

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECANICA

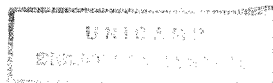
ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR Marcos Antonio Sperd
de Faria E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 14/02/1992
Leonardo Goldstein Jr
ORIENTADOR

DIMENSIONAMENTO TERMOHIDRÁULICO DE
CONDENSADORES CASCO E TUBO DE SUBSTÂNCIAS
PURAS.

TRABALHO APRESENTADO À COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA. COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

14/02/92

CAMPINAS, 1992.



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECANICA

Tese de: Mestrado

Título da Tese: Dimensionamento Termohidráulico de
Condensadores Casco e Tubo.

Autor: Marco Antonio Sperl de Fariañ/226

Orientador: Leonardo Goldstein Jr.
junior t

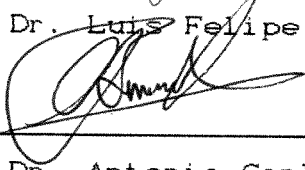
Aprovado por

Leonardo Goldstein Jr.

Prof. Dr. Leonardo Goldstein Jr., Presidente

Luiz Felipe Moura

Prof. Dr. Luis Felipe Mendes de Moura



Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart

Campinas, 14 de Fevereiro de 1992

AGRADECIMENTOS

Agradeço à vida, que seria muito melhor se todos tivessem, efetivamente, igualdade de oportunidades.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho àqueles que lutam por uma vida melhor para todos.

RESUMO

São analisadas as equações disponíveis na literatura, para a determinação do padrão de escoamento, o cálculo da fração de vazio, da perda de carga e do coeficiente de transmissão de calor, na condensação de substâncias puras, para escoamento no interior e exterior de tubos.

Propõe-se uma metodologia para o dimensionamento termohidráulico de condensadores casco tubo, com condensação do lado dos tubos ou do lado do casco.

Apresenta-se um programa, em linguagem FORTRAN, aplicando a metodologia proposta.

ABSTRACT

The work deals with equations available on the literature to determine the flow pattern, the void fraction, the pressure drop and the heat transmission coefficient for condensation of pure substances in tube side and shell side.

It is proposed a methodology to perform a thermal and hydraulic design of shell and tube condensers.

The work also presents a computer program, in FORTRAN, applying the proposed methodology.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1	Objetivos.....	1.1
1.2	Condensadores.....	1.2
1.2.1	Condensadores Casco Tubo Para Indústria de Processos..	1.4
1.3	Discussão dos Tipos de Condensadores.....	1.7
1.3.1	Condensação no Interior de Tubos.....	1.7
1.3.2	Condensação no Exterior dos Tubos.....	1.11
1.4	Seleção dos Condensadores.....	1.13

CAPÍTULO 2 CONDENSAÇÃO NO INTERIOR DE TUBOS

2.1	Padrões de Escoamento.....	2.1
2.1.2	Escoamento Horizontal.....	2.5
2.1.3	Escoamento Vertical.....	2.15
2.1.4	Conclusões.....	2.16
2.2	Fração de Vazio.....	2.18
2.2.1	Introdução.....	2.18
2.2.2	Coeficiente de Armand.....	2.20
2.2.3	Modelo da Densidade Variável de Bankoff.....	2.21
2.2.4	Modelo de Levi.....	2.22
2.2.5	Análise de Zuber-Findlay.....	2.23
2.2.6	Modelo de Smith.....	2.24
2.2.7	Modelo de Zivi.....	2.24
2.2.8	Correlação de Hughmark.....	2.25
2.2.9	Modelo de Chisholm.....	2.26
2.2.10	Análise de Labuntsov.....	2.27
2.2.11	Procedimento Para Altos Valores da Fração de Vazão de Vapor ($BETA > 0,9$).....	2.28
2.2.12	Premoli.....	2.28
2.2.13	Avaliação dos Resultados Disponíveis.....	2.30
2.3	Gradiente de Pressão.....	2.32
2.3.1	Equação da Conservação da Massa.....	2.33
2.3.2	Equação da Quantidade de Movimento.....	2.34
2.3.3	Componente Gravitacional.....	2.35
2.3.4	Componente da Variação da Quantidade de Movimento.....	2.36
2.3.5	Componente de Atrito.....	2.36
2.3.6	Considerações Finais.....	2.51

