

Tabela 3.2 - Constantes das equações 3.60 e 3.61

onde $P_{ib} = -0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8$ (3.63.b)

ΔP_w é a queda de pressão em todas as janelas atravessadas, considerando a correção para os vazamentos, dada pela equação (3.57).

Cálculo de ΔP_{wi} :

ΔP_{wi} é a perda de carga numa janela onde não há vazamentos ou desvios. As correlações utilizadas no cálculo de ΔP_{wi} são:

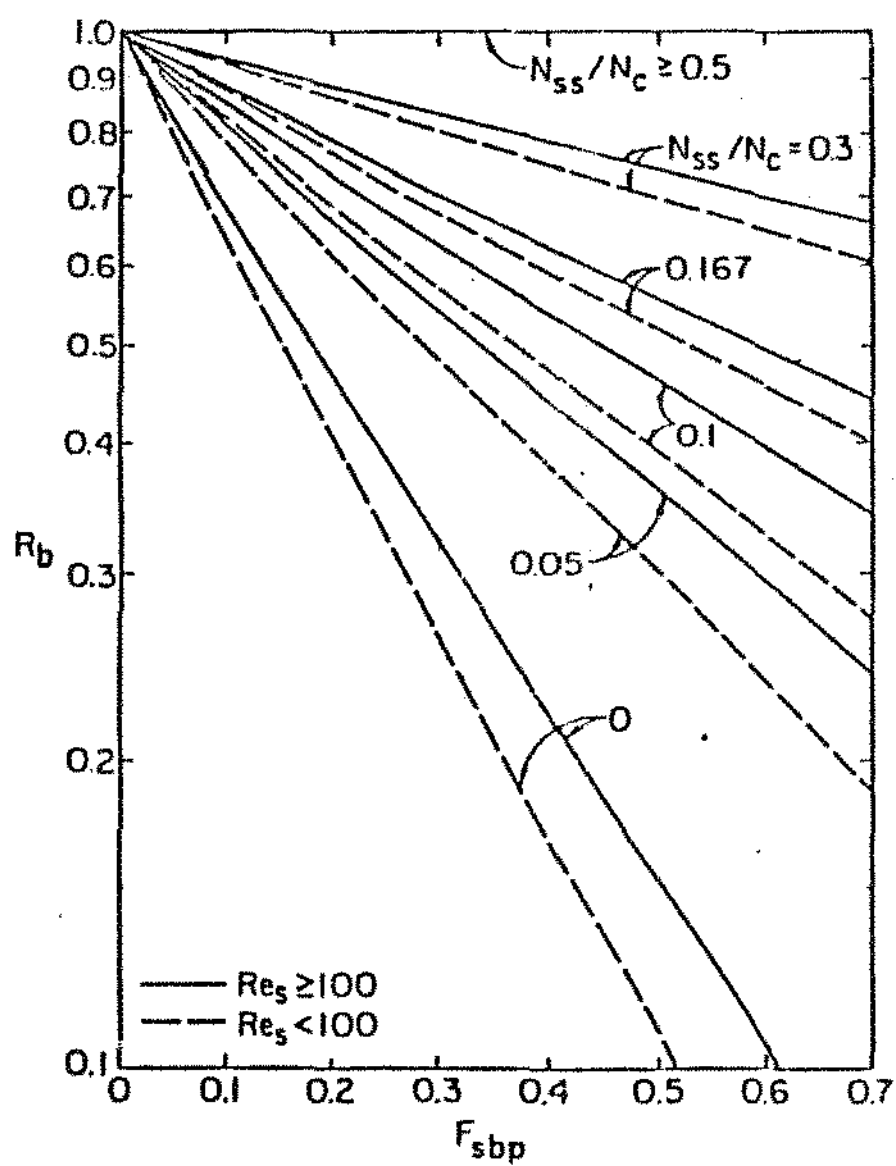


Figura 3.15 - Fator de correção para os desvios - R_b

$$\Delta P_{wi} = (2 + 0,6 \cdot N_{cw}) \frac{G_w^2}{2 \cdot \rho_s} \quad \text{para } Re_s > 100 \quad (3.64)$$

onde : G_w é o fluxo de massa baseado na média geométrica da área do escoamento cruzado S_m , e pela área da seção de escoamento por uma janela S_w , dado por:

$$G_w = \frac{W_s}{S_m \cdot S_w} \quad (3.65)$$

$$\text{em que : } S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (3.66)$$

S_{wg} é a área total da janela, dada por:

$$S_{wg} = 0,5 \cdot \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 (\theta - \sin \theta) \quad (3.67)$$

com θ dado pela equação (3.35).

S_{wt} é a área da janela ocupada pelos tubos, dada por:

$$S_{wt} = \frac{1 - F_c}{2} N_t \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.68)$$

$$\Delta P_{wi} = 26 \left[\frac{N_{cw}}{P_1 - d^2} + \frac{L_3}{D_w^2} \right] \frac{\mu_s \cdot G_w}{\rho_s} + \frac{2 \cdot G_w^2}{2 \cdot \rho_s} \quad \text{para } Re_s < 100 \quad (3.69)$$

onde D_w é o diâmetro hidráulico da janela, dado por:

$$D_w = 4 \frac{S_w}{\left(\frac{1 - F_c}{2} \right) N_t \pi \cdot d^2 + \theta \cdot D_1} \quad (3.70)$$

Dos termos entre parênteses, o primeiro considera o atrito no escoamento cruzado e o segundo o atrito no escoamento longitudinal da janela. O terceiro termo considera a queda de pressão na mudança de direção do escoamento.

Cálculo da queda de pressão nas regiões de entrada e de saída do casco:

A queda de pressão nas regiões de entrada e de saída do casco, é diferente da que ocorre nos escoamentos cruzados na re-

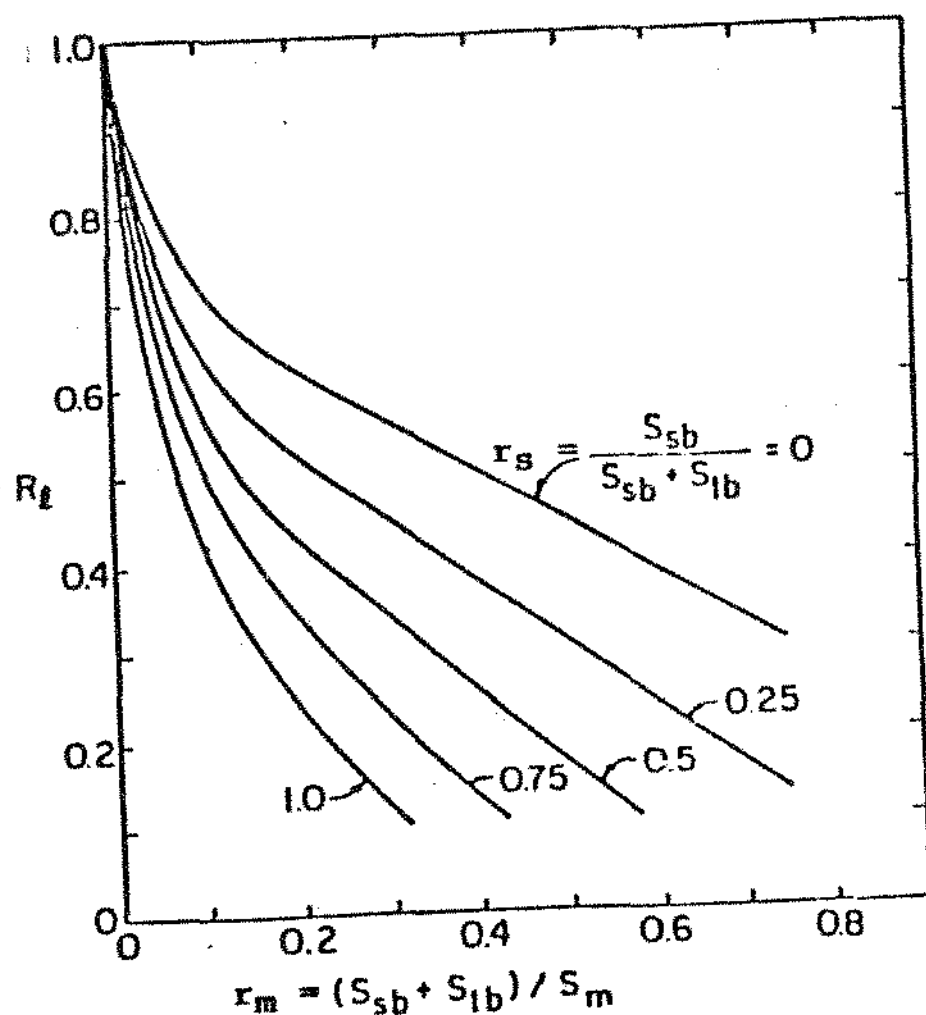


Figura 3.16 - Fator de correção para os vazamentos - R1

gião central do trocador, nos seguintes aspectos:

- _ O número de fileiras de tubos cruzados é maior, incluindo as fileiras imediatamente na entrada e na saída do trocador, onde não há janelas correspondentes às chicanas centrais;
- _ Os espaçamentos l_{11} e l_{22} geralmente diferem de $L/3$. O fator R_s é considerado para levar em conta este fato, e é calculado pela seguinte equação:

$$R_s = (l_1^*)^{-m} + (l_2^*)^{-m} \quad (3.71)$$

onde : $m = 0,6$ para $Res > 100$

$m = 1,0$ para $Res < 100$

_ Não há necessidade de correção quanto a vazamentos, pois na entrada os vazamentos ainda não se desenvolveram, e na saída, estes já se uniram ao escoamento principal.

3.2 - Trocadores operando com mudança de fase:

Os fluidos podem se apresentar sob as formas líquida, gasosa ou de vapor. A mudança da fase vapor para a fase líquida denomina-se condensação, e a da fase líquida para a fase vapor denomina-se vaporização. A quantidade de calor por unidade de massa envolvida na condensação é idêntica à envolvida na vaporização. Vaporização e condensação de substâncias puras a uma determinada pressão normalmente ocorrem isotermicamente.

Quando um vapor saturado entra em contato com uma superfície cuja temperatura é inferior à temperatura de saturação do vapor, ocorre a condensação. Isto pode se dar sob duas formas: condensação pelicular ou com formação de gotas.

Na pelicular, forma-se uma película de condensado sobre a superfície. A espessura desta película cresce por unidade de largura com o aumento da superfície.

Na condensação com formação de gotas, a parede não é uniformemente molhada pelo condensado, e este aparece na forma de pequenas gotas, em vários pontos da superfície. Há então o crescimento das gotículas e a coalescência com as adjacentes, formando uma película contínua de fluido, a qual sob a ação da gravidade se dirige para o fundo da superfície, absorvendo as gotículas que aparecem em seu caminho e deixando a superfície seca.

Destas, a pelicular é a mais comum e também a que apresenta resultados mais consistentes, devido a uma maior exatidão dos modelos matemáticos utilizados na sua representação. Os coeficientes de película para a condensação com formação de gotas, são elevados, se comparados com os da pelicular. Porém, esta condensa-

ção é extremamente difícil de ser mantida, e não se dispõe de métodos de cálculos satisfatórios. Desta forma, o desenvolvimento de equações para condensação encontrados na literatura aplica-se somente à pelicular.

Na determinação do coeficiente de película para a condensação, utiliza-se as propriedades físicas do condensado.

A vaporização ocorre quando uma superfície, exposta a um líquido, se mantém a uma temperatura superior à temperatura de saturação deste líquido. Tal fenômeno acha-se relacionado com vários mecanismos de transferência de calor, únicos ou combinados.

A ebulição em vaso aberto refere-se àquela que se verifica quando a superfície de aquecimento é circundada por uma quantidade relativamente grande de fluidos, que não flui com velocidade apreciável, se agitando somente pelo movimento das bolhas e pelas correntes de convecção natural.

A ebulição nucleada é um mecanismo importante de transferência de calor na vaporização de líquidos. Ocorre em refervedores do tipo chaleira e nos de circulação natural, frequentemente usados na indústria. Tem-se nesses casos, altas taxas de transferência de calor por unidade de área (fluxo de calor), resultado da formação de bolhas na interface líquido-sólido.

Existem diversas equações para o coeficiente de película para a ebulição nucleada, existindo também diferenças entre os coeficientes calculados por elas, ainda que com os mesmos dados. A escolha das equações para o uso é uma questão de coerência e familiaridade.

Ressaltamos que neste trabalho, o interesse maior é o projeto de equipamentos cuja função principal é a troca de calor entre os fluidos. Na maioria dos casos, os evaporadores são usados nas operações industriais com o intuito de concentrar soluções.

Desta forma, entendemos que o projeto de evaporadores foge aos objetivos deste trabalho, ao contrário dos condensadores. Por isso, consideramos neste trabalho, de maneira especial os processos onde a mudança de fase é a condensação.

Nos processos de aquecimento, na grande maioria dos casos, o mesmo é feito através de vapor de água saturado, ou mesmo superaquecido, que é o fluido quente do qual geralmente se tem disponibilidade. O vapor, trocando energia com um fluido frio, se condensa. Para o dimensionamento da área de troca térmica de trocadores de calor em processos com mudança de fase, a mesma sistemática utilizada para trocadores sem mudança de fase pode ser seguida, com algumas modificações.

3.2.1 Balanco de energia:

A primeira modificação ocorre no balanço de energia. Para trocadores de calor com mudança de fase total, onde todo o fluido que passa pelo trocador sofre mudança de fase, a equação do balanço de energia se apresenta da seguinte forma:

$$Q = W_s \cdot h_{1vs} = W_t \cdot C_{pt} \cdot \Delta T_t \quad (3.72.a)$$

quando a condensação ocorre no lado do casco, e:

$$Q = W_t \cdot h_{1vt} = W_s \cdot C_{ps} \cdot \Delta T_s \quad (3.72.b)$$

quando a condensação ocorre no lado dos tubos.

onde h_{1vt} e h_{1vs} são os calores latentes devidos à mudança de fase, para os fluidos que escoam nos tubos e no casco, respectivamente.

A segunda modificação, ocorre no cálculo dos coeficientes individuais de troca térmica e perda de carga.

3.2.2 Cálculo dos coeficientes de película no casco:

Quando a condensação se dá no lado do casco, temos as seguintes equações para o cálculo do coeficiente de película:

3.2.2.1 - Para trocadores na posição horizontal:

De acordo com McADAMS(15), o coeficiente de película para a condensação sobre tubos horizontais pode ser encontrado por:

$$h_o = 0,945 \left(\frac{\mu_s \cdot G''}{k_s^3 \cdot \rho_s^2 \cdot g} \right)^{-1/3} \quad (3.73)$$

$$\text{onde : } G'' = \frac{W_s}{L \cdot N_t^{2/3}} \quad (3.74)$$

3.2.2.2 - Para trocadores na posição vertical :

O coeficiente de película para a condensação sobre tubos, dispostos na posição vertical pode ser calculado por:

$$h_o = 0,945 \left(\frac{\mu_s \cdot G}{k_s^3 \cdot \rho_s^2 \cdot g} \right)^{-1/3} \quad \text{Para } \frac{4 \cdot G}{\mu_s} < 2000 \quad (3.75)$$

$$h_o = 0,0077 \left(\frac{\mu_s^2}{k_s^3 \cdot \rho_s^2 \cdot g} \right)^{-1/3} \left(\frac{4 \cdot W_s}{\mu_s \cdot \pi \cdot d^2} \right)^{0,4} \quad (3.76)$$

$$\text{Para } \frac{4 \cdot G}{\mu_s} > 2000$$

$$\text{onde : } G = \frac{W_s}{\pi \cdot N_t \cdot d^2} \quad (3.77)$$

g é a aceleração da gravidade.

3.2.3 Cálculo do coeficiente de película nos tubos:

Quando a condensação se dá no lado dos tubos, temos:

3.2.3.1 - Para trocadores na posição horizontal :

Conforme McADAMS(15), o coeficiente de película para condensação no interior de tubos horizontais pode ser encontrado por:

$$h_{io} = \left(\frac{0,945 \cdot k_t^3 \cdot \rho_t^2 \cdot g}{\mu_t \cdot G} \right)^{1/3} \quad (3.78)$$

$$\text{onde : } G = \frac{W_t}{0,5 \cdot L \cdot N_t} \quad (3.79)$$

Este mesmo coeficiente pode ainda ser dado pelas equações abaixo, segundo os resultados obtidos por AKERS(16):

$$h_{io} = 0,0265 \frac{kt}{d_2} \left(\frac{C_{pt} \mu_t}{kt} \right)^{1/3} \text{Reg}^{0,8} \quad \text{para Reg} \gg 5.10^4 \quad (3.80)$$

$$h_{io} = 5,03 \frac{kt}{d_2} \left(\frac{C_{pt} \mu_t}{kt} \right)^{1/3} \text{Reg}^{1/3} \quad \text{para Reg} < 5.10^4 \quad (3.81)$$

$$\text{onde : Reg} = \frac{d_2 \cdot G_e}{\mu_{liq}} \quad (3.82)$$

$$G_e = G_l + G_g \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{1/2} \quad (3.83)$$

$$G_l = G_g \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{1/2} \quad (3.84)$$

G_g é a vazão do vapor que será condensado.

Neste trabalho, optou-se pelo uso das equações (3.80) e (3.81) por apresentarem melhores resultados.

3.2.3.2 - Para trocadores na posição vertical:

O coeficiente de película no interior de tubos verticais pode ser obtido da figura (3.17), retirada da referência (1), ou então, pela equação abaixo:

$$H = 10 \left(\frac{-\log \text{Ret} + 0,8007}{3,0106} \right) \quad \text{para Ret} < 2000 \quad (3.85)$$

$$H = 10 \left(\frac{\log \text{Ret} - 5,2488}{2,3875} \right) \quad \text{para Ret} > 2000 \quad (3.86)$$

$$\text{onde : Ret} = \frac{4 \cdot G}{\mu_t} \quad (3.87)$$

$$H = h_{io} \left(\frac{\mu_t^2}{kt^3 \cdot \rho_t^2 \cdot g} \right) \quad (3.88)$$

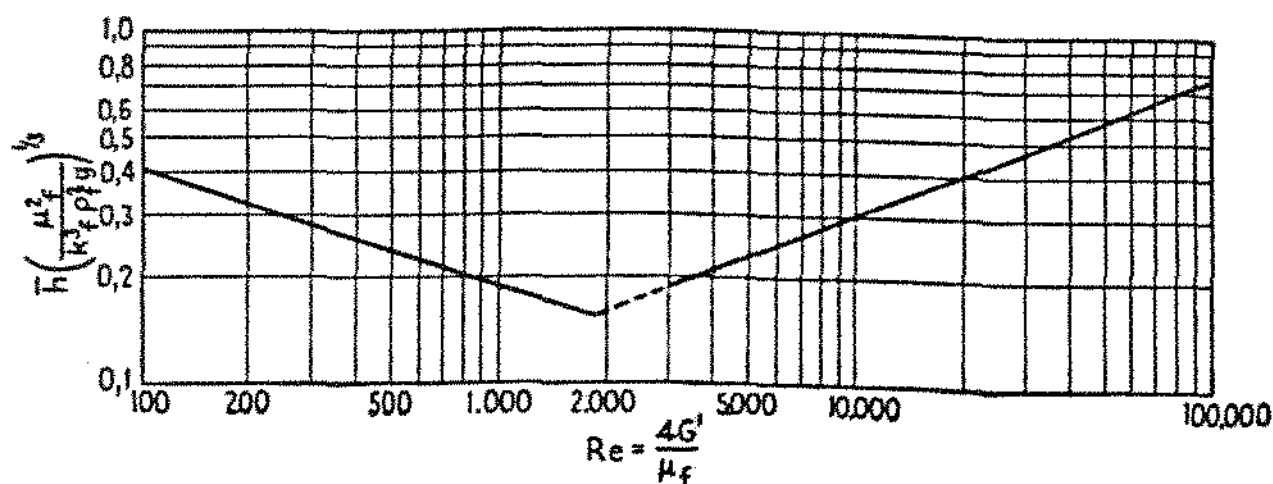


Figura 3.17 - Coeficiente de película no interior
de tubos verticais

3.2.4 Cálculo da queda de pressão:

No cálculo da queda de pressão, podem ser utilizadas as seguintes equações:

$$\Delta P_t = \frac{9,56 \cdot 10^{-12} \cdot f_{at} \cdot G_t^2 \cdot L \cdot NN}{d_i \cdot s} \quad (3.89)$$

para a condensação no interior dos tubos, e :

$$\Delta P_s = \frac{9,56 \cdot 10^{-12} \cdot f_s \cdot G_s^2 \cdot (N_{chi} + 1)}{D_e \cdot s} \quad (3.90)$$

para a condensação sobre os tubos.

onde D_e é o diâmetro equivalente dos tubos, dado pelas equações abaixo, dependendo da disposição dos tubos:

$$D_e = \frac{4 \cdot (P_1^2 - \pi \cdot d_2^2 / 4)}{\pi \cdot d_2} \quad (3.91)$$

para o arranjo quadrado, e :

$$De = \frac{4.(0,5.P1.0,86.P1 - 0,5.\pi.d2^2/4)}{0,5.\pi.d2} \quad (3.92)$$

para o arranjo triangular.

Com estas considerações é possível, finalmente, que se chegue ao projeto de trocadores de calor em processos com mudança de fase.

3.2.5 Cálculo de condensadores com vapor superaquecido:

A condensação de um vapor superaquecido é diferente da condensação de um vapor saturado. Isto se deve ao fato de que existe uma certa quantidade de calor sensível a ser trocada, referente ao resfriamento do vapor até que ele atinja a sua temperatura de saturação, além do calor latente resultante da mudança de fase.

Neste trabalho, utilizou-se o mesmo modelo citado por KERN(1), considerando que existem duas zonas distintas em série dentro do trocador, uma para o resfriamento e outra para a condensação do vapor. Desta forma, far-se-á para cada uma destas zonas, considerações diferentes.

3.2.5.1 - Cálculo do calor trocado:

O calor trocado é dado por:

$$Q = Q_c + Q_d \quad (3.93)$$

$$\text{onde : } Q_d = W.C_p.(T_1 - T_{sat}) \quad (3.94)$$

$$Q_c = W.h_{lv} \quad (3.95)$$

T_{sat} representa a temperatura de saturação do vapor, e h_{lv} o calor latente de mudança de fase. Os índices c e d representam, respectivamente, a condensação e o dessuperaquecimento do vapor.

3.2.5.2 - Cálculo da diferença de temperaturas:

A diferença de temperaturas é uma diferença de temperaturas ponderada, dada por:

$$\Delta t = \frac{Q}{\frac{Q_c}{\Delta t_c} + \frac{Q_d}{\Delta t_d}} \quad (3.96)$$

onde ΔT_c e ΔT_d são as MLDTs nos intervalos de condensação e subresfriamento, respectivamente. Para o cálculo destas MLDTs, as temperaturas consideradas são:

T_1 e T_{sat} para o fluido quente, e t_2 e t para o fluido frio, na zona de dessuperaquecimento do vapor;

T_{sat} e T_2 para o fluido quente, e t_1 e t para o fluido frio, na zona de condensação do vapor.

t é uma temperatura intermediária entre t_1 e t_2 , dada por:

$$t = t_1 + \frac{Q}{W} \quad (3.97)$$

3.2.5.3 - Cálculo dos coeficientes de película:

O coeficiente de película na zona de superaquecimento pode ser encontrado pelas equações (3.7) ou (3.8), se a condensação ocorrer no interior dos tubos, ou pela equação abaixo, no caso dela ocorrer exteriormente aos tubos:

$$h_{od} = 0,36 \cdot \frac{k_s}{De} \cdot Res^{0,55} \cdot Pr_s^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{ws}} \right)^{0,14} \quad (3.98)$$

onde

$$Res = \frac{G_s \cdot De}{\mu_s} \quad (3.101)$$

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} \quad (3.102)$$

$$as = \frac{D1.(P1 - d2).L3}{P1} \quad (3.103)$$

O coeficiente de película na zona de condensação é calculado através da equação (3.73), se a condensação ocorrer no casco de trocadores horizontais, ou pelas equações (3.75) ou (3.76) se a condensação ocorrer no casco de trocadores verticais. Se a condensação ocorrer no interior dos tubos, as equações utilizadas são as (3.80) ou (3.81) se o condensador for horizontal, ou a equação (3.88) se o condensador for vertical.

3.2.5.4 - Cálculo da queda de pressão:

O cálculo da queda de pressão também é feito supondo-se as duas zonas distintas, para o dessuperaquecimento e para a condensação. A queda de pressão é dada então pela soma destas duas:

$$\Delta Ps = \Delta Psc + \Delta Psd \quad (3.104)$$

Se a condensação ocorrer no casco, a queda de pressão para a zona de dessuperaquecimento é dada por:

$$Psd = \frac{4.f.Gs^2.D1.(Nbd + 1)}{2.(3600)^2.De.(P_s/1000)} \quad (3.105)$$

Nbd é o número de chicanas na zona de dessuperaquecimento, dado por:

$$Nbd = (1 - Lc)/L3 \quad (3.106)$$

Lc é o intervalo do tubo onde ocorre condensação. Este intervalo pode ser encontrado por:

$$Lc = \frac{AREAc}{AREAc + AREAd} \quad (3.107)$$

onde AREAc e AREAd são as áreas do trocador correspondentes às regiões de condensação e dessuperaquecimento, respectivamente, dadas por:

$$AREAd = \frac{Qd}{Ud \cdot \Delta td} \quad (3.108)$$

$$AREAc = \frac{Qc}{Uc \cdot \Delta tc} \quad (3.109)$$

onde:

$$Ud = \frac{hio \cdot hoc}{hio + hoc} \quad (3.110)$$

e:

$$Uc = \frac{hio \cdot hoc}{hio + hoc} \quad (3.111)$$

A queda de pressão para a zona de condensação é dada por:

$$Psc = 1/2 \cdot \frac{4 \cdot f \cdot Gs^2 \cdot D1 \cdot (Nbc+1)}{2 \cdot (3600)^2 \cdot De \cdot (\rho_s/1000)} \quad (3.112)$$

onde Nbc é o número de chicanas na zona de condensação, dado por:

$$Ncb = Lc/L3 \quad (3.113)$$

No caso da condensação ocorrer no interior dos tubos, as equações correspondentes para os tubos devem ser utilizadas.

3.2.5.5 - Cálculo do fator de incrustação:

Para o cálculo do fator de incrustação, utiliza-se a equação (2.24), e é necessário que se conheça o coeficiente global de troca térmica limpo e o de projeto. O coeficiente global de troca térmica de projeto é calculado pela equação (2.22), com AREAd dada pela equação (2.21). O coeficiente global de troca térmica limpo é dado por:

$$UC = \frac{Uc \cdot AREAc + Ud \cdot AREAd}{AREAc + AREAd} \quad (3.114)$$

3.2.6 Cálculo de condensadores-subresfriadores:

Para o cálculo de trocadores onde ocorre o subresfriamento do condensado, a mesma sistemática de cálculo definida para o caso de condensadores de vapor superaquecido é utilizada. A diferença é que agora as zonas consideradas são a de condensação e depois a de subresfriamento do condensado. As equações utilizadas nestes cálculos são as mesmas apresentadas anteriormente, no item (3.2.5).

CAPÍTULO 4

CAPÍTULO 4

DIMENSIONAMENTO TERMO-HIDRÁULICO DE TROCADORES MULTITUBULARES

Este capítulo é dedicado às aplicações do programa computacional desenvolvido para dimensionamento de trocadores de calor multitubulares, incluindo processos com mudança de fase. Para exemplificar seu uso, alguns problemas práticos serão resolvidos. O primeiro problema traz uma descrição detalhada da sequência de cálculos utilizada, e os demais são apresentados na forma de resultados, servindo para uma boa compreensão da variedade de trocadores que podem ser simulados a partir deste programa.

O microcomputador utilizado foi um PC-XT, com 16 bits, podendo ser operado com discos flexíveis ou discos rígidos.

O diagrama de blocos correspondente se encontra na figura (4.1), e é descrito a seguir.

4.1 Descrição do diagrama de blocos

O programa se inicia com a inserção dos dados de entrada. Os passos seguintes são os cálculos do calor trocado e da verdadeira diferença de temperaturas.

Para o número de passagens nos tubos(NN), será considerado inicialmente o valor máximo possível disponível, que no caso é igual a 8. Com este valor, obtém-se o número de tubos na tabela (2.6). Este número, na primeira tentativa, é o correspondente ao menor trocador possível, o qual apresenta um casco de 205 mm de diâmetro. A escolha deste valor inicial se justifica por que 8 passagens representam a queda de pressão máxima para o escoamento nos tubos, o que garante a obtenção de um maior valor para o coeficiente de transferência de calor convectivo.

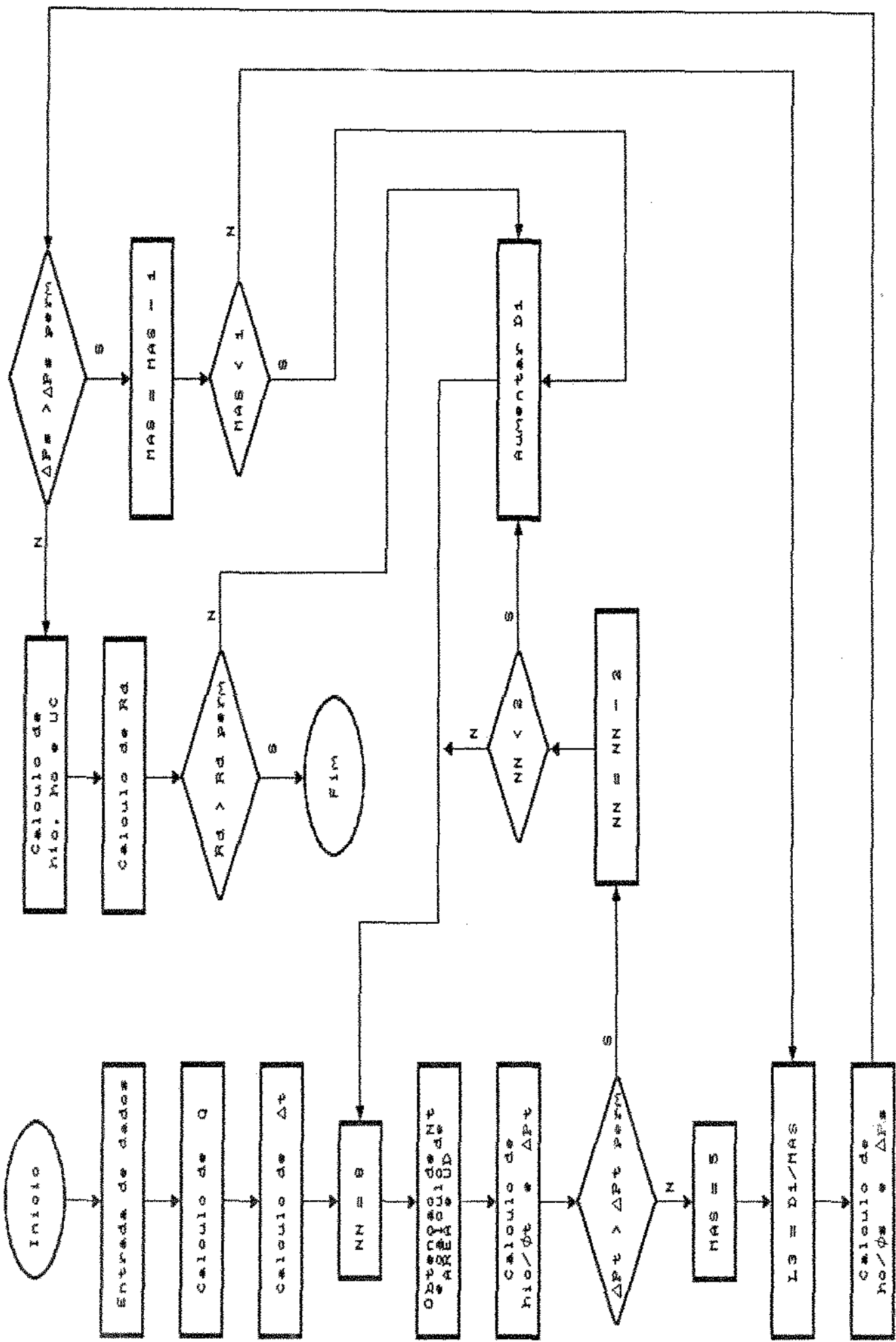


Figura 4.1 - Diagrama de Blocos

Uma vez obtido o número de tubos, calcula-se a área e o coeficiente global de troca térmica, o coeficiente de película e a queda de pressão para o lado dos tubos. O coeficiente de película calculado ainda não leva em conta o efeito da correção de viscosidade de SIEDER e TATE. Desta forma, este coeficiente calculado é o correspondente à razão h_{io}/ϕ_t . O coeficiente de película será corrigido adiante, pois para este cálculo é necessário que se conheça também o coeficiente de película do lado do casco.

Se a queda de pressão calculada for maior que a permitida, diminui-se o número de passagens nos tubos. Com este novo número de passagens, obtém-se um novo número de tubos da tabela (2.6) e calcula-se novamente os valores da área e do coeficiente global de troca térmica, do coeficiente de película e da queda de pressão para o lado dos tubos. Quando o número de passagens nos tubos for menor que 2, passa-se para o diâmetro seguinte do casco, e repete-se o procedimento até que se tenha uma queda de pressão maior que a permitida. O número mínimo de passagens nos tubos será igual a 2, uma vez que o cálculo de Δt no programa não prevê o trocador 1-1.

Uma vez satisfeita a queda de pressão no lado dos tubos, passa-se para o lado do casco, calculando-se o coeficiente de película e a queda de pressão. Este coeficiente de película calculado corresponde à razão h_o/ϕ_s , como no caso dos tubos. A correção será feita quando a queda de pressão for satisfeita.

Para o espaçamento entre as chicanas, considera-se inicialmente o menor valor possível, ou seja, $D_1/5$, o que corresponde a variável MAS apresentar o valor 5. Esta variável controla o espaçamento entre as chicanas(L3). Desta forma, conforme considerado no cálculo da queda de pressão para o lado dos tubos, tenta-se também obter a queda de pressão máxima para o lado do casco, a

qual é alcançada quando se tem o diâmetro da chicana(D_1) dividido por 5.

Se a queda de pressão calculada for maior que a permitida, diminui-se o valor da variável MAS, aumentando-se, consequentemente, o espaçamento entre as chicanas, e diminuindo-se a queda de pressão. Isto é feito enquanto a queda de pressão calculada for maior que a permitida. O menor valor que MAS pode assumir é 1, pois, conforme abordado no capítulo 2, o máximo espaçamento entre as chicanas é igual ao diâmetro interno do casco. Portanto, quando MAS apresentar um valor menor que um, deve-se aumentar o diâmetro do casco e repetir todo o procedimento, até que o valor permitido seja satisfeito. Neste caso, outra alternativa seria a inversão das correntes de escoamento. Porém, esta decisão é difícil de ser tomada pelo programa, em virtude do grande número de variáveis envolvidas, que interferem diretamente nesta escolha. Deste modo, este programa prevê que as correntes de escoamento devem ser definidas antes do início do programa, segundo critérios do projetista. Na pior das hipóteses, se o projetista não tiver critérios para escolher as regiões de escoamento, e a escolha for feita de forma aleatória, o programa deverá ser executado duas vezes, cobrindo assim as duas possibilidades com relação às correntes de escoamento.

Estando satisfeitas as quedas de pressão no casco e nos tubos, os coeficientes de película são corrigidos para levar em conta o efeito da viscosidade. Com os valores obtidos para h_{io}/ϕ_t e h_o/ϕ_s , obtém-se a temperatura da parede dos tubos. Nesta temperatura, obtém-se a viscosidade dos fluidos. Desta forma, os fatores de correção ϕ_s e ϕ_t podem ser calculados, através da razão entre a viscosidade na temperatura média e a viscosidade na temperatura da parede dos tubos, para cada um dos fluidos. Os coefi-

cientes corrigidos são obtidos através do produto entre os fatores de correção ϕ_s e ϕ_t e os valores de h_o/ϕ_s e h_{io}/ϕ_t , respectivamente.

O passo seguinte é o cálculo do coeficiente global de troca térmica limpo, e do fator de incrustação. Se o fator de incrustação for menor que o permitido, aumenta-se o diâmetro do casco, e então repete-se os procedimentos anteriores até que o R_d calculado seja maior que o valor limite. Quando isto ocorre, tem-se o trocador que satisfaz as condições do processo e de queda de pressão.

A figura (4.2) apresenta o fluxograma correspondente ao cálculo do calor trocado e da área de troca térmica. Sua descrição será feita a seguir.

4.1.1 - Fluxograma correspondente ao cálculo do calor trocado e da área e coeficiente global de troca térmica:

Este fluxograma representa a primeira parte do programa, incluindo a entrada de dados, o cálculo do calor trocado e da área e do coeficiente global de troca térmica.

O programa iniciará chamando a subrotina de entrada de dados. Através desta subrotina, serão inseridos os dados necessários ao funcionamento do programa. Estes dados dizem respeito ao trocador em si e aos fluidos.

Com relação aos tubos do trocador, os dados são o comprimento(L) em metros, o diâmetro externo(D2) em milímetros, o BWG dos tubos, a distância entre centros de tubos adjacentes(P1) em milímetros e o corte das chicanas. Também deverão ser inseridos, referentes ao trocador, as quedas de pressão permitidas para os lados do casco e dos tubos em N/m^2 .

Para os fluidos, deve-se fornecer as temperaturas de entrada(TQE e TFE) e saída(TQS e TFS) em graus C, as vazões mássi-

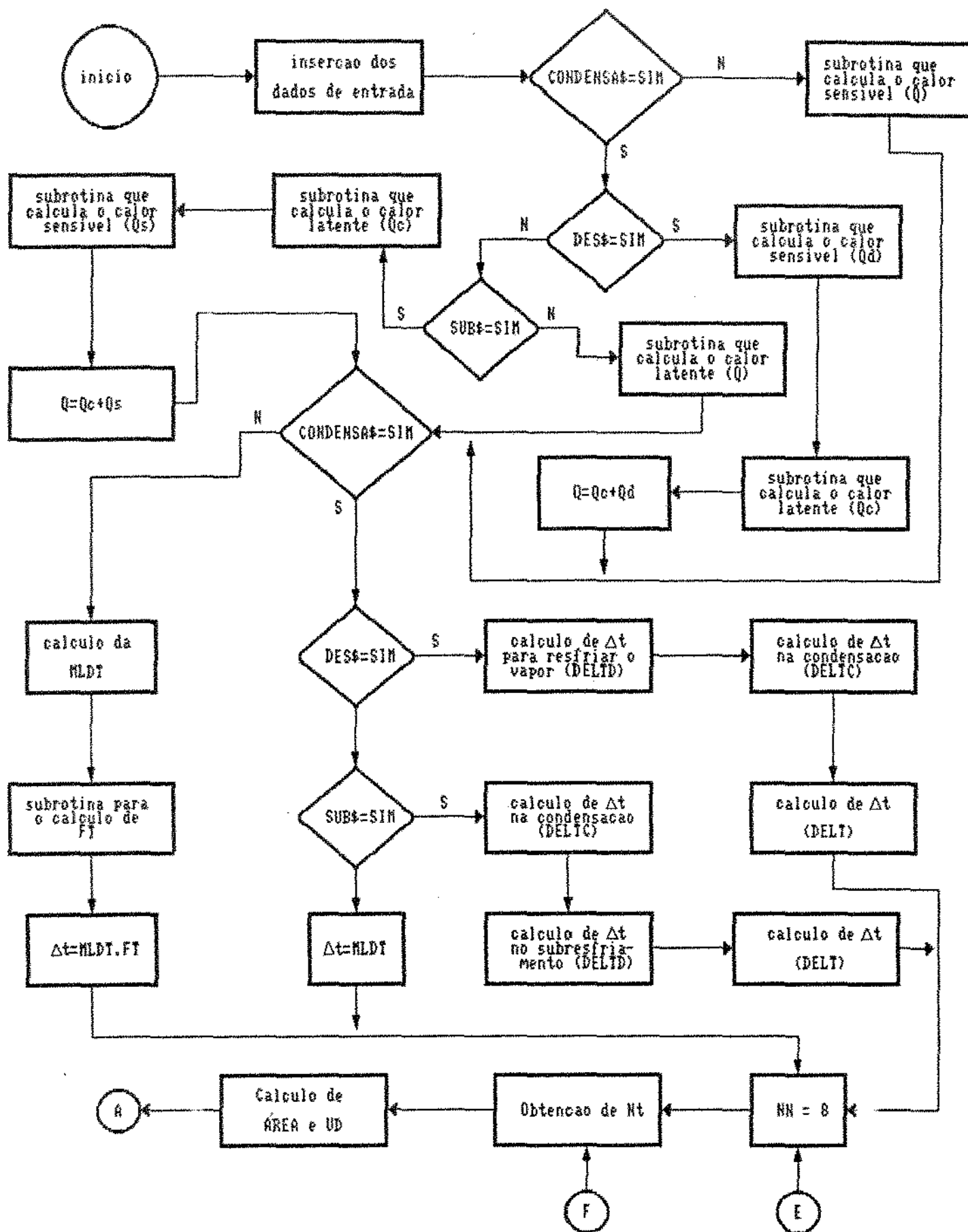


Figura 4.2 - Fluxograma correspondente ao calculo de Q , Δt , AREA e UD

cas(WQ e WF) em Kg/h e os fatores de incrustação(RDQ e RDF), em $m^2 \cdot ^\circ C/W$. Deverão ser fornecidos também os nomes dos fluidos(Q\$ e F\$), para que o programa, a partir do nome do fluido, encontre suas propriedades físicas nos arquivos de dados correspondentes.