2.4	Coeficiente de Película.....	2.53
2.4.1	Teoria de Nusselt.....	2.53
2.4.2	Aperfeiçoamento na Teoria de Nusselt.....	2.55
2.4.3	Influência da Turbulência.....	2.56
2.4.4	Influência da Tensão de Cisalhamento na Interface.....	2.55
2.4.5	Condensação no Interior de Tubos Verticais.....	2.60
2.4.6	Condensação no Interior de Tubos Horizontais.....	2.76
2.4.7	Equação de Shah.....	2.82

CAPÍTULO 3 CONDENSAÇÃO DO LADO DO CASCO

3.1	Padrão de Escoamento.....	3.1
3.1.1	Escoamento Horizontal.....	3.1
3.1.2	Escoamento Vertical.....	3.3
3.2	Variação da Pressão do Lado do Casco.....	3.4
3.2.1	Variação da Pressão Devido à Variação da Quantidade de Movimento.....	3.5
3.2.2	Perda de Pressão Devido ao Atrito.....	3.11
3.2.3	Perda de Pressão no Escoamento Através de uma Janela..	3.15
3.2.4	Escoamento Vertical.....	3.17
3.3	Coeficiente de Película do Lado do Casco.....	3.20
3.3.1	Condensação Sobre um Único Tubo Horizontal.....	3.20
3.3.2	Efeito do Gotejamento.....	3.22
3.3.3	Influência da Velocidade do Vapor.....	3.25
3.3.4	Efeito Combinado da Velocidade do Vapor e do Gotejamento.....	3.30

CAPÍTULO 4 DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO DE CÁLCULO

4.1	Introdução.....	4.1
4.2	Condensador Vertical com Escoamento Descendente e Condensação no Interior dos Tubos.....	4.4
4.2.1	Diagrama de Blocos do Programa.....	4.4
4.2.2	Descrição do Programa.....	4.9
4.2.2.1	Dados de Entrada.....	4.9
4.2.2.2	Cálculo do Lado do Casco.....	4.11
4.2.2.3	Cálculo no Interior dos Tubos.....	4.16
4.2.2.4	Cálculo da Troca Térmica.....	4.19
4.2.2.5	Teste de Verificação.....	4.21
4.2.2.6	Cálculo da Queda de Pressão de Atrito no	

	Interior dos Tubos.....	4.21
4.3	Programa Desenvolvido para Condensação do Lado do Casco	4.24
4.3.1	Diagrama de Bloco.....	4.24
4.3.2	Descrição do Programa.....	4.30
4.3.2.1	Dados de Entrada.....	4.30
4.3.2.2	Cálculo do Lado dos Tubos.....	4.31
4.3.2.3	Geração da Geometria do Casco.....	4.32
4.3.2.4	Cálculo da Troca Térmica do Casco.....	4.34
4.3.2.5	Cálculo da Queda de Pressão no Lado do Casco.....	4.36

CAPÍTULO 5 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

5.1	Condensador Vertical com Escoamento Descendente no Interior dos Tubos.....	5.2
5.2	Condensador Horizontal com Condensação do Lado do Casco	5.12

CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES

6.1	Condensação no Interior de Tubos.....	6.1
6.2	Condensação do Lado do Casco.....	6.4
6.3	Procedimento de Cálculo de Condensadores.....	6.5
6.4	Recomendações.....	6.5

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

ANEXO I	Programa para Cálculo de Condensador Vertical, com Escoamento Descendente e Condensação no Interior dos Tubos.
ANEXO II	Programa para Cálculo de Condensador Horizontal e Condensação do Lado do Casco.
ANEXO III	Procedimento Adotado no Cálculo de Condensador Horizontal com Mais de Um Passe e Condensação no Lado do Casco.