Os dados de entrada são inseridos no programa conforme mostrado abaixo:

DADOS DO TROCADOR

COMPRIMENTO DOS TUBOS (m)=

DIÂMETRO EXTERNO DOS TUBOS (mm) =

BWG DOS TUBOS =

DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DE TUBOS ADJACENTES (mm) =

QUEDA DE PRESSÃO PERMITIDA PARA O LADO DO CASCO (N/m^2) =

QUEDA DE PRESSÃO PERMITIDA PARA O LADO DOS TUBOS (N/m^2)=

CORTE DAS CHICANAS =

DADOS DOS FLUIDOS

FLUIDO QUENTE = (nome do fluido)

FLUIDO FRIO = (nome do fluido)

(nome do fluido)

FATOR DE INCRUSTAÇÃO ($m^2 \cdot ^\circ C/W$) =

TEMPERATURA DE ENTRADA (graus C) =

TEMPERATURA DE SAÍDA (graus C) =

VAZÃO MÁSSICA (Kg/h) =

Aparecerá na tela uma mensagem perguntando se o fluido sofrerá ou não mudança de fase:

O FLUIDO SOFRERÁ MUDANÇA DE FASE(SIM/NÃO)?

O operador deverá digitar SIM, se houver condensação do fluido quente, e NÃO, se não houver. Esta resposta, dada pelo operador, é recebida no programa pela variável CONDENSE\$.

No desenvolvimento deste programa, foi utilizada a linguagem BASIC. Nesta linguagem, toda variável que apresenta o símbolo \$ em seu final é uma variável alfanumérica, e não tem, portanto, valor numérico. Caso o operador tenha digitado a palavra SIM, significando que haverá condensação, o programa irá pedir também os valores do calor latente de vaporização(HLV), da pressão em que se encontra o fluido(PRE) e do seu peso molecular(PM).

Após a inserção destes dados, outra mensagem aparecerá na tela:

HAVERÁ DESSUPERAQUECIMENTO(SIM/NÃO)?

Novamente, o operador deverá digitar SIM ou NÃO. Esta resposta será recebida pela variável DES\$. Se a resposta dada pelo operador for SIM, o programa pedirá os valores da entalpia do líquido(HLVL) e da temperatura de saturação(TSQ). Se o valor de DES\$ for NÃO, outra mensagem irá aparecer na tela:

HAVERÁ SUBRESFRIAMENTO(SIM/NÃO)?

A variável que interpreta estes resultados é SUB\$, e se a resposta for SIM, a entalpia do líquido(HLVL) e a temperatura de saturação(TSQ) deverão ser fornecidas.

O operador irá definir também onde escoarão as correntes quente e fria, através da mensagem abaixo, que aparecerá na tela:

ONDE IRÁ ESCOAR O FLUIDO QUENTE(CASCO/TUBO)?

Se o operador digitar CASCO, quer dizer que sua escolha foi colocar o fluido quente escoando no lado do casco, e conse-

quentemente, o fluido frio escoando nos tubos. Se a palavra digitada for TUBO, ocorrerá o contrário. A variável que no programa assume esta escolha é QUENTE\$.

Por fim, uma última mensagem surgirá na tela, indagando sobre a posição do trocador:

QUAL É A POSIÇÃO DO TROCADOR(HORIZONTAL/VERTICAL)?

A palavra a ser digitada pelo operador agora é VERTICAL ou HORIZONTAL. Estes valores são interpretados através da variável HORIZ\$.

Uma vez dispondo-se de todos os dados de entrada, retorna-se ao programa principal. O próximo passo é o cálculo do calor trocado, através do balanço de energia.

O balanço de energia neste programa será feito em relação ao fluido quente. Se não houver condensação, o programa chamará a subrotina que calcula o calor sensível trocado entre os dois fluidos. Se uma das vazões não for conhecida, seu cálculo será feito através do balanço de energia.

Se houver condensação e o vapor estiver superaquecido, o programa utilizará duas subrotinas para calcular o calor trocado: uma para o cálculo do calor sensível devido ao dessuperaquecimento do vapor e outra para o cálculo do calor latente devido à sua condensação. O calor total é dado pela soma destes dois.

Se o vapor estiver saturado, e for necessário o subresfriamento do condensado, o programa também utilizará duas subrotinas para o cálculo do calor trocado: uma para o cálculo do calor latente devido à condensação e outra para o cálculo do calor sensível, devido ao subresfriamento do condensado. O calor total também é dado pela soma dos dois.

Se não for necessário o subresfriamento do condensado, o programa irá utilizar somente a subrotina para o cálculo do calor

latente devido à condensação.

O próximo passo é o cálculo da diferença de temperaturas. Se não houver condensação, o programa calculará a MLDT e chamará a subrotina que calcula o fator de correção para a mesma. A diferença de temperaturas é calculada através do produto entre a MLDT e seu fator de correção.

Havendo condensação, e o vapor estando superaquecido, o programa irá calcular as MLDTs para o resfriamento e para a condensação do vapor. A diferença de temperaturas a ser empregada nos passos seguintes do programa, é uma diferença de temperaturas ponderada, resultado da razão entre o calor trocado e a somatória das razões entre os calores trocados em cada etapa e suas respectivas MLDTs.

Se o vapor estiver saturado, e houver subresfriamento após a condensação, teremos um procedimento análogo, considerando-se as MLDTs para a condensação e para o subresfriamento.

Se não houver subresfriamento do condensado, a diferença de temperaturas será a própria MLDT. O fator de correção para a mesma é unitário.

O passo seguinte no programa é o cálculo da área de troca térmica. Neste cálculo, é necessário o número de tubos. Para encontrar este número, o programa irá usar uma subrotina, que contém um arquivo aleatório de dados. Neste arquivo, encontram-se os dados da tabela (2.6). O número de tubos será encontrado, através do diâmetro externo dos tubos, da distância entre centros de tubos adjacentes, do número de passagens e de acordo com a forma geométrica da distribuição dos tubos. Dentre estes dados, os dois primeiros serão dados de entrada do programa. A disposição dos tubos será escolhida pelo próprio programa, seguindo o seguinte critério, conforme discutido no capítulo 2: fluidos com fator de in-

crustação no lado do casco maior que $0,000352 \text{ m}^2\text{C/W}$, requerem um arranjo quadrado. Se o fator de incrustação apresenta um valor menor, utiliza-se uma distribuição triangular.

Na primeira tentativa, faz-se o número de passagens nos tubos apresentar um valor igual a 8. Isto é feito para garantir que se tenha a máxima queda de pressão no escoamento do lado dos tubos dentro do limite permitido. Com este valor, o programa buscará o número de tubos. O primeiro número de tubos a ser considerado, será o correspondente ao menor diâmetro de casco, ou seja, 205 mm, de acordo com os valores do diâmetro externo dos tubos, da distância entre centros de tubos adjacentes e do arranjo geométrico dos tubos. Se não houver um número de tubos disponível na tabela para 8 passagens, o programa tentará 6 passagens, e o número de tubos correspondente será tomado.

Retornando ao programa principal, com este número de tubos, o programa chamará a subrotina para o cálculo da área de troca térmica. O próximo passo, dentro do programa, é o cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão no lado dos tubos. A figura (4.3) apresenta o fluxograma correspondente a estes cálculos, que é descrito a seguir.

4.1.2 - Fluxograma correspondente ao cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão nos tubos:

As propriedades físicas do fluido utilizadas serão avaliadas na temperatura média aritmética entre a entrada e a saída do fluido. Os dados, com relação às propriedades físicas, se encontram guardados em arquivos sequenciais, contendo o nome do fluido e dois valores da propriedade física em questão, com os valores das temperaturas correspondentes. Com estes valores de referência, o programa chamará a subrotina que calcula o valor da propriedade física na temperatura desejada. Existem subrotinas espe-

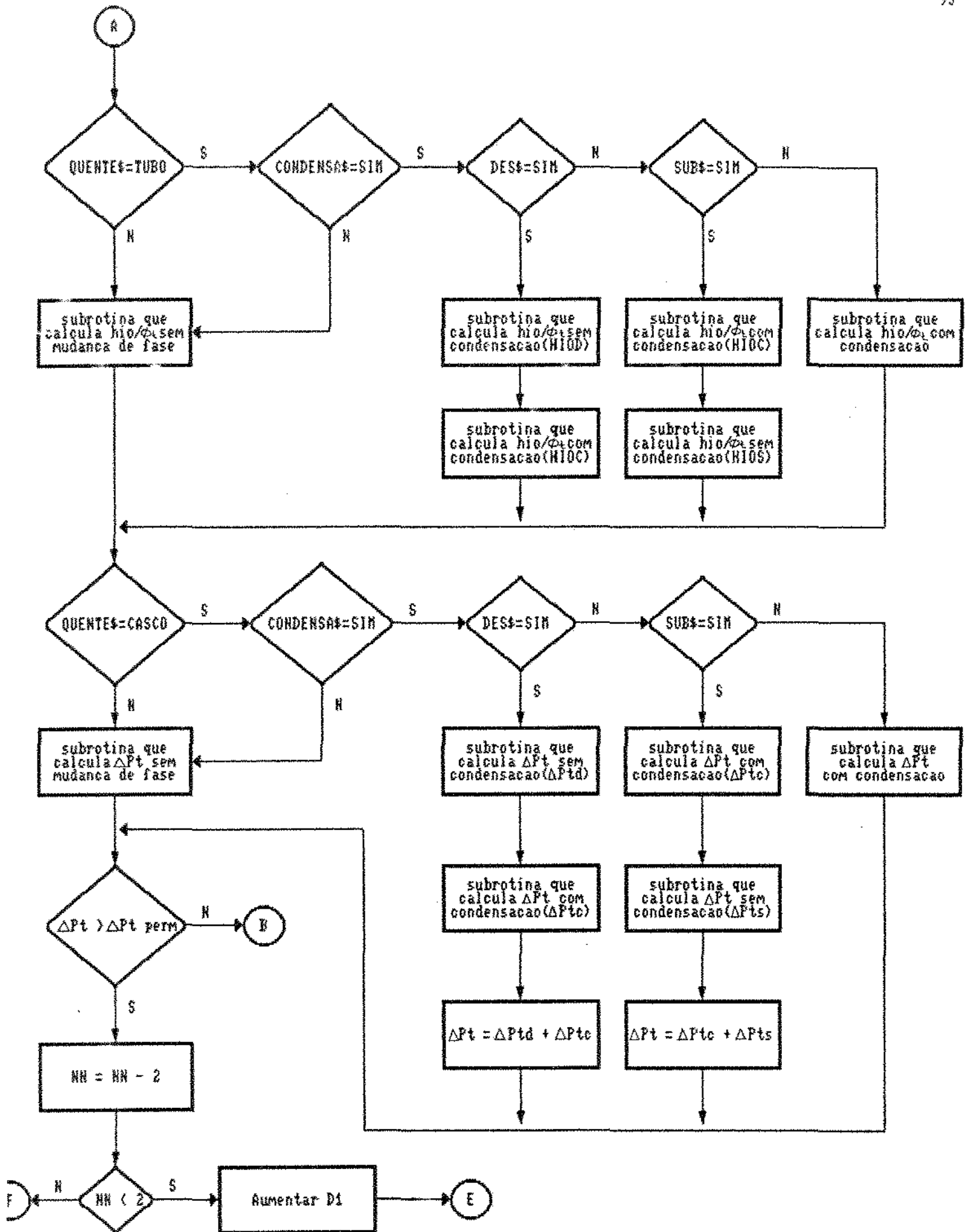


Figura 4.3 - Fluxograma correspondente ao cálculo de h_{io}/ϕ_t e ΔP_t

ecíficas para cada uma das propriedades físicas.

Poderá acontecer, no decorrer do cálculo de alguma das propriedades físicas, que o fluido não pertença ao rol dos fluidos arquivados. Neste caso, aparecerá uma mensagem na tela, pedindo que sejam fornecidos os valores das propriedades físicas em duas temperaturas diferentes e as respectivas temperaturas. Em seguida, o programa chamará a subrotina apropriada, para que se obtenha o valor da propriedade física na temperatura desejada. As propriedades físicas são necessárias aos cálculos que se seguem.

Caso o fluido frio esteja escoando nos tubos, o programa utilizará as subrotinas que calculam o coeficiente de película e a queda de pressão no lado dos tubos sem mudança de fase. O mesmo ocorrerá se o fluido quente estiver escoando nos tubos, e não houver condensação.

Se houver condensação e o fluido quente for um vapor superaquecido, o programa irá utilizar duas subrotinas para o cálculo do coeficiente de película. As subrotinas a serem utilizadas são a que calcula o coeficiente de película sem condensação, para o resfriamento do vapor, até que este atinja a sua temperatura de saturação e a que calcula o coeficiente de película durante a condensação. Para a queda de pressão, também serão utilizadas duas subrotinas, como no caso anterior, e a queda de pressão total para o escoamento no lado dos tubos é dada pela soma destas quedas de pressão calculadas.

Para vapor saturado, com subresfriamento do condensado, o programa deverá utilizar também duas subrotinas para o cálculo do coeficiente de película, uma para o cálculo do coeficiente de película durante a condensação e outra para o cálculo do coeficiente de película para o subresfriamento. O mesmo ocorre para o caso da queda de pressão, com a queda de pressão total sendo dada

pela soma das duas quedas de pressão calculadas.

Se não houver subresfriamento do condensado, o programa utilizará simplesmente as subrotinas para o cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão com condensação no interior dos tubos.

As propriedades físicas utilizadas no cálculo dos coeficientes de película quando há mudança de fase são as do condensado.

Uma vez obtidos o coeficiente de película e a queda de pressão para o escoamento do lado dos tubos, é feita uma comparação do valor calculado para a queda de pressão com o valor permitido. Se o valor calculado for menor que o permitido, o programa segue adiante, no cálculo do coeficiente de película e da perda de carga no lado do casco.

Se isto não ocorrer, o programa diminuirá o número de passagens nos tubos, fazendo o valor atual ser igual ao número de passagens anterior diminuído de duas unidades, uma vez que estamos projetando somente trocadores com número par de passagens nos tubos. Se este valor encontrado não for menor que 2, o programa considerará o número de tubos correspondente a este número de passagens e calculará novamente a área de troca térmica, o coeficiente de película e a queda de pressão.

Caso o número de passagens encontrado seja menor que 2, o programa retornará à subrotina que fornece o número de tubos, e será considerado o número de tubos correspondente ao casco de diâmetro imediatamente superior, iniciando novamente com 8 passagens, e respeitando os dados com relação ao diâmetro externo, à distância entre centros de tubos adjacentes e à disposição geométrica dos tubos. Com este valor para o número de tubos, calcula-se a nova área de troca térmica, e a seguir, o coeficiente de película e

a queda de pressão para o fluido escoando no interior dos tubos. Este procedimento se repete até que se tenha um valor para a queda de pressão menor do que o permitido.

O próximo passo é a determinação do coeficiente de película e da queda de pressão para o escoamento do lado de casco. A figura (4.4) apresenta o fluxograma correspondente a estes cálculos.

4.1.3 - Fluxograma correspondente ao cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão para o casco:

Se o fluido frio estiver escoando no lado do casco, o programa chamará as subrotinas que calculam o coeficiente de película e a queda de pressão no lado do casco sem mudança de fase, através do método de BELL-DELAWARE.

Caso o fluido que escoar no casco seja o fluido quente, e não haja condensação, o programa irá utilizar as mesmas subrotinas citadas anteriormente.

Se a condensação ocorrer, e o vapor estiver superaquecido, o programa utilizará duas subrotinas para o cálculo do coeficiente de película; uma para o resfriamento do vapor até que seja atingida sua temperatura de saturação, e outra para a condensação. Da mesma forma, serão utilizadas duas subrotinas no cálculo da queda de pressão, sendo a queda de pressão total no lado do casco igual à soma das duas quedas de pressão calculadas, para o resfriamento do vapor e para a condensação do mesmo.

Se houver condensação, o vapor estiver saturado e o condensado tiver que ser subresfriado, o programa utilizará duas subrotinas para o cálculo do coeficiente de película; uma para a condensação do vapor e outra para o subresfriamento do condensado. O mesmo ocorrerá com a queda de pressão, sendo a queda de pressão total no lado do casco igual à soma das duas quedas de pressão

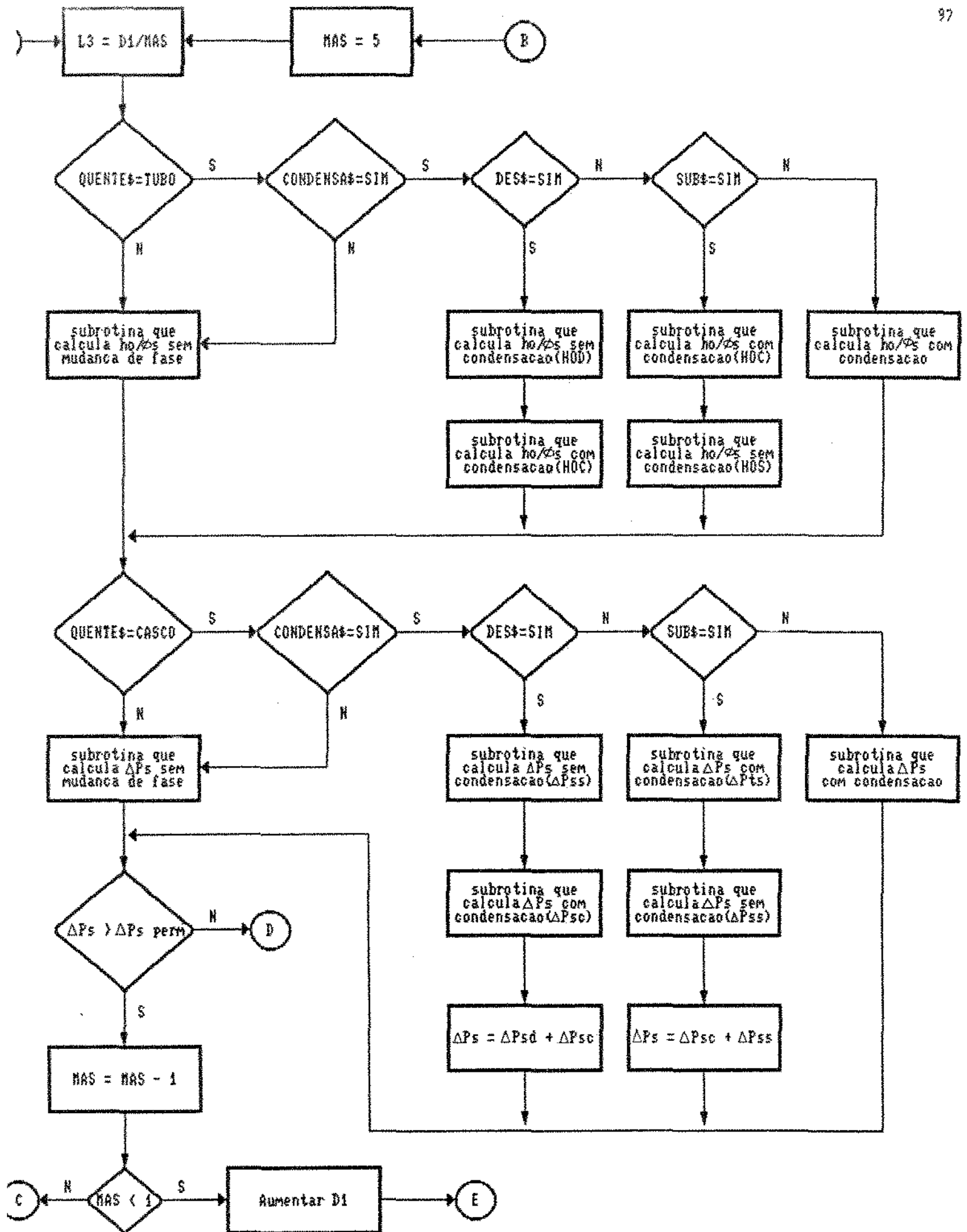


Figura 4.4 - Fluxograma correspondente ao cálculo de $ho/\Delta P_s$ e ΔP_s

calculadas, para a condensação e para o subresfriamento do condensado.

Se o vapor estiver saturado, mas o condensado não sofrer subresfriamento, o programa apenas utilizará as subrotinas que calculam o coeficiente de película e a queda de pressão com condensação no casco.

O valor calculado para a queda de pressão no lado do casco será comparado com o valor permitido, como no caso da queda de pressão para os tubos. Se o valor calculado for menor que o permitido, o programa seguirá adiante, para o cálculo do fator de incrustação. Se isto não ocorrer, o programa diminuirá em uma unidade o valor da variável MAS, aumentando assim o espaçamento entre as chicanas. Calcular-se-á novamente o coeficiente de película e a queda de pressão no casco, e o valor da queda de pressão será novamente comparado com o permitido. Este procedimento se repetirá até que se tenha uma queda de pressão menor que a permitida, ou então um valor para MAS menor que um, o que traduz um espaçamento entre as chicanas maior que o diâmetro interno do casco, que é o limite máximo para este espaçamento, de acordo com a referência (2). Se MAS for menor que um, tem-se um trocador pequeno, e o diâmetro do casco deverá ser aumentado. O programa irá repetir estes cálculos até que se tenha uma queda de pressão no casco menor que o valor permitido.

A parte final do programa compreende o cálculo do fator de incrustação e a impressão do relatório final. A figura (4.5) apresenta o fluxograma correspondente a estes cálculos.

4.1.4 - Fluxograma correspondente ao cálculo do fator de incrustação:

O fator de incrustação será calculado através dos coeficientes globais de troca térmica de projeto e limpo, que por sua

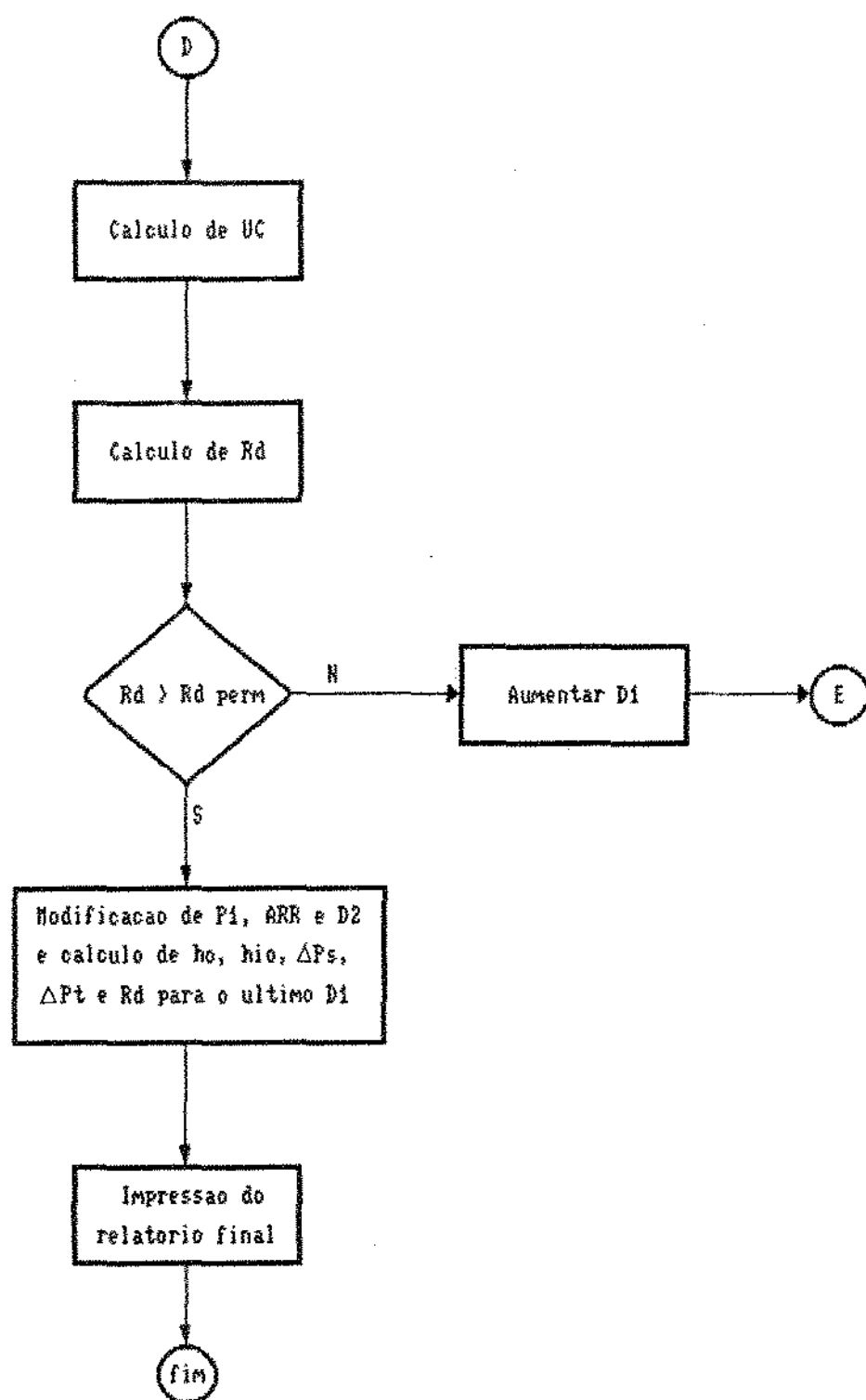


Figura 4.5 - Fluxograma correspondente ao calculo de R_d

vez serão calculados através da área de troca térmica e dos coeficientes de película, respectivamente. O valor calculado para R_d será comparado ao valor permitido. Se for maior, o programa seguirá adiante. Caso contrário, o programa retornará novamente à subrotina que fornece o número de tubos, e o mesmo procedimento com relação às quedas de pressão no casco e nos tubos irá se repetir, até que o valor calculado seja maior que o permitido. Este valor deverá ser maior porque depois de um determinado tempo de uso, os depósitos sobre as partes interna e externa dos tubos produzirão resistências adicionais, as quais obviamente reduzirão o valor inicial do coeficiente global de troca térmica, e, conseqüentemente, a quantidade de calor trocado será também alterada. Portanto, se o fator de incrustação calculado for menor que o requerido, teremos um trocador subdimensionado para um tempo previsto de operação.

De acordo com a tabela (2.6), para se encontrar o diâmetro interno do casco, existem cinco configurações diferentes com relação ao diâmetro externo dos tubos, a distância entre centros de tubos adjacentes e a disposição geométrica dos tubos. Tem-se até agora um trocador que satisfaz as condições do processo e de queda de pressão para uma destas cinco configurações. Desta forma, o programa estaria terminado. Porém, com o objetivo de fornecer um maior número de informações ao projetista, dando maior consistência aos resultados obtidos, o programa irá realizar mais alguns cálculos para o trocador obtido, variando-se o diâmetro externo, a disposição geométrica e a distância entre centros de tubos adjacentes.

Realizados todos estes cálculos, o programa terminará com a emissão de um relatório final, onde constará:

- Número de passagens nos tubos;

- Disposição geométrica dos tubos;
- Diâmetro externo dos tubos;
- Distância entre centros de tubos adjacentes;
- Diâmetro interno do casco;
- Área de troca térmica;
- Número de tubos;
- Coeficientes de película para os tubos e para o casco;
- Coeficientes globais de troca térmica limpo e de projeto
- Quedas de pressão calculadas para o casco e os tubos;
- Fator de incrustação calculado.

Estes resultados serão emitidos para cada uma das cinco configurações existentes para diâmetros de cascos contidos na tabela (2.6).

4.2 Cálculo de um trocador sem mudança de fase

A fim de exemplificar a aplicação do programa desenvolvido, consideremos uma operação de resfriamento, cujas condições foram extraídas da referência (1). No caso, trata-se do resfriamento de 27240 kg/h de acetona de 121°C a 38°C. O calor é recebido por 83990 kg/h de uma solução de ácido acético, que será aquecida de 32,5°C para 66°C. As quedas de pressão permitidas para os fluidos quente e frio são iguais a $6,895 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$, e necessita-se de um fator de incrustação combinado igual a $7,058 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C/W}$. Para essa operação, dispõe-se de vários trocadores 1-2, com tubos de 4,87 metros de comprimento, espaçados de 25,4 mm, com BWG 14 e 19,05 mm de diâmetro externo, e a questão é determinar-se quantos trocadores devem ser instalados em série.

Ao contrário do proposto, consideraremos aqui o problema de forma diferente, supondo que não existem trocadores disponíveis, e partindo para o chamado projeto do trocador. Desta forma,

será calculado o trocador que melhor satisfaça as condições exigidas pelo processo.

Os fatores de incrustação individuais são iguais a $3.52 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C/W}$. Com estes valores, conforme já mencionado no capítulo 2, optamos por uma distribuição dos tubos na forma quadrada, com o ácido acético(fluido frio) escoando no interior dos tubos, e a acetona(fluido quente), escoando no lado do casco.

Serão mantidos os dados do diâmetro externo, comprimento e BWG dos tubos, além da distância entre centros de tubos adjacentes.

a) Cálculo do calor trocado:

As temperaturas médias aritméticas dos fluidos, calculadas pelo programa são $79,50^\circ\text{C}$ para a acetona e $49,25^\circ\text{C}$ para o ácido acético. Nestas temperaturas, as respectivas capacidades caloríficas obtidas pelo programa são 2230,75 e 2138,26 W.s/Kg $^\circ\text{C}$. O calor trocado, calculado pela equação (3.1), para o fluido quente, é igual a $5,292 \cdot 10^9 \text{ J/h}$.

b) Cálculo da verdadeira diferença de temperaturas:

As diferenças de temperatura nos terminais quente e frio são, respectivamente, 55 e 5,5 graus C. A MLDT, calculada a partir da equação (3.3), supondo-se escoamento contracorrente, é $21,49^\circ\text{C}$. O fator de correção F_t para a MLDT, dado pela equação (3.5.a), para este caso é impossível de ser calculado, pois ocorre o logaritmo de um número negativo. Desta forma, deve-se tentar duas passagens no lado do casco.

Para esta nova tentativa, com $N=2$, o valor obtido para F_t foi 0,601. Este valor é inferior a 0,85, que é o valor limite para F_t , conforme discutido no capítulo 3. Desta forma, deve-se tentar três passagens no casco.

O resultado para F_t com $N=3$ é 0,872. Como este valor é maior que 0,85, tem-se então, teoricamente, três passagens no casco, o que significa na prática três trocadores 1-2 associados em série.

A verdadeira diferença de temperaturas, calculada pela equação (3.2) é 18,82 °C

c) Obtenção do número de tubos:

Para o número de tubos, é considerado o valor correspondente ao menor diâmetro de casco na tabela (2.6), ou seja, 205 mm. Com os valores do diâmetro externo dos tubos igual a 19,05 mm, distribuição geométrica dos tubos na forma quadrada e distância entre centros de tubos adjacentes igual a 25,4 mm, o programa tenta inicialmente 8 passagens nos tubos. Como pode ser observado, não existe um valor correspondente ao número de tubos para 8 passagens na tabela (2.6), para este diâmetro do casco. Desta forma, automaticamente, o programa tenta 6 passagens, cujo número de tubos correspondente é 20.

d) Cálculo da área e do coeficiente global de troca térmica:

Com o valor obtido anteriormente para o número de tubos, calcula-se a área de troca térmica pela equação (2.21), com o valor de a'' obtido na tabela (2.3). Este corresponde a 0,0598 m²/m. A Área de troca térmica, calculada pela equação (2.21) é 17,483 m².

Com este resultado, utilizando a equação (2.22), o valor de UD é calculado, e é igual a 4485,87 W/m²°C

e) Cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão para o fluido escoando no lado dos tubos:

Para o cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão para o ácido acético, as propriedades físicas obtidas na

temperatura média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída do fluido, calculadas pelas equações (2.1) a (2.4) são:

$$\mu_t = 7,81 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$k_t = 0,1868 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\rho_t = 1,05$$

A área de escoamento nos tubos, é dada pela equação (3.7.c), e apresenta o valor $5,763 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.

A vazão mássica por unidade de área no interior dos tubos, calculada pela equação (3.7.b) é $1,45731 \cdot 10^8 \text{ Kg/h.m}^2$.

Os números de REYNOLDS e PRANDTL apresentam os seguintes valores:

$$Re_t = 768669,34$$

$$Pr_t = 8,93$$

Para o cálculo do coeficiente de película, faz-se uma substituição na equação (3.7), calculando-se o valor de h_{io}/ϕ_t . Essa substituição é feita porque não se dispõe da viscosidade do fluido na temperatura da parede dos tubos. Desta forma, o valor calculado para h_{io}/ϕ_t é:

$$h_{io}/\phi_t = 28058,91 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

No cálculo da queda de pressão, considera-se a perda de carga distribuída, e uma perda de carga secundária devido a mudança de direção do fluido. Como $Re_t > 3800$, o fator de atrito é calculado pela equação (3.14.c), apresentando o seguinte valor:

$$f_{at} = 4,39 \cdot 10^{-3}$$

Utilizando-se a equação (3.13), a perda de carga distribuída é $5,915 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$.

A velocidade do fluido, calculada pela equação (3.15.a) é igual a $38,55 \text{ m/s}$. Para este valor, a queda de pressão devido a mudança de direção do fluido, calculada pela equação (3.15) é $5,349 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$.

A perda de carga total para o escoamento do lado dos tubos, calculada pela equação (3.16) é:

$$\Delta P_T = 1,126.10^8 \text{ N/m}^2$$

Este valor é muito maior que a queda de pressão permitida, que é $6,895.10^4 \text{ N/m}^2$. Desta forma, um novo trocador deve ser considerado, com um casco cujo diâmetro é o imediatamente superior ao anteriormente usado. Este valor, na tabela (2.6) é 254,31 mm. Tal procedimento deve ser repetido até que se tenha uma queda de pressão menor que a permitida. Os resultados obtidos para as tentativas feitas encontram-se na tabela (4.1).

Conforme podemos observar nesta tabela, a queda de pressão nos tubos será satisfeita para um trocador de 488,95 mm de diâmetro de casco e duas passagens nos tubos. Desta forma, passa-se então ao cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão no escoamento do lado do casco.

Como não há mudança de fase, o método utilizado para este cálculo é o de BELL-DELAWARE.

Inicialmente o programa irá tentar o espaçamento mínimo para as chicanas, fazendo $MAS=5$.

O coeficiente de película no lado do casco é encontrado pela equação (3.17). O coeficiente de película para o escoamento cruzado através do feixe de tubos ideal é dado pela equação (3.20).

As propriedades físicas para a acetona, avaliadas pelo programa na temperatura média entre a entrada e a saída, são:

$$k_s = 0,163 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\mu_s = 1,97.10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$\rho_s = 0,79$$

A área da seção de escoamento cruzado, encontrada pela equação (3.23.a), é igual a $0,0138 \text{ m}^2$.

D1 (mm)	NN	Nt	AREA (m ²)	UD (W/m ² °C)	hio/φt (W/m ² °C)	ΔPT 10 ⁻⁴ (N/m ²)
	6	20	17,48	4485,90	31454,1	12278,600
205,00	4	20	17,48	4485,91	23161,7	3710,517
	2	26	22,73	3341,42	10658,2	294,988
	6	36	31,46	2413,23	19167,2	4010,753
254,31	4	40	34,96	2171,89	12707,8	997,996
	2	52	45,46	1670,73	5895,4	80,447
	8	60	52,45	1447,90	15645,1	3525,112
	6	68	59,44	1277,61	11215,6	1195,097
340,80	4	68	59,44	1277,62	8133,7	365,614
	2	72	62,94	1206,60	4490,7	43,797
	8	70	61,19	1241,11	13758,6	2626,271
	6	77	67,31	1128,22	10115,4	943,636
336,55	4	81	70,81	1072,60	7034,0	262,762
	2	90	78,67	965,34	3732,2	28,904
	8	108	94,41	804,44	11148,9	1149,134
	6	112	97,91	775,67	7426,1	463,585
387,35	4	116	101,40	748,89	5231,7	133,611
	2	132	115,38	758,11	2723,2	14,197
	8	142	124,13	611,81	7684,9	683,115
	6	164	143,36	529,73	5436,3	225,529
438,15	4	168	146,86	517,12	3859,8	66,723
	2	178	155,59	488,05	2132,7	8,177
	8	188	164,34	462,05	6114,1	401,448
	6	208	181,82	417,66	4480,6	144,202
488,95	4	216	188,82	402,20	3149,9	41,749
	2	224	195,81	387,85	1768,7	5,364

Tabela 4.1 - Cálculo de h_{io}/ϕ_t e ΔP_T
A vazão mássica por unidade de área, é igual a:

$$G_s = 1,973.10^6 \text{ Kg/h.m}^2$$

O número de REYNOLDS correspondente é 53001.

O fator de COLBURN J_h , dado pela equação (3.24), é:

$$J_h = 5,03.10^{-3}$$

O número de PRANDTL correspondente é:

$$Pr_s = 2,817$$

O coeficiente de película para o feixe de tubos ideal, calculado pela equação (3.20) é:

$$h_{ideal} = 3814,25 \text{ W/m}^2\text{C}$$

O cálculo de J_c , que é o fator de correção que leva em conta o efeito das janelas, é realizado através da equação (3.26).

O valor obtido foi:

$$J_c = 1,016$$

O cálculo do fator J_1 , que leva em conta os vazamentos entre o casco e as chicanas e entre os tubos e as chicanas, é dado pela equação (3.30). O valor obtido foi:

$$J_1 = 0,555$$

O fator J_b é o que leva em conta o efeito dos desvios do escoamento principal através da folga existente entre o feixe de tubos e o casco. Este valor pode ser encontrado através das equações (3.37.a) ou (3.37.b).

Neste caso, não se adiciona tiras selantes, pois a diferença entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro do feixe de tubos é menor que o valor limitante, conforme discutido no capítulo 2. Como o valor de N_{ss} é zero, r_b também é zero. Assim, a equação (3.37.a) deve ser utilizada para o cálculo de J_b . Desta forma, o valor de J_b é então:

$$J_b = 0,755$$

O fator de correção J_r , que considera o gradiente de temperatura adverso quando o escoamento é laminar, apresenta valor

unitário, porque $Res > 100$.

O fator de correção J_s , que considera os espaçamentos entre as chicanas mais extremas também apresenta valor unitário, pois as chicanas de entrada e de saída tem os mesmos espaçamentos que as chicanas intermediárias.

Assim, o coeficiente de película no lado do casco, calculado pela equação (3.17) apresenta o seguinte valor:

$$h_o/\phi_s = 1622,24 \text{ W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

O próximo passo é o cálculo da queda de pressão para o lado do casco, através da equação (3.55). Este valor é resultado da soma das quedas de pressão ΔP_{cr} , que representa a queda de pressão no escoamento cruzado, ΔP_w , que representa a queda de pressão nas janelas, ΔP_e , que representa a queda de pressão nas regiões de entrada e de saída, e ΔP_{bo1} e ΔP_{bo2} , que representam as quedas de pressão nos bocais de entrada e de saída.

A queda de pressão para o escoamento cruzado é dada pela equação (3.56). ΔP_{bi} representa a queda de pressão em um feixe de tubos ideal correspondente a uma seção de escoamento cruzado e é encontrada através da equação (3.59). O fator de atrito f_{id} é obtido pela equação (3.60). Seus valores são:

$$f_{id} = 0,078$$

$$\Delta P_{bi} = 1979,49 \text{ N/m}^2$$

O valor de R_b , obtido da equação (3.62.a), é:

$$R_b = 0,435$$

O valor de R_l , obtido da equação (3.63.a), é:

$$R_l = 0,336$$

O número de chicanas é encontrado na equação (3.47), onde L_1 é o comprimento dos tubos entre as superfícies internas dos espelhos, dado pela equação (3.48). Seus valores são:

$$L_1 = 4,779 \text{ m}$$

$$Nb = 143,6$$

A queda de pressão no escoamento cruzado, calculada pela equação (3.56) é:

$$\Delta P_{cr} = 4,137 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

O valor para a queda de pressão devido à existência de janelas, ΔP_w , é dado pela equação (3.57), com ΔP_{wi} , a perda de carga onde não há vazamentos ou desvios, dada pela equação (3.64), pois $Re_s > 100$. Seus valores são:

$$\Delta P_{wi} = 0,450 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_w = 2,179 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

Passa-se agora ao cálculo da queda de pressão nas regiões de entrada e de saída do trocador, que é encontrada pela equação (3.58). Nesta equação, R_s é o fator que leva em conta os espaçamentos entre as chicanas mais extremas e os bocais de entrada e de saída. Neste caso, considera-se os espaçamentos das chicanas mais extremas iguais aos das chicanas intermediárias. Desta forma, tem-se que:

$$l_{11} = L_3 = 97,79 \text{ mm} \quad e$$

$$l_{22} = L_3 = 97,79 \text{ mm}$$

Isto significa que, pelas equações (3.53) e (3.54), temos:

$$l_{11}^* = l_{22}^* = 1.$$

O fator R_s , calculado pela equação (3.71), é:

$$R_s = 2.$$

A queda de pressão para as regiões de entrada e saída do trocador é:

$$\Delta P_e = 0,152 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

Por fim, tem-se o cálculo para a queda de pressão nos bocais do casco, que é dada pela equação (3.58.a). Como o diâmetro do casco é 488,95 mm, de acordo com KERN(1), tem-se um diâmetro do

bocal igual a 76,2 mm. Considera-se os bocais de entrada e de saída com o mesmo diâmetro. A queda de pressão para um bocal é:

$$\Delta P_{bo} = 0,922 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

A queda de pressão total para o escoamento no lado do casco fica sendo:

$$\Delta P_s = 8,149 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

Este valor é maior que a queda de pressão permitida, que é $6,895 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$. Desta forma, o programa irá aumentar o espaçamento entre as chicanas, diminuindo em uma unidade o valor de MAS. Os resultados desta tentativa satisfazem a queda de pressão para o escoamento no lado do casco e encontram-se na tabela (4.2), juntamente com outras configurações de trocadores.