NOMENCLATURA

Caracteres Latinos

A	área da secção do tubo
A_L	área da secção ocupada pelo líquido
A_V	área da secção ocupada pelo vapor
B	coeficiente definido na eq.2.113
C	coeficiente de Chisholm e Laird, Eq.2.111
C_A	coeficiente de Armand
C_O	coeficiente definido na Eq.2.39
c_{PL}	calor específico da fase líquida;
D	diâmetro do tubo
e_c	parâmetro definido na equação 2.124
F	parâmetro de transição de Jaster e Kosky, Eq.2.13
f	coeficiente de atrito
F_L	força cisalhante entre a fase líquida e a parede
F_V	força cisalhante entre a fase vapor e a parede
Fr	número de Froude
F_{RLO}	número de Froude
g	aceleração local da gravidade
G	fluxo de massa da mistura
G_L	fluxo de massa da fase líquida considerando que ela escoe ocupando toda secção do tubo;
G_V	fluxo de massa da fase vapor considerando que ela escoe ocupando toda secção do tubo;
H	número de mudança de fase
h_1	coeficiente de película para um único tubo
h_f	coeficiente de película local
$\bar{h}_f$	coeficiente de película médio

h_N	coeficiente médio do enésimo tubo, contado de cima para baixo
i_{LV}	calor latente de vaporização
j_N	taxa de condensação por unidade de comprimento do enésimo tubo do feixe.
j_v^*	velocidade adimensional do vapor (Wallis)
K	razão da velocidade de vapor
K_L	condutibilidade da fase líquida
K_v	condutibilidade da fase vapor
$\dot{m}_L$	descarga da fase líquida
$\dot{m}_{Le}$	descarga da parcela da fase líquida dispersa na fase vapor
N_t	número de fileiras tubos do feixe, na direção ortogonal ao escoamento.
N_v	número de tubos na fileira central.
Nu	número de Nusselt
n	expoente da equação de Blasius
p	pressão
Pr	número de Prandtl
q	taxa de transferência de calor
Q	vazão da mistura
Q_v	vazão de vapor
Q_L	vazão de líquido
R	coeficiente definido na equação 2.122
Re	número de Reynolds
Re_L	número de Reynolds
Re_v	número de Reynolds
Re_{Lo}	número de Reynolds
Re_{vo}	número de Reynolds
S	força cisalhante na interface líquido vapor

t	intervalo de tempo
T	temperatura
T_P	temperatura da parede
T_{VI}	temperatura da interface líquido vapor
u	velocidade da mistura
u_B	velocidade de bolha de Taylor
u_C	velocidade no centro do tubo;
u_H	velocidade da mistura homogênea
u_D	velocidade de impulso
u_L	velocidade da fase líquida
u_V	velocidade da fase vapor
u_{LS}	velocidade superficial da fase líquida
u_{VS}	velocidade superficial da fase vapor
u_{WD}	velocidade de impulso ponderada
u_T	velocidade adimensional (Eq.2.139)
v	volume específico
v_L	volume específico da fase líquida
v_V	volume específico da fase vapor.
v_H	volume específico da mistura homogênea
v_m	volume específico da mistura
x	título
X	parâmetro de Lockhart - Martinelli
y	distância do ponto à parede do tubo
z	distância do início da condensação
w	fração de líquido que escoar dispersa na fase vapor
W	descarga da mistura;
W_V	descarga da fase vapor;

W_L descarga da fase líquida;

$\frac{dP}{dz}$ gradiente de pressão

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_z$ componente gravitacional do gradiente de pressão

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_a$ componente da quantidade de movimento do gradiente de pressão

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f$ componente de atrito do gradiente de pressão

Caracteres Gregos

α fração de vazio

α' fração de vazio local

α_c fração de vazio no centro do tubo, e

β fração da vazão de vapor

δ espessura da película de condensado

$\Delta T = T_v - T_s$ diferença de temperatura entre o vapor e a superfície

ϕ_f Multiplicador bifásico

Γ Coeficiente de Propriedades Físicas, Eq.2.101

Γ_c taxa de condensado por unidade de largura da placa

Γ_N taxa de condensado drenando do enésimo tubo por unidade de comprimento;

ψ Multiplicador Bifásico Normalizado

λ calor latente de vaporização

λ_L coeficientes de atrito com a parede das fases

λ_V coeficientes de atrito com a parede das fases

μ viscosidade dinâmica; e

ν	Viscosidade cinemática
θ	inclinação do tubo em relação à horizontal
ρ	densidade;
σ	tensão superficial;
τ_p	tensão de cisalhamento na parede e
Ω	coeficiente da equação de Baroczy, Eq.2.118