Como as quedas de pressão foram satisfeitas, os fatores de correção de SIEDER e TATE podem ser calculados. A temperatura da parede dos tubos pode ser obtida pela equação (3.11.a), pois o fluido frio (ácido acético) escoar nos tubos. O valor obtido para a temperatura da parede é:

$$T_w = 335,19 \text{ K}$$

Com esta temperatura, as viscosidades obtidas são:

$$\mu_{ws} = 2,29 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$\mu_{wt} = 6,96 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

Os fatores de correção obtidos são:

$$\phi_s = 0,979$$

$$\phi_t = 0,984$$

Desta forma, os coeficientes de película corrigidos são:

$$h_{io} = 1740,4 \text{ W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$h_o = 1281,9 \text{ W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

O passo seguinte é o cálculo do fator de incrustação.

Utiliza-se neste cálculo a equação (2.24). UC é obtido em função dos coeficientes de película calculados através da equa-

ção (2.23). Seu valor é:

$$UC = 752,39 \text{ W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

O fator de incrustação calculado é:

$$Rd = 0,00125 \text{ m}^2\text{.}^\circ\text{C/W}$$

Este valor é maior que o fator de incrustação permitido, que é $7,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{.}^\circ\text{C/W}$. Desta forma, tem-se um trocador que satisfaz as condições do processo e de queda de pressão.

Com o objetivo de se ter uma maior consistência com relação aos dados obtidos, a fim de ampliar a visão do projetista, outros cálculos ainda são realizados pelo programa, através de algumas modificações no trocador calculado. Os dados modificados são o diâmetro externo, a distância entre centros de tubos adjacentes e a disposição geométrica dos tubos. Estes resultados encontram-se também na tabela (4.2).

Na segunda coluna desta tabela, destacada pelo sinal *, encontram-se os resultados obtidos para a melhor escolha feita pelo programa. O trocador da terceira coluna foi obtido utilizando-se o modelo de escoamento sobre o feixe de tubos ideal. Como podemos observar, para este caso, os resultados são próximos, e os dois trocadores poderiam ser utilizados. Ressaltamos, no entanto, que o resultado obtido para este modelo em nosso programa representa um trocador menor que o proposto na referência (1), que tinha um casco com 539,75 mm e 270 tubos.

Devido a este resultado, pode-se dizer que as modificações por nós propostas neste programa são válidas, e que a nível de projeto, o programa é de grande utilidade. O mesmo não poderia ser dito se o trocador projetado fosse maior que o inicialmente proposto na referência (1).

Os resultados obtidos podem ser explicados por que o espaçamento entre as chicanas proposto era de 127 mm. Como estes re-

sultados foram obtidos para um espaçamento de 163 mm, a queda de pressão para o casco foi satisfeita, assim como o fator de incrustação.

Os demais trocadores foram obtidos variando-se o arranjo geométrico, a distância entre centros de tubos adjacentes e o diâmetro externo dos tubos.

Os trocadores da quarta e quinta colunas têm quedas de pressão maiores que as permitidas em ambos os lados de escoamento, enquanto que os da sexta e sétima colunas têm a queda de pressão no lado do casco maior que a permitida.

	passo quadrado			passo triangular		
Nt	* 244	244	142	162	256	282
d_2 (mm)	19,05	19,05	25,40	25,40	19,05	19,05
P1 (mm)	25,40	25,40	31,75	31,75	25,40	23,78
L3 (mm)	123	245	123	123	123	123
ÁREA (m ²)	195,81	195,81	124,13	141,61	223,78	246,51
h_{io} (W/m ² .°C)	1740,4	1740,4	958,6	1757,1	1586,9	1467,1
h_o (W/m ² .°C)	1281,9	1679,8	1227,9	1116,6	1237,1	1179,6
UC (W/m ² .°C)	752,39	871,77	754,77	682,74	695,17	653,86
UD (W/m ² .°C)	387,85	387,85	611,80	536,27	339,36	308,07
ΔP_T (N/m ²)	53643	53643	122542	96128	41997	35197
ΔP_s (N/m ²)	56077	58133	74669	87110	92964	99301
$Rd \cdot 10^4$ (m ² .°C/W)	12,50	14,31	3,09	3,99	15,06	17,15

Tabela 4.2 Resumo dos resultados obtidos para D1=488,95 mm

Os exemplos seguintes também foram retirados da referência (1), e são apresentados apenas na forma de resultados, visto que o funcionamento do programa já foi detalhado neste exemplo.

4.3 - Cálculo de um trocador com condensação no interior dos tubos.

Trata-se de uma operação na qual deve-se aquecer 52210 Kg/h de álcool etílico de 27°C para 94°C, usando-se 4700 Kg/h de vapor d'água a 108°C. O fator de incrustação permitido é igual a $3,52 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$, juntamente com uma queda de pressão permitida para o álcool igual a 68950 N/m². A queda de pressão para o lado do vapor é de 13790 N/m². Nestas condições, o calor latente de vaporização do vapor é 620,49 Kcal/Kg.

Neste caso, serão utilizados tubos de 3,66 m de comprimento, espaçados de 31,75 mm com 25,4 mm de diâmetro externo e BWG 14.

Ressaltamos que neste caso, trata-se de uma operação com mudança de fase, e por isso, existem algumas diferenças na utilização do programa em relação ao exemplo anterior. Conforme discutido no início deste capítulo, a primeira diferença diz respeito aos dados de entrada, onde o calor latente do vapor deve ser inserido. Além disso, o programa utilizará as equações de (3.80) a (3.84) para o cálculo do coeficiente de película, e a equação (3.89) para o cálculo da queda de pressão nos tubos.

Os resultados são encontrados de forma resumida nas tabelas (4.3) a (4.6), com a primeira coluna contendo os nomes das variáveis e as restantes os resultados obtidos.

Nas tabelas (4.3) e (4.4) encontram-se os resultados obtidos para 8 e 6 passagens nos tubos, respectivamente. Pode-se observar que nenhum dos trocadores satisfaz a queda de pressão nos tubos.

D1(mm)	Nt	ÁREA(m ²)	UD(W/m ² C)	hio/φ _t (W/m ² C)	ΔP _T .10 ⁻⁴ (N/m ²)
304,80	40	11,68	6544,3	30074,7	380,645
336,55	50	14,60	5235,5	27920,9	246,241
387,35	72	21,03	3635,8	24728,4	121,097
438,15	94	27,45	2784,8	22627,4	72,191
488,95	128	37,38	2045,1	20416,7	39,053
533,40	160	46,72	1636,1	18954,7	25,849
590,55	202	58,99	1295,9	17539,0	16,520
635,00	242	70,68	1081,6	16514,9	11,687
685,80	296	86,45	884,4	14032,7	3,454

Tabela 4.3 - Condensação nos tubos para NN = 8

D1(mm)	Nt	ÁREA(m ²)	UD(W/m ² C)	hio/φ _t (W/m ² C)	ΔP _T .10 ⁻⁴ (N/m ²)
205,00	14	4,09	18698,2	38763,4	1271,445
254,51	28	8,17	9349,1	30773,7	301,877
304,80	42	12,26	6232,7	26886,9	148,084
336,55	54	15,77	4847,6	24728,4	90,821
387,35	84	24,53	3116,4	21345,1	38,571
438,15	110	32,13	2379,7	19511,8	22,926
488,95	148	43,22	1768,7	17676,1	12,956
533,40	164	47,89	1596,2	17082,0	10,646
590,55	208	60,75	1258,5	15782,2	6,757
635,00	252	73,59	1038,8	14805,3	4,675
685,80	296	86,45	884,4	14032,8	3,454

Tabela 4.4 - Condensação nos tubos para NN = 6

A tabela (4.5) apresenta os resultados obtidos para trocadores com 4 passagens nos tubos. Para esta situação, verifica-se que para o trocador com 685,80 mm de diâmetro, a queda de pressão nos tubos é satisfeita.

D1(mm)	Nt	ÁREA(m ²)	UD(W/m ² °C)	h _{io} /φ _t (W/m ² °C)	ΔP _T .10 ⁻⁴ (N/m ²)
205,00	16	4,67	16360,9	32394,6	2944,558
254,51	28	8,18	9349,1	26886,3	98,723
304,80	44	12,85	5949,4	23129,9	41,018
336,55	56	16,36	4674,9	21345,1	25,712
387,35	86	25,12	3043,8	18503,6	11,246
438,15	116	33,88	2256,7	16748,6	6,337
488,95	152	44,39	1722,2	15307,0	3,779
533,40	170	46,65	1539,8	14747,0	3,055
590,55	216	63,08	1211,9	13565,6	1,937
635,00	256	74,77	1022,5	12640,6	1,407
685,80	302	88,20	866,8	12177,2	1,029

Tabela 4.5 - Condensação nos tubos para NN = 4 e D1 até 685 mm

Este trocador satisfaz também a queda de pressão no casco e o fator de incrustação, para um espaçamento mínimo entre as chicanas. Os resultados obtidos para este trocador encontram-se na segunda coluna da tabela (4.6), identificada pelo sinal *. Além deste trocador, esta tabela apresenta outros quatro trocadores, com configurações diferentes de diâmetro interno dos tubos, disposição geométrica e distância entre centros de tubos adjacentes, de acordo com a disponibilidade encontrada na tabela (2.6).

O espaçamento entre as chicanas utilizado no cálculo do coeficiente de película e da queda de pressão para o escoamento

no lado do casco, é igual a 137,16 mm. Este valor corresponde ao espaçamento mínimo permitido, ou seja, $D1/5$.

	passo triangular			passo quadrado	
d2(mm)	* 25,40	19,05	19,05	25,40	19,05
P1(mm)	31,75	25,40	23,79	31,75	25,40
Nt	302	488	550	267	427
AREA(m ²)	88,20	142,52	160,63	77,98	124,71
UD(W/m ² °C)	866,8	536,4	479,9	980,4	613,1
hio(W/m ² °C)	12095,2	10379,8	9975,1	12688,7	10852,2
ho(W/m ² °C)	1436,8	1506,1	1493,6	1608,8	1670,7
ΔP _T (N/m ²)	10297	4189	3352	12988	5375
ΔP _S (N/m ²)	21337	22085	26834	11699	18758
UC(W/m ² °C)	12885,0	1315,5	1299,1	1427,7	1447,7
Rd(m ² °C/W)	0,00038	0,00110	0,00133	0,00019	0,00094

Tabela 4.6 - Condensação nos tubos para NN=4, D1=685,80 mm e L3=137,16 mm

Das alternativas oferecidas pela tabela (2.6), apenas o trocador da quinta coluna da tabela (4.6) não satisfaz o fator de incrustação. Todos os demais apresentam valores de queda de pressão e de fator de incrustação dentro dos limites aceitáveis.

De acordo com a sistemática utilizada pelo programa, e ainda tendo em vista os dados de entrada, a escolha recai sobre o trocador da segunda coluna. Caberá ao projetista analisar os outros resultados que são dados nesta tabela, e daí tirar suas conclusões acerca do trocador escolhido pelo programa.

4.4 - Cálculo de um trocador com condensação total no casco:

Trata-se de uma operação onde deve-se condensar 27240 Kg/h de n-propanol puro, proveniente do topo de uma coluna de destilação e operando a uma pressão de 103425 N/m^2 , na qual o mesmo entra em ebulição a 107°C . A entalpia do vapor nestas condições é $183,83 \text{ Kcal/Kg}$. Utiliza-se 221552 Kg/h de água como fluido refrigerante, que é aquecida de 30°C para 49°C . Necessita-se de um fator de incrustação igual a $5,29 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$, com uma queda de pressão permitida igual a 13790 N/m^2 para o vapor e 68950 N/m^2 para a água. Utiliza-se tubos de 2,43 m de comprimento, com diâmetro externo igual a 19,05 mm, espaçados de 23,78 mm.

Neste caso, a condensação ocorre do lado do casco, e o programa utilizará equações diferentes das utilizadas no exemplo anterior, com relação ao cálculo do coeficiente de película e perda de carga. As equações utilizadas pelo programa são as (3.73) e (3.74) para o coeficiente de película e (3.90) para a queda de pressão.

Os resultados encontram-se de uma forma resumida nas tabelas (4.7) a (4.10). Nestas tabelas, assim como nas anteriores, a primeira coluna contém os nomes das variáveis, e as demais, os resultados obtidos.

Nas tabelas (4.7) e (4.8) encontram-se os resultados para os trocadores com 8 e 6 passagens nos tubos, respectivamente. Pode-se observar que a queda de pressão no lado dos tubos não é satisfeita para qualquer dos trocadores apresentados.

A tabela (4.9) apresenta os resultados obtidos para 4 passagens nos tubos, em trocadores com até 787,40 mm. Pode-se observar que os dois últimos trocadores satisfazem a queda de pressão no lado dos tubos.

DI(mm)	Nt	AREA(m ²)	UD(W/m ² °C)	h _{io} /φ _t (W/m ² °C)	ΔP _T .10 ⁻⁴ (N/m ²)
205,00	18	2,62	28252,7	433815,9	41937,700
254,51	36	5,23	14275,9	219135,3	10968,100
336,55	86	12,50	8002,3	91680,7	2070,975
387,35	128	18,61	4003,4	62221,6	970,306
438,15	178	25,88	2878,8	45507,4	517,580
488,95	234	34,02	2189,9	35329,1	307,269
533,40	290	42,16	1767,0	29079,9	204,106
590,55	364	52,92	1407,8	23744,6	132,329
635,00	434	63,09	1180,7	20342,9	94,627
685,80	524	76,19	977,9	17271,3	66,075
736,60	594	86,36	862,3	15504,7	52,044
787,40	720	104,68	711,7	13157,9	36,088

Tabela 4.7 - Condensação no casco para NN=8

O trocador que satisfaz as quedas de pressão e o fator de incrustação para 4 passagens no lado dos tubos é apresentado na segunda coluna da tabela (4.10), e pode ser identificado pelo sinal *. Este trocador tem um casco com 787,40 mm de diâmetro, sendo que o espaçamento entre as chicanas é o máximo permitido, ou seja, igual ao diâmetro do casco. Nesta tabela são apresentados ainda, de acordo com a disponibilidade da tabela (2.6), outros 4 trocadores diferentes, de acordo com as configurações de diâmetro externo dos tubos, centros de tubos adjacentes e disposição geométrica dos mesmos. Percebe-se nesta tabela, que os três últimos trocadores não satisfazem a queda de pressão no lado dos tubos, e que o segundo trocador tem um fator de incrustação menor que o permitido. Desta forma, somente o trocador da segunda coluna satisfaz as condições do processo e de queda de pressão.

D1(mm)	Nt	ÁREA(m ²)	UD(W/m ² °C)	h _{io} /φ _t (W/m ² °C)	ΔP _T · 10 ⁻⁴ (N/m ²)
205,00	24	3,49	21414,8	260594,2	10165,600
254,51	42	6,11	12236,9	149341,4	3460,532
304,80	82	11,92	6267,4	76531,6	964,631
336,55	90	13,09	5693,7	69783,9	807,991
387,35	136	19,77	3767,8	46751,2	368,517
438,15	188	27,33	2725,8	34442,8	199,162
488,95	244	35,48	2099,9	27087,2	121,338
533,40	306	44,49	1674,6	22076,1	99,598
590,55	378	54,96	1355,6	18296,2	52,816
635,00	446	64,84	1148,9	15825,2	38,578
685,80	536	77,93	956,0	13492,9	27,215
736,60	620	90,14	826,5	11906,8	20,651
787,40	722	104,97	707,7	10457,3	15,473

Tabela 4.8 - Condensação no casco para NN=6

D1(mm)	Nt	AREA(m ²)	UD(W/m ² °C)	hio/φt(W/m ² °C)	ΔPT.10 ⁻⁴ (N/m ²)
205,00	26	3,82	19766,0	174374,0	2599,202
254,51	47	6,78	10934,5	96692,3	834,812
304,80	86	12,54	5976,1	52957,8	264,503
336,55	96	13,89	5337,8	47540,1	214,712
387,35	140	20,31	3660,4	33024,5	105,111
438,15	194	28,24	2642,2	24302,3	56,700
488,95	252	36,72	2034,1	19114,4	34,632
533,40	314	45,70	1632,4	15677,7	22,843
590,55	386	56,14	1220,0	13054,4	15,429
635,00	468	68,02	1095,2	11029,2	10,707
685,80	550	79,91	932,3	9590,4	7,909
736,60	640	93,10	801,2	8108,9	5,998
787,40	766	111,37	670,9	7228,9	4,242

Tabela 4.9 - Condensação no casco para NN=4

	passo triangular			passo quadrado	
Nt	* 766	678	430	590	366
d2(mm)	19,05	19,05	25,40	19,05	25,40
P1(mm)	23,78	25,40	31,75	25,40	31,75
ÁREA(m ²)	111,37	98,58	62,52	85,78	53,21
UD(W/m ² °C)	670,95	758,04	1195,23	871,09	1404,23
UC(W/m ² °C)	1230,69	1223,31	1143,21	1211,83	1126,00
hio(W/m ² °C)	7059,35	8081,31	9236,93	9030,63	10672,48
ho(W/m ² °C)	1483,23	1443,55	1304,69	1399,66	1304,68
ΔP _T (N/m ²)	42423	53370	123882	69341	167800
ΔP _S (N/m ²)	11402	5428	8112	3847	5469
Rd(m ² °C/W)	0,000677	0,000501	-0,000038	0,000323	-0,000176

Tabela 4.10 - Condensação no casco para NN=4 e D1=787,40 mm

CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Desenvolveu-se neste trabalho um programa para microcomputador para o projeto de trocadores de calor multitubulares, operando em processos com e sem mudança de fase.

Este programa utiliza, para o dimensionamento termo-hidráulico do lado do casco, em processos sem mudança de fase, o método de BELL-DELAWARE, por ser o que apresenta melhores resultados. Para o lado dos tubos, as equações utilizadas são as correspondentes ao escoamento de fluidos no interior de tubos. Para processos com mudança de fase, algumas equações disponíveis na literatura aberta foram testadas, e as utilizadas foram as que apresentaram os melhores resultados.

Uma contribuição que consideramos significativa deste programa, refere-se ao fato de não ser necessário arbitrar qualquer valor inicial para o coeficiente global de projeto. Em todas as metodologias a que se tem acesso, este coeficiente é arbitrado, baseado em tabelas existentes na literatura, contendo a faixa de utilização para o fluido. Neste trabalho, ao invés de partir-se de um valor arbitrado, o coeficiente global de troca térmica é sempre calculado pelo programa, evitando-se com isso a necessidade de um conhecimento prévio do seu valor, e até mesmo de utilizar-se nos cálculos valores inadequados.

O fato de se iniciar os cálculos a partir do menor diâmetro da carcaça, com o número máximo de passagens nos tubos e o espaçamento mínimo entre as chicanas, garante que o primeiro trocador a satisfazer as condições do processo e de queda de pressão

seja o melhor trocador a ser utilizado, pois será o menor, uma vez que essas condições levam a uma maximização dos coeficientes de película.

Com a finalidade de aumentar a quantidade de informações para o usuário e com isso poder melhor situar o resultado obtido, o programa fornece ainda resultados correspondentes a outras configurações, no que se refere ao diâmetro externo, disposição geométrica e distância entre centros de tubos adjacentes. Este conjunto de resultados proporciona então uma maior segurança na tomada de decisão com relação ao projeto que está sendo realizado.

A fim de minimizar a quantidade de dados de entrada, alguns dados em relação a aspectos mecânicos do trocador e em relação às propriedades físicas dos fluidos se encontram guardados em arquivos, de maneira que o programa pode fazer uso dos mesmos na medida em que houver necessidade, sem que o operador tenha que se preocupar com eles. Desta forma, a quantidade de dados de entrada é relativamente pequena, se comparada com outras metodologias disponíveis na literatura aberta, satisfazendo portanto uma condição essencial na busca de uma otimização de qualquer programa para computador, que é a de exigir um mínimo de variáveis de entrada, fornecendo o máximo de variáveis de saída.

Ressalta-se ainda a não existência de programas deste tipo, disponíveis na literatura aberta, no qual o operador insere os dados de entrada e em poucos minutos tem à sua disposição várias configurações de trocadores, podendo optar pelo que lhe for mais conveniente.

O tempo de execução do programa depende do trocador a satisfazer as condições do processo e de queda de pressão. Isso porque se parte sempre do menor diâmetro de casco disponível na tabela (2.6), e este diâmetro vai sendo aumentado de acordo com as

necessidades do projeto em questão, até que se tenha o trocador desejado. Em geral, com dois ou três minutos de execução, este trocador é obtido. Este tempo é relativamente pequeno para programas deste tipo. Além disso, o programa não apresenta problemas de capacidade de memória quando utilizado em microcomputadores de 16 bits.

Conforme discutido no capítulo 4, quando da apresentação da forma de utilização do programa, pode-se concluir que o mesmo é de fácil manuseio, podendo ser utilizado por qualquer usuário que tenha conhecimentos básicos na operação de microcomputadores. Não é necessário que se conheça previamente a linguagem BASIC, utilizada para o desenvolvimento do programa.

Por entender que este programa cobre apenas uma parte do universo do projeto de trocadores multitubulares, apresentamos algumas sugestões, as quais acreditamos poder dar seguimento ao trabalho desenvolvido.

A primeira sugestão diz respeito aos dados de operação que foram testados neste trabalho. Todos eles, sem exceção, são dados obtidos na literatura. Sugerimos que se testasse no programa dados de trocadores que se encontram operando na indústria, a fim de que se pudesse fazer uma simulação do desempenho térmico destes trocadores, utilizando o programa desenvolvido.

Uma segunda sugestão seria uma ampliação das possibilidades de projeto deste programa, de maneira que o mesmo pudesse contemplar alguns processos que não podem ser simulados nesta forma de apresentação. Dentro destes processos, citamos a condensação parcial de substâncias, a condensação de misturas de vapores e a condensação de uma mistura de um vapor com um gás não condensável.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- 1 - KERN, D. Q. - Process Heat Transfer, McGraw-Hill Book Co., New York (1950).
- 2 - STANDARDS OF TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION - TEMA, Inc. 5ª edition, 4th printing, New York (1974).
- 3 - BELL, K. J. - "Construction Features of Shell and Tube Heat Exchangers", do livro Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, editado por S. Kakaç, A. E. Bergles e F. Mayinger, McGraw-Hill Book Co., pp. 537-558 (1980).
- 4 - GOLDSTEIN Jr., L. - Transferência de Calor Industrial, Depto. de Eng. Térmica e Fluidos/UNICAMP. Campinas (1987).
- 5 - SHAH, R. K. - "Classification of Heat Exchangers", do livro Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design editado por S. Kakaç, A. E. Bergles e F. Mayinger, McGraw Hill Book Company, pp 537-558 (1980).
- 6 - KREITH, F. - Princípios de Transmissão de Calor, Editora Edgard Blucher Ltda., Capítulo 12 (1977).
- 7 - BLACKWELL, W. W. e HAYDU, L. - "Calculating the correct LMDT in Shell-and-Tube Heat Exchangers", Chemical Engineering, pp. 101-106, August (1981).
- 8 - BOWMAN, R. A., MUELLER, A. C. e NAGLE, W. M., "Mean Temperature Difference in Design", Trans. ASME, pp. 283-294, vol. 62 (1940).
- 9 - PIERCE, B. L. - "Heat Transfer Colburn-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes", Chemical Engineering, December 17, pp. 113 (1979).

- 10 - RIBEIRO, C. M. - Comparação de Métodos de Cálculo Termo-Hidráulico Para Trocadores de Calor Casco e Tubo Sem Mudança de Fase. Tese de mestrado. FEC - UNICAMP (1984).
- 11 - BELL, K. J., "Delaware Method for Shell Side Design", do livro Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Editado por Kakac, S., Bergles A. e Mayinger F., McGraw-Hill Book Co. (1980).
- 12 - MUELLER, A. C., "Heat Exchangers", do livro Handbook of Heat Transfer, editado por Rohsenow, W. M. e Partnett, J. P., Cap. 18, McGraw-Hill Book Co., New York (1973).
- 13 - PERRY, R. H. e CHILTON, C. H., Chemical Engineers Handbook, Cap. 10, McGraw-Hill Book Co., New York (1973).
- 14 - TABOREK, J., Heat Exchanger Design Handbook, volume 3, Hemisphere Publishing Co., USA (1983).
- 15 - McADAMS, W. H., Heat Transmission, 2nd. Ed., McGraw-Hill Co. Inc. New York, N. Y. (1942).
- 16 - AKERS, W. W., DEANS, H. A. e CROSSER, D. K., "Condensing Heat Transfer Within Horizontal Tubes", Chem. Eng. Prog. Sym. 55, nº 29, pp 171 (1959).
- 17 - SIEDER, E. N. e TATE, C. E., "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Ind. Eng. Chem., Vol. 28, p. 1429, (1936).

ANEXO

ANEXO

Listagem do programa desenvolvido

```

10 CLEAR ,50000!,2000
20 CLS
30 GOSUB 4660
40 IF QUENTE$="CASCO" THEN 70
50 RDO= RDF : RDI=RDQ
60 GOTO 80
70 RDO=RDQ : RDI=RDF
80 IF RDO<=.002 THEN ARR=2
90 IF RDO>.002 THEN ARR=1
100 DIM P(115,10)
110 KKK=1
120 N1=1
130 LLL=1
140 KKK=1
150 ARRR=ARR : P11=P1:D22=D2
160 REM *****
170 REM *          CALCULO DO CALOR TROCADO          *
180 REM *****
190 TMQ=((TQE+TQS)/2+460)/1.8
200 T=TMQ
210 GOSUB 5630
220 CPMQ=CP
230 TMF=((TFE+TFS)/2+460)/1.8
240 T=TMF
250 GOSUB 5820
260 CPMF=CP
270 IF CONDENSE$="SIM" THEN 360
280 Q=WQ*CPMQ*(TQE-TQS)
290 IF Q=0 THEN GOTO 340
300 IF WF=0 THEN GOTO 320
310 GOTO 370
320 WF=Q/(CPMF*(TFS-TFE))
330 GOTO 370
340 Q=WF*CPMF*(TFS-TFE)
350 WQ=Q/(CPMQ*(TQE-TQS)) : GOTO 370
360 GOSUB 9930
370 REM *****
380 REM *          CALCULO DA VERDADEIRA DIFERENCA DE TEMPERATURA          *
390 REM *****
400 DT1=TQE-TFS
410 DT2=TQS-TFE
420 ML=(DT2-DT1)/LOG(DT2/DT1)

```

```

430 P=(TFS-TFE)/(TQE-TFE)
440 RR=(TQE-TQS)/(TFS-TFE)
450 IF CONDESA$="SIM" THEN 480
460 GOSUB 5480
470 DELT=ML*FT : GOTO 540
480 IF DES$="SIM" THEN 510
490 IF SUB$="SIM" THEN 530
500 DELT=ML : GOTO 540
510 GOSUB 10230
520 GOTO 490
530 GOSUB 10330
540 REM *****
550 REM *                CALCULO DAS PROPRIEDADES FISICAS *
560 REM *****
570 T=TMQ
580 CPQ=CPMQ
590 GOSUB 6570
600 KQ=K
610 GOSUB 8750
620 MIQ=MI
630 GOSUB 9080
640 RDQ=ROL1
650 T=TMF
660 CPF=CPMF
670 GOSUB 6790
680 KF=K
690 GOSUB 8930
700 MIF=MI
710 GOSUB 9210
720 RDF=ROL1
730 GOSUB 6170
740 GOSUB 4570
750 REM *****
760 REM *                CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA NOS TUBOS *
770 REM *****
780 IF QUENTE$="TUBO" THEN 820
790 WT=WF : WS=WQ
800 CPT=CPF : ROT=RDF : MIT=MIF*2.42 : KT=KF
810 GOSUB 10140 : GOTO 1110
820 WT=WQ : WS=WF
830 IF CONDESA$="SIM" THEN 870
840 CPT=CPQ : ROT=RDQ*62.5 : MIT=MIQ*2.42 : KT=KQ
850 GOSUB 10140
860 GOTO 1110
870 IF DES$="SIM" THEN 920
880 IF SUB$="SIM" THEN 1020
890 T=TMQ
900 GOSUB 10770
910 GOTO 1110
920 T=((TQE+TSQ)/2+460)/1.8
930 GOSUB 8600 : MIT=MI*2.42
940 GOSUB 10590 : KT=K
950 GOSUB 10430 : CPT=CP
960 GOSUB 10140
970 HIOD=HIO
980 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
990 GOSUB 10770
1000 HIOC=HIO
1010 GOTO 1120
1020 T=((TSQ+TQE)/2+460)/1.8

```

```

1030 GOSUB 10770
1040 HIOC=HIO
1050 T=((TQS+TSQ)/2+460)/1.8
1060 GOSUB 5630 : CPT=CP
1070 GOSUB 6570 : KT=K
1080 GOSUB 8750 : MIT=MI*2.42
1090 GOSUB 10140
1100 HIDS=HIO
1110 GOTO 1120
1120 REM *****
1130 REM *          CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO NOS TUBOS          *
1140 REM *****
1150 IF QUENTE$="TUBO" THEN 1190
1160 ROT=ROF
1170 GOSUB 1410
1180 GOTO 1560
1190 IF CONDENSE$="SIM" THEN 1230
1200 ROT=ROQ
1210 GOSUB 1410
1220 GOTO 1480
1230 IF DES$="SIM" THEN 1280
1240 IF SUB$="SIM" THEN 1600
1250 ROQL=ROQ : T=TMQ
1260 GOSUB 8210 : GOSUB 1480
1270 GOTO 1560
1280 T=((TSQ+TQE)/2+460)/1.8
1290 ROT=PM*62.5/(359*1.8*T*14.7/(492*(PRE+14.7)))
1300 GOSUB 1410
1310 DPPD=DPP
1320 GOSUB 8210
1330 DPPC=DPP
1340 DPP=DPPC+DPPD
1350 GOTO 1480
1360 GOSUB 8210
1370 DPPC=DPP
1380 ROT=ROQ : GOSUB 1410
1390 DPPS=DPP
1400 DPP=DPPS+DPPC : GOTO 1480
1410 IF RET<2000 THEN FAT=(16/RET)*4/144
1420 IF RET>2000 AND RET<3800 THEN FAT=(10-4*RET.575)*4/144
1430 IF RET>3800 THEN FAT=(.0035+(.264)/(RET.42))*4/144
1440 DPT=(FAT*GT2*L*NN*XX)/(5.22*1010*(DI/12)*ROT*FIT.14)
1450 VV=GT/(ROT*3600*62.5)
1460 DFP=(XX*4*NN*VV2/(ROT*2*32.2))*62.5/144
1470 DPP=DFP+DPT
1480 IF KKK<>1 THEN 1550
1490 IF DPP>DELTAP THEN 1510
1500 GOTO 1550
1510 NN=NN-2
1520 IF NN<2 THEN 1540
1530 H=H-1 : GOTO 6460
1540 NN=8 : H=10 : GOTO 6540
1550 RETURN
1560 REM *****
1570 REM *          CALCULO DO COEFICIENTE DE PELICULA NO CASCO          *
1580 REM *****
1590 DPPL=DPP
1600 REM
1610 PI=3.14159
1620 IF KKK>1 THEN 1640

```

```

1630 MAS=5 : GOTO 1650
1640 MAS=MAU
1650 L3=D1/MAS
1660 IF QUENTE$="CASCO" THEN 1730
1670 WS=WF : WT=WQ
1680 RDS=ROF*62.5 : MIS=MIF*2.42 : KS=KF : CPS=CPF
1690 IF B$="NAO" THEN 1710
1700 GOSUB 2180
1710 GOSUB 11500
1720 GOTO 2750
1730 IF CONDENSEA$="SIM" THEN 1800
1740 WS=WQ : WT=WF
1750 RDS=ROQ*62.5 : MIS=MIQ*2.42 : KS=KQ : CPS=CPQ
1760 IF B$="NAO" THEN 1780
1770 GOSUB 2180
1780 GOSUB 11500
1790 GOTO 2750
1800 IF DES$="SIM" THEN 1850
1810 IF SUB$="SIM" THEN 2020
1820 T=TMQ
1830 GOSUB 10930
1840 GOTO 2750
1850 T=((TSQ+TQE)/2+460)/1.8
1860 GOSUB 10430 : CPS=CP
1870 GOSUB 10580 : KS=K
1880 GOSUB 8600 : MIS=MI*2.42
1890 GOSUB 11500
1900 HOD=HQ
1910 UCD=HIO*HOD/(HIO+HOD)
1920 AREAD=QD/(UCD*DELTD)
1930 AREAC=AREA-AREAD
1940 IF AREAC<=0 THEN 6540
1950 UCC=QC/(AREAC*DELTC)
1960 PORC=AREAC/AREA
1970 LCC=L*PORC
1980 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
1990 GOSUB 10930
2000 HOC=HO
2010 GOTO 2750
2020 T=((TSQ+TQE)/2+460)/1.8
2030 GOSUB 10930
2040 HOC=HO
2050 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
2060 GOSUB 8750 : MIS=MI*2.42
2070 GOSUB 5630 : CPS=CP
2080 GOSUB 6570 : KS=K
2090 GOSUB 2180
2100 HOS=HO
2110 UCS=HIO*HOS/(HIO+HOS)
2120 AREAS=QS/(UCS*DELTD)
2130 AREAC=QC/(UCC*DELTC)
2140 UCC=QC/(AREAC*DELTC)
2150 PORC=AREAC/AREA
2160 LCC=PORC*L
2170 GOTO 2750
2180 GOSUB 7000
2190 FIS=1
2200 HID=JID*CPS*(144*WS/SM)*((CPS*MIS/KS)(-.667))*(FIS.14)
2210 COCO=(D1-2*LC)/D3
2220 ALFA=2*(-ATN(COCO/SQR(-COCO*COCO+1)))+1.5708)

```

```

2230 FW=(ALFA-SIN(ALFA))/(2*PI)
2240 FC=1-2*FW
2250 JC=.55+.72*FC
2260 DEITA=D1-DCHI
2270 COCA=1-2*LC/D1
2280 TETA=2*(-ATN(COCA/SQR(-COCA*COCA+1)))+1.5708)
2290 SSB=D1*PI*(DEITA/2)*(1-TETA/(2*PI))
2300 IF 2*L3<=36 THEN DEATA=1/32
2310 IF 2*L3>36 THEN DEATA=1/64
2320 STB=((1+FC)/2)*NT*(PI/4)*((D2+DEATA)^2-D2^2)
2330 RHS=SSB/(SSB+STB)
2340 RM=(SSB+STB)/SM
2350 JL=.44*(1-RHS)+(1-.44*(1-RHS))*EXP(-2.2*RM)
2360 PN=P1/2
2370 NCX=(D1-2*LC)/PP : NC=NCX
2380 DELBP=D1-(NC-1)*P1-D2 : SBP=DELBP*L3
2390 IF (D1-D3)<1.5 THEN GOTO 2420
2400 IF ABS(SBP/(SM-SBP))<.1 THEN GOTO 2420
2410 NSS=NC/5 : GOTO 2430
2420 NSS=0
2430 SB=(D1-D3)*L3
2440 RHB=NSS/NC
2450 FSBP=SB/SM
2460 IF RES<=100 THEN 2480
2470 CB=1.25 : GOTO 2490
2480 CB=1.35
2490 IF RHB<.5 THEN 2510
2500 JB=1 : GOTO 2520
2510 JB=EXP(-CB*FSBP*(1-(2*RHB).33))
2520 NCWX=.8*(LC-(D1-D3)/2)/PP : NCW=NCWX
2530 HJ=.4*(L3-(D1-D3)/2)
2540 ET=.1*D1/12
2550 L1=L-ET*2
2560 NBX=(L1*L2-L11-L22)/L3+1 : NB=NBX*XX
2570 IF DES$="NAO" THEN 2590
2580 NBX=(1-PORC)*L-1
2590 IF SUB$="NAO" THEN 2610
2600 NBX=(1-PORC)*L-1
2610 IF RES<=100 THEN 2630
2620 NI=.333 : GOTO 2650
2630 NI=.6
2640 L11=L3 : L22=L3
2650 L11=L3 : L22=L3 : L1AS=L11/L3 : L2AS=L22/L3
2660 JS=(NB-1+(L1AS*(1-NI))+(L2AS*(1-NI)))/(NB-1+L1AS+L2AS)
2670 IF RES<=100 THEN 2690
2680 JR=.98 : GOTO 2700
2690 JR=1
2700 HO=HID*JC*JL*JB*JR*JS
2710 MA=1
2720 GOSUB 8130
2730 IF MA=1 THEN GOTO 2200
2740 RETURN
2750 IF QUENTE$="TUBO" THEN 2770
2760 IF QUENTE$="CASCO" THEN 2820
2770 IF DES$="SIM" THEN 2800
2780 IF SUB$="SIM" THEN 2810
2790 GOTO 2870
2800 UDD=HIOD*HO/(HIOD+HO) : UDC=HIOC*HO/(HIOC+HO) : AC=QC/(UDC*DELTC) : AD=
QD/(UDD*DELTD) : GOTO 2870

```

```

2810 UDS=HIOS*HO/(HIOS+HO) : UDC=HIOC*HO/(HIOC+HO) : AC=QC/(UDC*DELTC) : ASU=
QS/(UDS*DELTS) : GOTO 2870
2820 IF DES$="SIM" THEN 2850
2830 IF SUB$="SIM" THEN 2860
2840 GOTO 2870
2850 UDD=HIO*HOD/(HIO+HOD) : UDC=HIO*HOC/(HIO+HOC) : AC=QC/(UDC*DELTC) : AD=
QD/(UDD*DELTD) : GOTO 2870
2860 UDS=HIO*HOS/(HIO+HOS) : UDC=HIO*HOC/(HIO+HOC) : AC=QC/(UDC*DELTC) : ASU=
QS/(UDS*DELTD)
2870 REM *****
2880 REM *          CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO NO CASCO          *
2890 REM *****
2900 IF QUENTE$="CASCO" THEN 2960
2910 ROS=ROF
2920 IF B$="NAO" THEN 2940
2930 GOSUB 3210
2940 GOSUB 11620
2950 GOTO 3590
2960 IF CONDENSEA$="SIM" THEN 3020
2970 ROS=ROQ
2980 IF B$="NAO" THEN 3000
2990 GOSUB 3210
3000 GOSUB 11620
3010 GOTO 3590
3020 IF DES$="SIM" THEN 3070
3030 IF SUB$="SIM" THEN 3150
3040 T=TMQ
3050 GOSUB 8340
3060 GOTO 3590
3070 T=((TSQ+TQE)/2+460)/1.8
3080 ROS=(PM/(359*1.8*T*14.7/(492*(PRE+14.7))))/62.5
3090 GOSUB 11620
3100 DPSD=DPS
3110 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
3120 GOSUB 8340
3130 DPSC=DPS
3140 DPS=DPSC+DPSD : GOTO 3590
3150 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
3160 GOSUB 8340
3170 DPSC=DPS
3180 ROS=ROQ : GOSUB 3210
3190 DPSS=DPS
3200 DPS=DPSS+DPSC : GOTO 3590
3210 IF NN=6 THEN H=9
3220 IF NN=8 THEN H=10
3230 GOSUB 7650
3240 DPBI=2*FID*NC*XX*(((WS/(SM*3600))2)*144)/(ROS*32.2*62.5)*F15.14
3250 IF RES<=100 THEN 3270
3260 CIP=3.7 : GOTO 3280
3270 CIP=4.5
3280 IF RHB<.5 THEN 3300
3290 RB=1 : GOTO 3310
3300 RB=EXP(-CIP*FSBP*(1-(2*RHB).33))
3310 PIB=-.15*(1+RHS)+.8
3320 RL=EXP(-1.33*(1+RHS)*(RMPIB))
3330 SWG=.5*(D1/2)2*(TETA-SIN(TETA))
3340 SWT=(1-FC)*.5*NT*PI*(D22)/4
3350 PRINT "SWG=";SWG;"SWT=";SWT
3360 SW=SWG-SWT
3370 GW=WS/((SM*SW).5)