Subscritos

L	relativo à fase líquida
v	relativo à fase vapor
fL	considerando que a fase líquida escoe ocupando toda secção do tubo;
fV	considerando que a fase vapor escoe ocupando toda secção do tubo;
fLO	considerando que toda mistura escoe como líquido
fVo	considerando que toda mistura escoe como vapor;

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Objetivos

A informação relativa ao cálculo da perda de pressão e da transferência de calor na condensação de substâncias puras, no interior de tubos e no exterior de feixes de tubos encontra-se relativamente dispersa. Ela é de grande importância no projeto de trocadores de calor em que ocorre a condensação de um dos fluidos, sendo ainda usual, por falta de análise mais recente, a utilização do livro "Process Heat Transfer", de Kern, publicado em 1950, como a referência padrão da literatura aberta.

Vários trabalhos foram publicados posteriormente sobre condensação, porém nenhum deles fornece uma visão global do assunto, que permita sua aplicação em dimensionamento termohidráulico de condensadores. Este trabalho tem por objetivo avaliar as informações disponíveis na literatura, comparando os vários resultados e buscando uma exposição que permita a integração dos mesmos, de forma a permitir sua aplicação no projeto de condensadores.

Considerada a extensão do tema, o trabalho se restringe apenas ao estudo da condensação de substâncias puras, no interior de tubos e no exterior de feixes de tubos, visando a aplicação no cálculo termohidráulico de condensadores casco-tubo.

No capítulo 2 discute-se a condensação no interior de tubos; para melhor discussão do assunto optou-se por organizá-lo segundo a seguinte sequência:

- Padrões de Escoamento;
- Fração de Vazio;
- Perda de Pressão, e
- Transferência de Calor.

No capítulo 3 discute-se a condensação no exterior de feixes de tubos, para a qual existe uma quantidade menor de informações disponíveis.

No capítulo 4 desenvolve-se um modelo de cálculo para condensadores casco-tubo e apresenta-se dois programas computacionais em linguagem FORTRAN IV. O primeiro para dimensionamento termohidráulico de condensadores casco-tubo verticais com condensação no interior dos tubos e, o segundo para condensadores casco-tubo horizontais com condensação do lado do casco.

Finalmente no capítulo 5 são apresentados alguns exemplos de aplicação dos programas desenvolvidos.

Segue uma breve descrição dos vários tipos de condensadores industriais mais usados, discutindo-se aspectos de seu funcionamento, tendo em vista permitir a melhor apresentação do tema estudado.

1.2 Condensadores

Existem dois tipos principais de condensadores :

- Aqueles onde o condensado e o fluido refrigerante são separados por uma superfície sólida, geralmente a parede de um tubo, e
- Aqueles onde o refrigerante e o vapor condensante são colocados em contato direto.

Cada um destes tipos pode ser dividido em diversas categorias, como ilustrado na Fig.1.1.

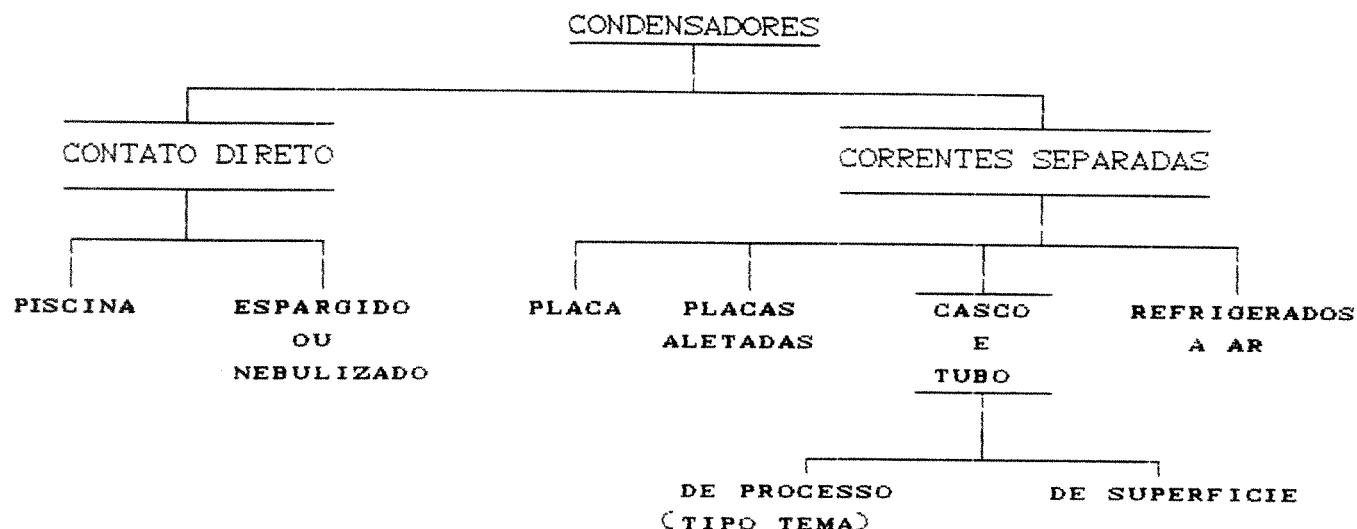


Figura 1.1 Tipos de Condensadores

Os condensadores de contato direto podem ser divididos em dois tipos:

- De piscina, nos quais o vapor é borbulhado numa quantidade de líquido, e
- Aqueles onde o líquido é nebulizado ou espargido no vapor.

Os condensadores onde o vapor condensante e o refrigerante são separados podem ser subdivididos em três tipos principais :

- Refrigerados a Ar ("Air-Cooled") - a condensação ocorre no interior dos tubos e a extração de calor é realizada por ar insuflado sobre o feixe de tubos. Geralmente os tubos são aletados externamente, de forma a compensar o baixo coeficiente de película do lado do ar;

- Casco e Tubo - consistem de um casco cilíndrico dentro do qual é colocado um feixe de tubos. Um dos fluidos escoa no interior dos tubos e o outro escoa externamente aos tubos, ou seja, do lado do casco. A condensação pode ocorrer dentro ou fora dos tubos, dependendo das circunstâncias.

Devido às condições específicas das diferentes aplicações, o projeto destas unidades pode variar profundamente, sendo conveniente

subdividi-las em :condensadores de processo e condensadores de superfície ou de exaustão de turbina (" surface condenser ou turbine exhaust type"); e

- De Placa - são usadas placas para separar as duas correntes ao invés de tubos. Em alguns casos são utilizadas placas corrugadas, com a finalidade de aumentar a resistência mecânica e a área de troca térmica.

Os condensadores casco e tubos são utilizados num maior número de aplicações e constituem o objeto de estudo deste trabalho.

1.2.1 Condensadores Casco Tubo Para Indústria de Processos

Existe uma vasta variedade de unidades incluídas nesta categoria. Elas são usadas para água, solventes, hidrocarbonetos, ácidos e vários outros fluidos, que podem ser condensados sobre vácuo ou a altas pressões.

Um único vapor, mistura de vapores e vapores com gases não condensáveis podem ser condensados em condensadores casco e tubo, com uma escolha conveniente de geometria. Padrões de projeto destes condensadores são apresentados pelo TEMA ("Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association").

Um exemplo de condensador de processo é mostrado na Fig.1.2. Neste condensador o fluido condensante escoar do lado do casco e o fluido refrigerante no interior dos tubos, com apenas um passe no interior dos mesmos, sendo possível utilizar mais de um passe.

As chicanas consistem de placas circulares com um corte segmental, como mostrado na Fig.1.3, fixadas no feixe de tubos. Elas tem duas importantes funções :

- Suportar os tubos, e
- Tornar o escoamento cruzado.