```

```

3380 DW=4*SW/(((1-FC)/2)*NN*PI*D2+TETA*D1)
3390 IF RES<100 THEN 3410
3400 DPWI=(2+.6*NCW)*((GW/3600)2)*(144/32.2)*.5/(ROS*62.5) : GOTO 3420
3410 DPWI=26*(NCW/(PIB-
D2)+L3/(DW2))*((MIS*GW/ROS*62.5)*(12/(32.2*(36002)))+(GW2)/ROS*62.5)*(144/(3
2.2*(36002)))
3420 DPW=NB*DPWI*RL
3430 IF RES<100 THEN 3450
3440 M=1.6 : GOTO 3460
3450 M=1
3460 RS=L1AS(-M)+L2AS(-M)
3470 DPE=DPBI*(1+NCW/NC)*RS*RB
3480 DPC=DPBI*(NB-1)*RB*RL
3490 VBC1=WS/(ROS*62.5*(DB01/12)2*(PI/4))/3600
3500 AZ1=(MIS/2.42)/(ROS*62.5*DB01)
3510 Z1=10*(-.751+1.498*(LOG(VBC1)/2.3)+.0114*(LOG(VBC1)/2.3)*AZ1)
3520 VBC2=WS/(ROS*62.5*(DB02/12)2*(PI/4))/3600
3530 AZ2=(MIS/2.42)/(ROS*DB02*62.5)
3540 Z2=10*(-.751+1.498*(LOG(VBC2)/2.3)+.0114*(LOG(VBC2)/2.3)*AZ2)
3550 DPB01=ROS*Z1*62.5/144*XX
3560 DPB02=ROS*62.5*Z2/144*XX
3570 DPS=DPC+DPW+DPE+DPB01+DPB02
3580 RETURN
3590 MAU=MAS
3600 IF KKK<>1 THEN 3670
3610 IF DPS>DELTAS THEN 3630
3620 GOTO 3670
3630 MAS=MAS-1
3640 IF MAS<1 THEN 3660
3650 GOTO 1650
3660 GOTO 1510
3670 REM *****
3680 REM * CALCULO DO FATOR DE INCRUSTACAO *
3690 REM *****
3700 GOSUB 5990
3710 FIS=MIS/MWS
3720 FIT=MIT/MWT
3730 HIO=HIO*(FIS.14)
3740 HO=HO*(FIT.14)
3750 IF DES$="SIM" THEN 3780
3760 IF SUB$="SIM" THEN 3790
3770 GOTO 3800
3780 UC=(UDD*AD+UDC*AC)/(AC+AD) : GOTO 3810
3790 UC=(UDS*ASU+UCC*AC)/(ASU+AC) : GOTO 3810
3800 UC=(HIO*HO)/(HIO+HO)
3810 RDC=(UC-UD)/(UC*UD)
3820 RD=RDI+RDO
3830 IF KKK<>1 THEN 3870
3840 IF RDC>RD THEN GOTO 3870
3850 GOTO 1510
3860 GOTO 6540
3870 CLOSE
3880 GOSUB 5100
3890 IF ARF1=1 THEN 4000
3900 IF ARF1=2 THEN 4100
3910 IF ARF1=3 THEN 4200
3920 IF ARF1=4 THEN 4300
3930 IF ARF1=5 THEN 4400
3940 IF ARR=2 AND P1=.9365 THEN 3990
3950 IF ARR=1 AND P1=1 THEN 4090

```

```

3960 IF ARR=2 AND P1=1 THEN 4190
3970 IF ARR=1 AND P1=1.25 THEN 4290
3980 IF ARR=2 AND P1=1.25 THEN 4390
3990 ARF1=1 : ARF2=1
4000 IF ARF2=1 THEN 4050
4010 IF ARF2=2 THEN 4060
4020 IF ARF2=3 THEN 4070
4030 IF ARF2=4 THEN 4080
4040 IF ARF2=5 THEN 4490
4050 ARR=1 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I+1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=2 : GOTO 740
4060 ARR=2 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I+2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=3 : GOTO 740
4070 ARR=1 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+3,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=4 : GOTO 740
4080 ARR=2 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+4,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=5 : GOTO 740
4090 ARF1=2 : ARF2=1
4100 IF ARF2=1 THEN 4150
4110 IF ARF2=2 THEN 4160
4120 IF ARF2=3 THEN 4170
4130 IF ARF2=4 THEN 4180
4140 IF ARF2=5 THEN 4490
4150 ARR=2 : P1=.9365 : D2=.75 : NT=P(I-1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=2 : GOTO
740
4160 ARR=2 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I+1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=3 : GOTO 740
4170 ARR=1 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=4 : GOTO 740
4180 ARR=2 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+3,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=5 : GOTO 740
4190 ARF1=3 : ARF2=1
4200 IF ARF2=1 THEN 4250
4210 IF ARF2=2 THEN 4260
4220 IF ARF2=3 THEN 4270
4230 IF ARF2=4 THEN 4280
4240 IF ARF2=5 THEN 4490
4250 ARR=2 : P1=.9365 : D2=.75 : NT=P(I-2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=2 : GOTO
740
4260 ARR=1 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I-1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=3 : GOTO 740
4270 ARR=1 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=4 : GOTO 740
4280 ARR=2 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=5 : GOTO 740
4290 ARF1=4 : ARF2=1
4300 IF ARF2=1 THEN 4350
4310 IF ARF2=2 THEN 4360
4320 IF ARF2=3 THEN 4370
4330 IF ARF2=4 THEN 4380
4340 IF ARF2=5 THEN 4490
4350 ARR=2 : P1=.9365 : D2=.75 : NT=P(I-3,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=2 : GOTO
740
4360 ARR=1 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I-2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=3 : GOTO 740
4370 ARR=2 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I-1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=4 : GOTO 740
4380 ARR=2 : P1=1.25 : D2=1 : NT=P(I+1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=5 : GOTO 740
4390 ARF1=5 : ARF2=1
4400 IF ARF2=1 THEN 4450
4410 IF ARF2=2 THEN 4460
4420 IF ARF2=3 THEN 4470
4430 IF ARF2=4 THEN 4480
4440 IF ARF2=5 THEN 4490
4450 ARR=2 : P1=.9365 : D2=.75 : NT=P(I-4,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=2 : GOTO
740
4460 ARR=1 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I-3,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=3 : GOTO 740
4470 ARR=2 : P1=1 : D2=.75 : NT=P(I-2,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=4 : GOTO 740
4480 ARR=1 : P1=1.25 : D2=.75 : NT=P(I-1,H) : PRINT "NT=";NT : ARF2=5 : GOTO 740
4490 LLL=LLL+1
4500 P1=P11 : D2=D22 : ARR=ARRR
4510 ARF1=0 : ARF2=0

```



```

4910 IF SUB$="NAO" THEN 4930
4920 INPUT " TEMPERATURA DE SATURACAO (graus C)=" ,TSQ : PRINT
4922 INPUT " ENTALPIA DO LIQUIDO(W,h/Kg)=" ,HLVL : PRINT : HLVL=HLVL/.6454923
TSQ=(TSQ+273)*1.8-460
4930 L1=L3 : L2=L3
4940 INPUT " ONDE IRA ESCOAR O FLUIDO QUENTE (CASCO/TUBO)=" ,QUENTE$
4942 PRINT : CLS
4950 IF QUENTE$="CASCO" THEN 4970
4960 IF EBUL$="SIM" THEN 4980
4970 IF CONDENSE$="SIM" THEN 4980
4980 PRINT "
4982 PRINT "
4983 PRINT "
4990 INPUT " FATOR DE INCRUSTACAO (m2C/W)=" ,RDF : PRINT
4992 INPUT " VAZAO MASSICA (Kg/h)=" ,WF : PRINT : RDF=RDF/.176 : WF=WF/.454
5000 INPUT " TEMPERATURA DE ENTRADA (graus C)=" ,TFE : PRINT
5002 INPUT " TEMPERATURA DE SAIDA (graus C)=" ,TFS : PRINT
5003 TFE=(TFE+273)*1.8-460 : TFS=(TFS+273)*1.8-460
5010 INPUT " O FLUIDO SOFRERA MUDANCA DE FASE (SIM/NAO)=" ,EBUL$
5020 IF EBUL$="SIM" THEN MUFD$="SIM"
5030 IF CONDENSE$="SIM" THEN MUFD$="SIM"
5040 CLS
5050 PRINT : PRINT
5052 INPUT "QUAL E A POSICAO DO TROCADOR ? (HORIZONTAL/VERTICAL) =" ,HORIZ$
5053 COLOR 7: CLS
5060 IF D2=.75 THEN GOSUB 11180
5070 IF D2=1 THEN GOSUB 11270
5080 IF D2=1.25 THEN GOSUB 11350
5090 RETURN
5100 REM *****
5110 REM * SUBROTINA DE IMPRESSAO *
5120 REM *****
5130 PRINT : PRINT : PRINT
5140 PRINT " |-----| "
5150 PRINT "DIAMETRO EXTERNO DOS TUBOS=" ,D2*25.4,"mm" "
5160 PRINT " |-----| "
5170 PRINT "DISTANCIA ENTRE CENTROS DE TUBOS ADJACENTES(PITCH)=" ,P1*25.4,"mm" "
5180 PRINT " |-----| "
5190 IF ARR=1 THEN PRINT " ARRANJO QUADRADO "
5200 PRINT " |-----| "
5210 IF ARR=2 THEN PRINT " ARRANJO TRIANGULAR "
5220 PRINT " |-----| "
5230 PRINT "NUMERO DE TUBOS=" ,NT," "
5240 PRINT " |-----| "
5250 PRINT "DIAMETRO DA CARCACA=" ,D1*25.4,"mm" "
5260 PRINT " |-----| "
5270 PRINT "AREA DE TROCA TERMICA=" ,AREA*(.3048)2,"m2" "
5280 PRINT " |-----| "
5290 PRINT "COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TERMICA=" ,UD*5.677,"W/m2.C "
5300 PRINT " |-----| "
5310 PRINT "COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TERMICA LIMPO=" ,UC*5.677,"W/m2.C "
5320 PRINT " |-----| "
5330 PRINT "QUEDA DE PRESSAO NO TUBO=" ,DPP*6895,"N/m2" "
5340 PRINT " |-----| "
5350 PRINT "QUEDA DE PRESSAO NO CASCO=" ,DPS*6895,"N/m2" "
5360 PRINT " |-----| "
5370 PRINT "FATOR DE INCRUSTACAO CALCULADO=" ,RDC*.176,"m2.C/W" "
5380 PRINT " |-----| "
5390 PRINT "COEFICIENTE DE PELICULA NOS TUBOS=" ,HIO*5.677,"W/m2.C
"

```

```

5400 PRINT " |-----| "
5410 PRINT "COEFICIENTE DE PELICULA NO CASCO=";HO*5.677;"W/m2.C"
5420 PRINT " |-----| "
5430 PRINT " |-----| "
5440 PRINT "NUMERO DE TROCADORES 1-2 EM SERIE=";XX;"
"
5450 PRINT " |-----| "
5460 KKK=KKK+1
5470 RETURN
5480 REM *****
5490 REM *          CALCULO DO FATOR DE CORRECAO PARA A MLDT          *
5500 REM *****
5510 N=1 : XX=1
5520 PX=(1-(((RR*P-1)/(P-1))*(1/N)))/(RR-((RR*P-1)/(P-1))*(1/N))
5530 FT1=SQR(RR2+1)/(RR-1)
5540 FT2=LOG((1-PX)/(1-RR*PX))
5550 FT4=(2/PX)-1-RR+SQR(RR2+1) : FT5 =(2/PX)-1-RR-SQR(RR2+1)
5560 IF FT4*FT5<0 THEN 5600
5570 FT3=LOG(((2/PX)-1-RR+SQR(RR2+1))/((2/PX)-1-RR-SQR(RR2+1)))
5580 FT=FT1*FT2/FT3
5590 IF FT>=.8 THEN GOTO 5620
5600 N=N+1 : XX=XX+1
5610 GOTO 5520
5620 RETURN
5630 REM *****
5640 REM *          CALCULO DO CALOR ESPECIFICO DO FLUIDO QUENTE          *
5650 REM *****
5660 OPEN "I",#2,"CPL.SEQ"
5670 IF EOF(2) THEN 5720
5680 INPUT #2,NOME$,TCL1,TCL2,CPL1,CPL2
5690 IF NOME$=Q$ THEN 5710
5700 GOTO 5670
5710 TCQ1=TCL1 : TCQ2=TCL2 : CPQ1=CPL1 : CPQ2=CPL2 : CLOSE : GOTO 5730
5720 GOSUB 9440
5730 VET1=CPQ1 : VET2=CPQ2
5740 T1=(TCQ1+460)/1.8
5750 T2=(TCQ2+460)/1.8
5760 GOSUB 9340
5770 A1=A
5780 B1=B
5790 CP=A1 + B1*T
5800 RETURN
5810 REM *****
5820 REM *          CALCULO DO CALOR ESPECIFICO DO FLUIDO FRIO          *
5830 REM *****
5840 OPEN "I",#2,"CPL.SEQ"
5850 IF EOF(2) THEN 5900
5860 INPUT #2,NOME$,TCL1,TCL2,CPL1,CPL2
5870 IF NOME$=F$ THEN 5890
5880 GOTO 5850
5890 TCF1=TCL1 : TCF2=TCL2 : CPF1=CPL1 : CPF2=CPL2 : CLOSE : GOTO 5910
5900 GOSUB 9510
5910 VET1=CPF1 : VET2=CPF2
5920 T1=(TCF1+460)/1.8
5930 T2=(TCF2+460)/1.8
5940 GOSUB 9340
5950 A1=A
5960 B1=B
5970 CP=A1 + B1*T
5980 RETURN

```

```

5990 REM *****
6000 REM *          CALCULO DA TEMPERATURA DA PAREDE DOS TUBOS          *
6010 REM *****
6020 IF QUENTE$="TUBO" THEN 6100
6030 TW=TMF+(HIO/(HIO+HO))*(TMQ-TMF)
6040 T=TW
6050 GOSUB 8920
6060 MWT=MI
6070 GOSUB 8590
6080 MWS=MI
6090 GOTO 6160
6100 T=TW
6110 T=TW
6120 GOSUB 8920
6130 MWS=MI
6140 GOSUB 8070
6150 MWT=MI
6160 RETURN
6170 REM *****
6180 REM *          OBTENCAO DO NUMERO DE TUBOS          *
6190 REM *****
6200 CLOSE
6210 NN=8
6220 OPEN "R", #1,"ARC.ALE",8
6230 FIELD #1,8 AS X1$
6240 FOR I=1 TO 115
6250 FOR J=1 TO 10
6260 X2$=STR$(I) : X3$=STR$(J)
6270 CODEX=VAL(X2$ + X3$)
6280 GET #1, CODEX
6290 P(I,J)=CVD(X1$)
6300 NEXT J
6310 NEXT I
6320 IF NN=2 THEN H=7
6330 IF NN=4 THEN H=8
6340 IF NN=6 THEN H=9
6350 IF NN=8 THEN H=10
6360 FOR J=1 TO 5
6370 NUM=P(J,H)
6380 PLI=.9375
6390 IF P1=.9365 THEN P1=PLI
6400 IF P(J,5)<>ARR THEN 6440
6410 IF P(J,4)<>P1 THEN 6440
6420 IF P(J,3)<>D2 THEN 6440
6430 GOTO 6450
6440 NEXT J
6450 I=J
6460 NT=P(I,H)
6470 IF NT=0 THEN 6510
6480 D1=P(I,1) : D3=P(I,2)
6490 IF D1>=60 THEN GOTO 6510
6500 GOTO 6520
6510 NN=NN-2 : H=H-1 : GOTO 6460
6520 CLOSE
6530 GOTO 740
6540 I=I+5
6550 GOTO 6460
6560 RETURN
6570 REM *****
6580 REM *          CALCULO DA CONDUTIVIDADE TERMICA DO FLUIDO QUENTE          *

```

```

6590 REM *****
6600 OPEN "I",#1,"KLIQ.SEQ"
6610 IF EOF(1) THEN 6700
6620 INPUT #1,NOME$,TK1,TK2,K1,K2
6630 IF NOME$=Q$ THEN 6650
6640 GOTO 6610
6650 IF K2=0 THEN 6670
6660 GOTO 6690
6670 K=(K1*T)/((TK1+460)/1.8)
6680 GOTO 6780
6690 TKQ1=TK1 : TKQ2=TK2 : KQ1=K1 : KQ2=K2 : CLOSE : GOTO 6710
6700 GOSUB 9580
6710 T1=(TKQ1+460)/1.8
6720 T2=(TKQ2+460)/1.8
6730 VET1=KQ1 : VET2=KQ2
6740 GOSUB 9340
6750 A2=A
6760 B2=B
6770 K=A2+B2*T
6780 RETURN
6790 REM *****
6800 REM *          CALCULO DA CONDUTIVIDADE TERMICA DO FLUIDO FRIO          *
6810 REM *****
6820 CLOSE
6830 OPEN "I",#1,"KLIQ.SEQ"
6840 IF EOF(1) THEN 6930
6850 INPUT #1,NOME$,TK1,TK2,K1,K2
6860 IF NOME$=F$ THEN 6880
6870 GOTO 6840
6880 IF K2=0 THEN 6900
6890 GOTO 6920
6900 K=(K1*T)/((TK1+460)/1.8)
6910 GOTO 6990
6920 TKF1=TK1 : TKF2=TK2 : KF1=K1 : KF2=K2 : CLOSE : GOTO 6940
6930 GOSUB 9650
6940 T2=(TKF2+460)/1.8 : T1=(TKF1+460)/1.8
6950 VET1=KF1 : VET2=KF2
6960 GOSUB 9340
6970 A2=A : B2=B
6980 K=A2+B2*T
6990 RETURN
7000 REM *****
7010 REM *          CALCULOS AUXILIARES PARA O TROCADOR          *
7020 REM *****
7030 IF D1>33 THEN GOTO 7050
7040 NESPJ=1 : GOTO 7060
7050 NESPJ=2
7060 DT=P1-D2
7070 PI=3.14159
7080 IF 2*L3<=36 THEN D4=1/32+D2
7090 IF 2*L3>36 THEN D4=1/64+D2
7100 IF (D1<13) AND (D1>8) THEN DCHI=D1-.1
7110 IF (D1<17) AND (D1>13) THEN DCHI=D1-.125
7120 IF (D1<23) AND (D1>17) THEN DCHI=D1-.15
7130 IF (D1<39) AND (D1>23) THEN DCHI=D1-.175
7140 IF (D1<54) AND (D1>39) THEN DCHI=D1-.225
7150 IF D1>55 THEN DCHI=D1-.3
7160 IF ARR=1 THEN PP=P1
7170 IF ARR=2 THEN PP=.866*P1
7180 IF ARR=3 THEN PP=.707*P1

```

```

7190 LC=CCHI*D1
7200 IF D1<12 THEN DB01=2
7210 IF D1>12 AND D1<17.25 THEN DB01=3
7220 IF D1>17.25 AND D1<23.25 THEN DB01=4
7230 IF D1>23.25 AND D1<29 THEN DB01=6
7240 IF D1>29 AND D1<37 THEN DB01=8
7250 IF D1>39 THEN DB01=10
7260 DB01=DB02
7270 IF ARR=3 THEN 7290
7280 SM=L3*((D1-D3)+((D3-D2)/P1)*(P1-D2)) : GOTO 7300
7290 SM=L3*((D1-D3)+((D3-D2)/(P1*.707))*(P1-D2))
7300 GS=WS*144/SM
7310 RES=(GS*(D2/12)/MIS)
7320 IF ARR=1 THEN 7420
7330 IF ARR=2 THEN 7530
7340 A33=1.93 : A44=.5
7350 IF (RES>103) AND (RES<105) THEN 7410
7360 IF (RES>100) AND (RES<1000) THEN 7400
7370 IF (RES>10) AND (RES<100) THEN 7390
7380 A11=1.5 : A22=-.667 : GOTO 7620
7390 A11=.498 : A22=-.656 : GOTO 7620
7400 A11=.73 : A22=-.5 : GOTO 7620
7410 A11=.37 : A22=-.396 : GOTO 7620
7420 A33=1.187 : A44=.37
7430 IF RES<10 THEN 7480
7440 IF (RES>10) AND (RES<100) THEN 7490
7450 IF (RES>100) AND (RES<1000) THEN 7500
7460 IF (RES>103) AND (RES<104) THEN 7510
7470 IF (RES>104) AND (RES<105) THEN 7520
7480 A11=.97 : A22=-.667 : GOTO 7620
7490 A11=.9 : A22=-.631 : GOTO 7620
7500 A11=.408 : A22=-.46 : GOTO 7620
7510 A11=.107 : A22=-.266 : GOTO 7620
7520 A11=.37 : A22=-.395 : GOTO 7620
7530 A33=1.45 : A44=.519
7540 IF RES<10 THEN 7580
7550 IF (RES>10) AND (RES<100) THEN 7590
7560 IF (RES>100) AND (RES<1000) THEN 7600
7570 IF (RES>103) AND (RES<105) THEN 7610
7580 A11=1.4 : A22=-.667 : GOTO 7620
7590 A11=1.36 : A22=-.657 : GOTO 7620
7600 A11=.593 : A22=-.477 : GOTO 7620
7610 A11=.321 : A22=-.388
7620 AA=A33/(1+.14*(RESA44))
7630 JID=A11*((1.33*D2/P1)AA)*RESA22
7640 RETURN
7650 REM
7660 IF D1<=12 THEN DB01=2
7670 IF D1>12 THEN DB01=3
7680 IF D1>=17.25 THEN DB01=4
7690 IF D1>=23.25 THEN DB01=6
7700 IF D1>=29 THEN DB01=8
7710 IF D1>=39 THEN DB01=10
7720 DB02=DB01
7730 CLOSE : IF ARR=1 THEN 7760
7740 IF ARR=2 THEN 7870
7750 IF ARR=3 THEN 7980
7760 B33=6.3 : B44=.378
7770 IF RES<10 THEN 7820
7780 IF (RES>10) AND (RES<100) THEN 7830