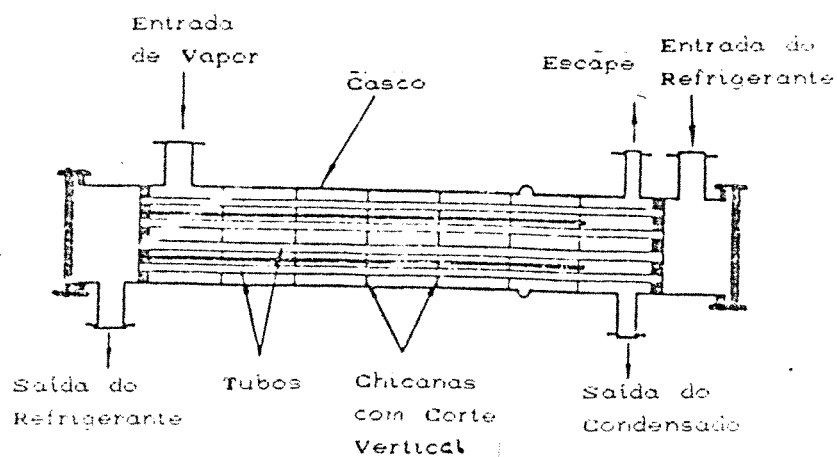


Figura 1.2 Exemplo de Condensador Casco-Tubo com Condensação do Lado do Casco

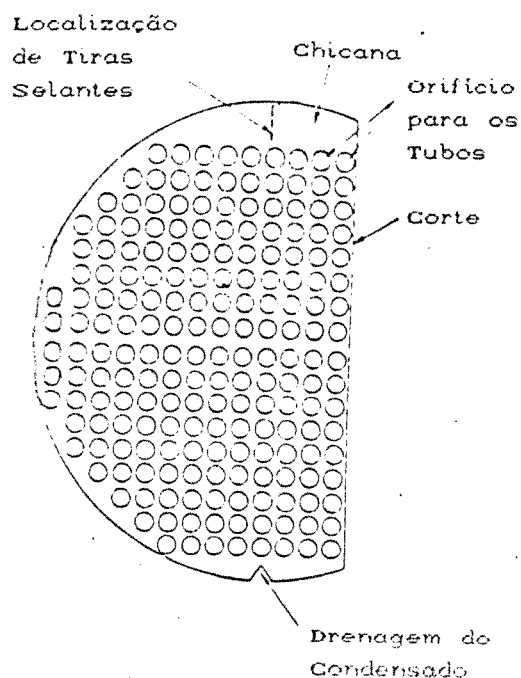


Figura 1.3 Chicana Segmentar com Corte Vertical

Para condensação do lado do casco, em condensadores horizontais, o corte das chicanas geralmente é vertical, de forma a permitir o escoamento do condensado acumulado na parte inferior do casco.

A escolha de qual fluido escoar no lado do casco ou no interior

dos tubos é orientada por vários fatores, conforme mencionado por Butterworth (1981).

- Pressão: alta pressão indica que a condensação deve ocorrer no interior dos tubos, já que a espessura das paredes depende fundamentalmente da pressão.

- Queda de pressão: a queda de pressão pode ser crítica a baixas pressões e exigir tubos de grande diâmetro ou um número excessivo destes, caso a condensação seja no interior dos tubos: portanto, em casos críticos, a condensação do lado do casco pode ser melhor. Condensação por contato direto também seria uma solução.

- Corrosão: vapores corrosivos, que requerem ligas especiais mais caras, são melhor alocados nos tubos já que, do contrário, todas as superfícies, a dos tubos e a do casco, entrariam em contato com o condensado.

- Depósito: vapores de processo sujeitos a depósito ou polimerização são melhor alocados no interior dos tubos, pela facilidade de limpeza. Outra solução seria o uso de condensadores de contato direto.

- Temperatura: temperaturas elevadas requerem maior cuidado de projeto e consideração para aspectos de segurança de cascos muito quentes. no caso de condensação no lado do casco; problemas nos espelhos e na junta dos tubos requerem maior cuidado se a condensação for no interior dos tubos. Deve ser avaliada a possibilidade de utilização de condensadores de contato direto.

- Congelamento: se o condensado sofre o risco de solidificar, a condensação no lado do casco é preferível, já que ela é menos susceptível de entupimento, especialmente se o passo dos tubos for aumentado.

- Escape ("Venting"): o escape é uma característica importante de todos condensadores. A função do escape é remover gases

incondensáveis, que tendem a diminuir a temperatura de condensação, atrapalhando o processo de troca térmica. O escape é localizado na extremidade fria do condensador, onde a concentração de gases não condensáveis é maior. Ele deve estar localizado bem acima do condensado, de forma a não permitir a entrada de líquido na linha de escape. É importante localizar as chicanas de forma a impedir pontos mortos, onde haja acúmulo de não condensáveis. A eliminação de gases não condensáveis é melhor realizada na condensação no interior dos tubos.

1.3 Discussão dos Tipos de Condensadores

1.3.1 Condensação no Interior de Tubos

a. Escoamento Vertical Descendente

Um condensador vertical, com condensação no interior dos tubos é mostrado na Fig.1.4. O espaço entre o espelho superior e o bocal superior, do lado do casco, pode reter o ar contido na água de condensação, devendo-se prever um escape ("venting") que permita a descarga contínua. Assegura-se, desta maneira, que o espelho esteja sempre molhado e resfriado, impedindo também a estagnação do fluido refrigerante. Isto reduz o depósito e a corrosão que pode ocorrer na interface ar - água.

O cabeçote inferior tem um funil ou uma chicana projetada para minimizar a entrada de condensado no escape, como detalhado na Fig.1.4. O nível de condensado deve ser mantido abaixo da chicana.

O vapor entra pelo cabeçote superior por um bocal radial, podendo ser utilizado bocal axial. Para bocal axial deve-se ter um cuidado especial quanto à distribuição de descarga nos tubos devido às variações da pressão, sendo às vezes necessário a utilização de uma placa perfurada, de forma a garantir-se distribuição homogênea.

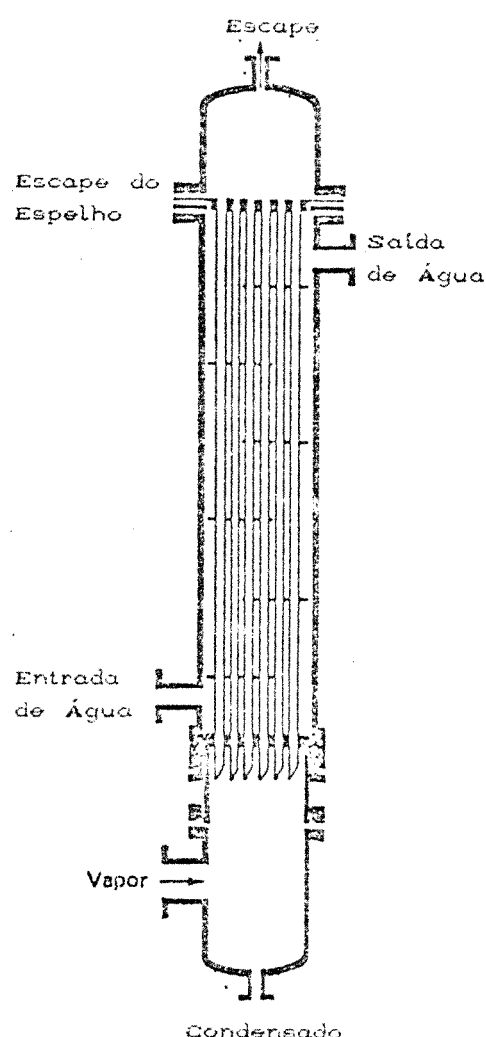


Figura 1.4 Condensador Vertical Descendente - Interior do Tubo

O vapor condensa sobre a parede do tubo como um filme anular, drenando para o fundo. Os diâmetros usuais dos tubos são 19 ou 25 mm; para baixas pressões são utilizados tubos com diâmetros de até 50 mm, de forma a reduzir a queda de pressão.

O lado do casco é provido de chicanas e o refrigerante escoar num único passe em contra corrente com o vapor condensante. Se a temperatura do condensado tiver de ser controlada, o escoamento em corrente paralela permitirá um melhor controle do subresfriamento, porém a área de troca térmica deverá ser maior.

A desvantagem deste arranjo reside no fato dos fluidos refrigerantes, que possuem uma tendência a maiores resistências de incrustação, se situarem do lado do casco, onde a limpeza é mais difícil.

b. Escoamento Vertical Ascendente

Um condensador típico com o vapor escoando para cima e o condensado para baixo, é o chamado condensador de refluxo, mostrado na Fig.1.5. Estes condensadores são geralmente pequenos (2 a 3 m de comprimento) e utilizam tubos de diâmetro elevado (25 mm ou mais).