```

```

7790 IF (RES>100) AND (RES<1000) THEN 7840
7800 IF (RES>103) AND (RES<104) THEN 7850
7810 IF (RES<105) AND (RES>104) THEN 7860
7820 B11=35 : B22=-1 : GOTO 8090
7830 B11=32.1 : B22=-.963 : GOTO 8090
7840 B11=6.09 : B22=-.602 : GOTO 8090
7850 B11=.0815 : B22=-.022 : GOTO 8090
7860 B11=.391 : B22=-.148 : GOTO 8090
7870 B33=7 : B44=.5
7880 IF RES<10 THEN 7930
7890 IF (RES<100) AND (RES>10) THEN 7940
7900 IF (RES<1000) AND (RES>100) THEN 7950
7910 IF (RES<104) AND (RES>103) THEN 7960
7920 IF (RES<105) AND (RES>104) THEN 7970
7930 B11=48 : B22=-1 : GOTO 8090
7940 B11=45.1 : B22=-.973 : GOTO 8090
7950 B11=4.57 : B22=-.476 : GOTO 8090
7960 B11=.486 : B22=-.152 : GOTO 8090
7970 B11=.372 : B22=-.123 : GOTO 8090
7980 B33=6.59 : B44=.52
7990 IF RES<10 THEN 8040
8000 IF (RES<100) AND (RES>10) THEN 8050
8010 IF (RES<1000) AND (RES>100) THEN 8060
8020 IF (RES<104) AND (RES>103) THEN 8070
8030 IF (RES<105) AND (RES>104) THEN 8080
8040 B11=32 : B22=-1 : GOTO 8090
8050 B11=26.2 : B22=-.913 : GOTO 8090
8060 B11=3.5 : B22=-.476 : GOTO 8090
8070 B11=.333 : B22=-.136 : GOTO 8090
8080 B11=.303 : B22=-.126
8090 BB=B33/((1+.14*(RESB44)))
8100 FID=B11*((1.33*D2/P1)BB)*RESB22
8110 RETURN
8120 RETURN
8130 REM
8140 TW=TMQ-UD*(TMQ-TMF)*(RDI+1/HO)
8150 T=TW
8160 GOSUB 8750
8170 MWS=MI*2.42
8180 MA=MA+1
8190 FIS=MIS/MWS
8200 RETURN
8210 REM
8220 ROQV=PM/(359*1.8*T*14.7/((492*(PRE+14.7))))
8230 PRINT "ROQL=";ROQL;"ROV=";ROV
8240 GOSUB 8600
8250 MIV=MI
8260 GE=2*GS*((ROQL/ROQV).5)
8270 REV=(DI*GT)/(MIV*12)
8280 IF RET>3800 THEN FAT=(.0035+(.264)/(RET.42))*4/144
8290 IF RET>2000 AND RET<3800 THEN FAT=(10-4*RET.575)*4/144
8300 IF RET<2000 THEN FAT=(16/RET)*4/144
8310 DPP=(9.600001*10*(-12)*FAT*(GT2)*NN*L)/((DI/12)*(ROQV/62.5))
8320 PRINT "FAT=";FAT;"DPP=";DPP
8330 RETURN
8340 RLM
8350 IF DES$="SIM" THEN 8380
8360 IF SUB$="SIM" THEN 8390
8370 NBX=12*L/L3 : NB=NBX : GOTO 8400
8380 NBX=PORC*L-1 : NB=NBX : GOTO 8400

```

```

8390 NBX=12*L*PORC/L3 : NB=NBX
8400 IF ARR=2 THEN 8430
8410 DEQ=4*(P12-PI*(D22)/4)/(PI*D2)
8420 GOTO 8440
8430 DEQ=4*((P1/2)*.86*P1-(PI/2)*(D22)/4)/(PI*D2/2)
8440 CL=P1-D2
8450 ASA=D1*CL*L3/(P1*144)
8460 GS=WQ/ASA
8470 GOSUB 8600
8480 MIV=MI*2.42
8490 RES=DEQ*GS/(MIV*12)
8500 ROV=(PM/(359*1.8*T*14.7/(492*(PRE+14.7))))/62.5
8510 IF RES<100 THEN 8540
8520 IF (RES)=100 AND (RES<=200) THEN 8550
8530 IF RES>200 THEN 8560
8540 FX=10*(-.5832+(LOG(RES)/2.3)*(-.8477)) : GOTO 8570
8550 FX=10*(-1.4604+(LOG(RES)/2.3)*(-.3821)) : GOTO 8570
8560 FX=10*(-1.9109+(LOG(RES)/2.3)*(-.1921))
8570 DPS=9.560001*(10-12)*FX*(GS2)*(D1/12)*(NB+1)/((DEQ/12)*ROV)
8580 RETURN
8590 REM
8600 REM VISCOSIDADE DO FLUIDO QUENTE
8610 OPEN "I",#3,"MIG.SEQ"
8620 IF EOF(3) THEN 8660
8630 INPUT #3,NOME3$,TVQ1,TVQ2,KG1,KG2
8640 IF NOME3$=Q$ THEN 8650
8650 TVQ1=TVQ1 : TVQ2=TVQ2 : MIQ1=KG1 : MIQ2=KG2 : CLOSE : GOTO 8670
8660 GOSUB 9720
8670 T1=(TVQ1+460)/1.8
8680 T2=(TVQ2+460)/1.8
8690 VET1=MIQ1 : VET2=MIQ2
8700 GOSUB 9340
8710 A3=A : B3=B
8720 MI=A3+B3*T
8730 MAU=1
8740 RETURN
8750 REM VISCOSIDADE DA FASE LIQUIDA
8760 CLOSE
8770 OPEN "I",#1,"MIL.SEQ"
8780 IF EOF(1) THEN 8830
8790 INPUT #1,NOME4$,TVL1,TVL2,KL1,KL2
8800 IF NOME4$=Q$ THEN 8820
8810 GOTO 8780
8820 TVQ1=TVL1 : TVQ2=TVL2 : MIQ1=KL1 : MIQ2=KL2 : CLOSE : GOTO 8840
8830 GOSUB 9790
8840 T1=(TVQ1+460)/1.8
8850 T2=(TVQ2+460)/1.8
8860 VET1=LOG(MIQ1)/2.3 : VET2=LOG(MIQ2)/2.3
8870 GOSUB 9390
8880 A3=A : B3=B
8890 MI=EXP((A3+B3/T)*2.3)
8900 RETURN
8910 REM
8920 REM
8930 REM VISCOSIDADE DO FLUIDO FRIO
8940 CLOSE : OPEN "I",#1,"MIL.SEQ"
8950 IF EOF(1) THEN 9000
8960 INPUT #1,NOME4$,TVL1,TVL2,KL1,KL2
8970 IF NOME4$=F$ THEN 8990
8980 GOTO 8950

```

```

8990 TVF1=TVL1 : TVF2=TVL2 : MIF1=KL1 : MIF2=KL2 : CLOSE : GOTO 9010
9000 GOSUB 9860
9010 T1=(TVF1+460)/1.8
9020 T2=(TVF2+460)/1.8
9030 VET1=LOG(MIF1)/2.3 : VET2=LOG(MIF2)/2.3
9040 GOSUB 9390
9050 A3=A : B3=B
9060 MI=EXP((A3+B3/T)*2.3)
9070 RETURN
9080 REM *****
9090 REM *          CALCULO DA DENSIDADE DO FLUIDO QUENTE          *
9100 REM *****
9110 OPEN "I",#1,"ROL.SEQ"
9120 IF EOF(1) THEN 9160
9130 INPUT #1,NOME7$,ROL1
9140 IF NOME7$=Q$ THEN 9170
9150 GOTO 9120
9160 GOSUB 11080
9170 RETURN
9180 B4=B
9190 RO=A4+B4*T
9200 RETURN
9210 REM *****
9220 REM *          CALCULO DA DENSIDADE DO FLUIDO FRIO          *
9230 REM *****
9240 OPEN "I",#1,"ROL.SEQ"
9250 IF EOF(1) THEN 9280
9260 INPUT #1,NOME7$,ROL1
9270 IF NOME7$=F$ THEN 9300
9280 GOTO 9250
9290 GOSUB 11130
9300 RETURN
9310 B4=B
9320 RO=A4+B4*T
9330 RETURN
9340 REM
9350 REM *****
9360 B=(VET2-VET1)/(T2-T1)
9370 A=VET1-B*T1
9380 RETURN
9390 REM
9400 REM *****
9410 B=(VET2-VET1)/(1/T2-1/T1)
9420 A=VET1-B/T1
9430 RETURN
9440 CLOSE : BEEP
9450 PRINT " Os valores de cp devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";Q$ : PRINT
9460 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TCQ1 : PRINT
9470 INPUT " CP NA TEMPERATURA SUPERIOR=",CPQ1 : PRINT
9480 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TCQ2 : PRINT
9490 INPUT " CP NA TEMPERATURA INFERIOR=",CPQ2 : PRINT
9500 RETURN
9510 CLOSE : BEEP
9520 PRINT " Os valores de cp devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";F$ : PRINT
9530 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TCF1 : PRINT
9540 INPUT " CP NA TEMPERATURA SUPERIOR=",CPF1 : PRINT

```

```

9550 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TCF2: PRINT
9560 INPUT " CP NA TEMPERATURA INFERIOR=",CPF2 : PRINT
9570 RETURN
9580 CLOSE : BEEP
9590 PRINT " Os valores de k devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";Q$ : PRINT
9600 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TKQ1 : PRINT
9610 INPUT " K NA TEMPERATURA SUPERIOR=",KQ1 : PRINT
9620 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TKQ2: PRINT
9630 INPUT " K NA TEMPERATURA INFERIOR=",KQ2 : PRINT
9640 RETURN
9650 CLOSE : BEEP
9660 PRINT " Os valores de k devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";F$ : PRINT
9670 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TKF1 : PRINT
9680 INPUT " K NA TEMPERATURA SUPERIOR=",KF1 : PRINT
9690 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TKF2: PRINT
9700 INPUT " K NA TEMPERATURA INFERIOR=",KF2 : PRINT
9710 RETURN
9720 CLOSE : BEEP
9730 PRINT " Os valores de mi devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";Q$ : PRINT
9740 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TVQ1 : PRINT
9750 INPUT " MI NA TEMPERATURA SUPERIOR=",MIQ1 : PRINT
9760 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TVQ2: PRINT
9770 INPUT " MI NA TEMPERATURA INFERIOR=",MIQ2 : PRINT
9780 RETURN
9790 CLOSE : BEEP
9800 PRINT " Os valores de mi devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";Q$ : PRINT
9810 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TVQ1 : PRINT
9820 INPUT " MI NA TEMPERATURA SUPERIOR=",MIQ1 : PRINT
9830 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TVQ2: PRINT
9840 INPUT " MI NA TEMPERATURA INFERIOR=",MIQ2 : PRINT
9850 RETURN
9860 CLOSE : BEEP
9870 PRINT " Os valores de mi devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";F$ : PRINT
9880 INPUT " TEMPERATURA SUPERIOR=",TVF1 : PRINT
9890 INPUT " MI NA TEMPERATURA SUPERIOR=",MIF1 : PRINT
9900 INPUT " TEMPERATURA INFERIOR=",TVF2: PRINT
9910 INPUT " MI NA TEMPERATURA INFERIOR=",MIF2 : PRINT
9920 RETURN
9930 REM
9940 IF DES$="SIM" THEN 9980
9950 IF SUB$="SIM" THEN 10060
9960 Q=WQ*HLV
9970 GOTO 10130
9980 T=((TQE+TSQ)/2+460)/1.8
9990 GOSUB 10430
10000 CPV=CP
10010 QD=WQ*CPV*(TQE-TSQ)
10020 QC=WQ*(HLV-HLVL)
10030 Q=QD+QC
10040 DELTL=Q/WF

```

```

10050 GOTO 10130
10060 QC=WQ*(HLV-HLVL)
10070 T=((TSQ+TQS)/2+460)/1.8
10080 GOSUB 5630
10090 CPCQ=CP
10100 QS=WQ*CPCQ*(TSQ-TQS)
10110 Q=QS+QC
10120 DELTL=Q/WF
10130 RETURN
10140 REM
10150 AT=NT*ATL/(144*NN)
10160 GT=WT/AT
10170 RET=(DI*GT)/(MIT*12)
10180 PRT=CPT*MIT/KT
10190 FIT=1
10200 HIO=.027*KT*RET.8*PRT.33*12/D2
10210 RETURN
10220 REM
10230 DT21=TSQ-(TFE+DETLT)
10240 DT1=TQE-TFS
10250 DELTD=(DT21-DT1)/LOG(DT21/DT1)
10260 QDD=QD/DELTD
10270 DT12=TSQ-(TFE+DETLT)
10280 DT2=TQS-TFE
10290 DELTC=(DT22-DT12)/LOG(DT22/DT12)
10300 QCC=QC/DELTC
10310 DELT=Q/(QCC+QDD)
10320 RETURN
10330 DT1=TQE-TFS
10340 DT2=TSQ-(TFS-DETLT)
10350 DT3=TSQ-(TFS-DETLT)
10360 DT4=TQS-TFE
10370 DELTC=(DT2-DT1)/LOG(DT2/DT1)
10380 DELTD=(DT4-DT3)/LOG(DT4/DT3)
10390 QCC=QC/DELTC
10400 QSS=QD/DELTD
10410 DELT=Q/(QCC+QSS)
10420 RETURN
10430 REM
10440 OPEN "I",#3,"CPG.SEG"
10450 IF EOF(3) THEN 10500
10460 INPUT #3,NOME6$,TCG1,TCG2,CPG1,CPG2
10470 IF NOME6$=Q$ THEN 10490
10480 GOTO 10450
10490 TCQ1=TCG1 : TCQ2=TCG2 : CPQ1=CPG1 : CPQ2=CPG2 : CLOSE : GOTO 10510
10500 GOSUB 9440
10510 T1=(TCQ1+460)/1.8
10520 T2=(TCQ2+460)/1.8
10530 VET1=CPQ1 : VET2=CPQ2
10540 GOSUB 9340
10550 A1=A : B1=B
10560 CP=A1+B1*T
10570 RETURN
10580 REM
10590 OPEN "I",#2,"KGAS.SEG"
10600 IF EOF(2) THEN 10690
10610 INPUT #2,NOME2$,TKG1,TKG2,KG1,KG2
10620 IF NOME2$=Q$ THEN 10640
10630 GOTO 10600
10640 IF K2=0 THEN 10660

```

```

10650 GOTO 10680
10660 K=K1*T/((TKG1+460)/1.8)
10670 GOTO 10760
10680 TKQ1=TKG1 : TKQ2=TKG2 : KQ1=KG1 : KQ2=KG2 : CLOSE : GOTO 10700
10690 GOSUB 9580
10700 T1=(TKQ1+460)/1.8
10710 T2=(TKQ2+460)/1.8
10720 VET1=KQ1 : VET2=KQ2
10730 GOSUB 9340
10740 A2=A : B2=B
10750 K=A2+B2*T
10760 RETURN
10770 REM
10780 GOSUB 5630 : CPL=CP
10790 GOSUB 6570 : KQL=K
10800 GOSUB 8750 : MIL=MI*2.42
10810 GOSUB 9180 : ROQL=ROL1
10820 ROQV=(PM/(359*1.8*T*14.7/(492*(PRE+14.7))))/62.5
10830 AT=NT*ATL/(144*NN)
10840 GT=WT/AT
10850 GE=2*GT*((ROQL/ROQV).5)
10860 RET=(DI/12)*GE/MIL
10870 PRT=CPL*MIL/KQL
10880 IF RET (5*104 THEN 10910
10890 HIO=5.03*KQL*((PRT*RET).333)/(DI/12)
10900 GOTO 10920
10910 HIO=.0265*(RET.8)*(PRT.333)*KQL/(DI/12)
10920 RETURN
10930 REM
10940 GMLL=WS/(L*(NT.6677))
10950 GOSUB 5660 : CPC=CP
10960 GOSUB 6600 : KK=K
10970 GOSUB 8750 : MIC=MI
10980 ROC=ROQ
10990 IF HORIZ$="VERTICAL" THEN 11020
11000 HO=.945*(((KK3)*((ROC*62.5)2)*(4.18*108)*L*(NT.667)))/(MIC*WS)).333
11010 GOTO 11070
11020 GML=WS/(PI*NT*(D2/2))
11030 IF (4*GML/MIC)<2000 THEN 11060
11040 HO=.0077*(KK3*(ROC*62.5)2*4.18*108/MIC2).333*(4*WS/(MIC*PI*(D2/12))).4
11050 GOTO 11070
11060 HO=1.5*(KK3*(ROC*62.5)2*4.18*108/MIC).333*(4*GML/MIC)-.333
11070 RETURN
11080 CLOSE : BEEP
11090 PRINT " Os valores de ro devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";Q$
11100 INPUT "COMPOSTO=",NOME7$ : PRINT
11110 INPUT " RO=",ROL1 : PRINT
11120 RETURN
11130 CLOSE : BEEP
11140 PRINT " Os valores de ro devem ser inseridos com as respectivas
temperaturas no programa, pois este fluido nao esta contemplado entre os
arquivados.";F$
11150 INPUT "COMPOSTO=",NOME7$ : PRINT
11160 INPUT " RO=",ROL1 : PRINT
11170 RETURN
11180 OPEN "I",#1,"TUB1.SEQ"
11190 IF EOF(1) THEN 11240

```

```

11200 INPUT #1,BWGS,DIS,ATLS,ALLS
11210 IF BWGS=BWG THEN 11230
11220 GOTO 11190
11230 DI=DIS : ATL=ATLS : ALL=ALLS : CLOSE : GOTO 11260
11240 GOSUB 11440
11250 DI=DIS : ATL=ATLS : ALL=ALLS : CLOSE : GOTO 11260
11260 RETURN
11270 OPEN "I",#2,"TUB2.SEQ"
11280 IF EOF(2) THEN 11330
11290 INPUT #2,BWGS,DIS,ATLS,ALLS
11300 IF BWGS=BWG THEN 11320
11310 GOTO 11280
11320 DI=DIS : ATL=ATLS : ALL=ALLS : CLOSE : GOTO 11340
11330 GOSUB 11440
11340 RETURN
11350 OPEN "I",#3,"TUB3.SEQ"
11360 IF EOF(3) THEN 11410
11370 INPUT #4,BWGS,DIS,ATLS,ALLS
11380 IF BWGS=BWG THEN 11400
11390 GOTO 11360
11400 DI=DIS : ATL=ATLS : ALL=ALLS : CLOSE : GOTO 11430
11410 GOSUB 11440
11420 DI=DIS : ATL=ATLS : ALL=ALLS : CLOSE
11430 RETURN
11440 CLOSE : BEEP
11450 PRINT "Os valores relacionados aos tubos devem ser inseridos, pois nao
constam nos dados arquivados." : PRINT
11460 INPUT "DI=",DI : PRINT
11470 INPUT "ATL=",ATL : PRINT
11480 INPUT "ALL=",ALL : PRINT
11490 RETURN
11500 REM
11510 CL=P1-D2
11520 ASA=D1*CL*L3/(144*P1)
11530 GS=WS/ASA
11540 IF ARR=1 THEN 11570
11550 DEQ=4*((P1/2)*.86*P1-(PI/2)*(D22)/4)/(PI*D2/2)
11560 GOTO 11580
11570 DEQ=4*(P12-PI*(D22)/4)/(PI*D2)
11580 RES=(DEQ/12)*GS/MIS
11590 PRS=CPS*MIS/KS
11600 HO=.36*RES.55*PRS.333*KS/(DEQ/12)
11610 RETURN
11620 REM
11630 IF RES<100 THEN 11660
11640 IF (RES)=100) AND (RES<=200) THEN 11670
11650 IF RES>200 THEN 11680
11660 FX=10*(-.5832+(LOG(RES)/2.3)*(-.8477)) : GOTO 11700
11670 FX=10*(-1.4604+(LOG(RES)/2.3)*(-.3821)) : GOTO 11700
11680 FX=10*(-1.9109+(LOG(RES)/2.3)*(-.1921))
11690 IF B$="NAO" THEN 11710
11700 ROS=(PM/(359*1.8*T*14.7/(492*(PRE+14.7))))/62.5
11710 NBX=(1-PORC)*L*12/L3 : NBD=NBX
11720 DPS=FX*GS2*(D1/12)*(NBD+1)/(5.22E+10*(DEQ/12)*ROS)
11730 RETURN

```