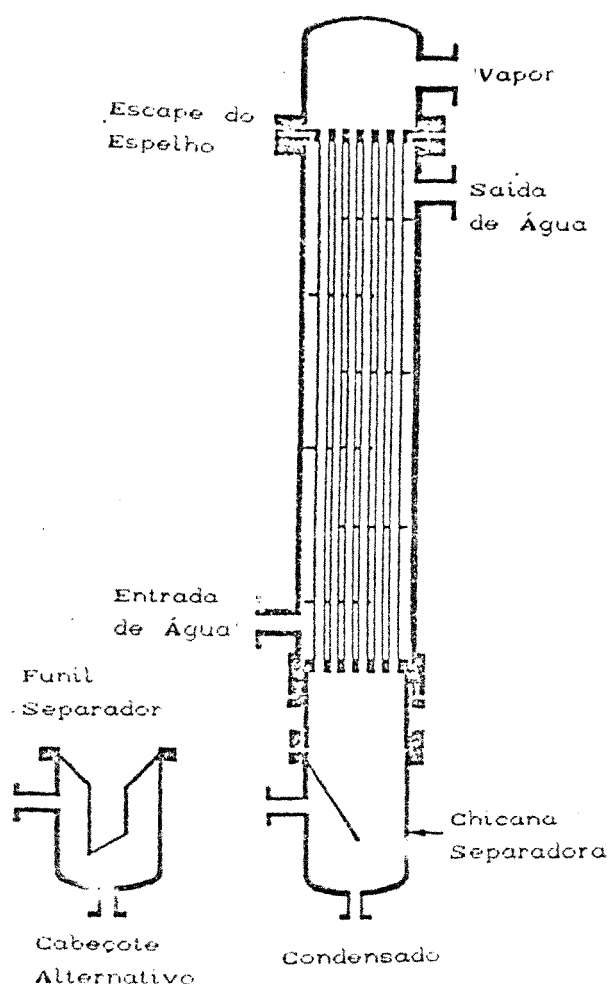


Figura 1.5 Condensador de Refluxo

c. Escoamento Horizontal

A condensação no interior de tubos horizontais é feita em arranjos de um único passe, de múltiplos passes ou com tubos em U, e com uma larga variedade de diâmetros e comprimentos de tubo. O arranjo é governado pelas necessidades do resfriamento. No arranjo de múltiplos passes tem-se um passe sobre o outro e deve-se tomar cuidados especiais quanto à distribuição de vapor e condensado nos passes sucessivos. Não é comum, todavia, utilizar-se mais de um passe devido à dificuldade de se conhecer a distribuição do escoamento no segundo passe, e nos passes sucessivos.

O vapor entra nos tubos com altas velocidades e o condensado formado escoar como um filme anular. Se a tensão de cisalhamento na interface é alta o suficiente o condensado pode ser varrido da parede e escoar nebulizado na fase vapor. No curso da condensação parte do condensado escoará estratificada na parte inferior dos tubos. Ondas podem se formar devido à tensão de cisalhamento na interface e estas podem ser altas o suficiente de forma a alcançar a parte superior dos tubos, formando cápsulas de vapor. Sob determinadas condições, estas cápsulas podem parar e reverter temporariamente a direção do escoamento, causando um escoamento, instável ou oscilante. Finalmente, à medida que a velocidade do vapor se aproxima de zero, o condensado escoará devido ao gradiente hidrostático. Para quantidades grandes de condensado o tubo ficará plenamente preenchido, mas esta condição deve ser evitada pois o escoamento instável pode destruir o feixe de tubos. O padrão de escoamento da mistura vapor - condensado é um fator determinante na transferência de calor e na queda de pressão.

Condensadores horizontais com condensação no interior dos tubos são mais comuns em condensadores resfriados a ar ("Air - Cooled"). Em outras aplicações de trocadores de calor casco e tubo, tais como em aquecedores ("Heaters") ou em refeedores ("Reboilers"), a importância da condensação é secundária.

1.3.2 Condensação no Exterior dos Tubos

a. Escoamento Horizontal

Condensadores horizontais podem ser construídos com ou sem chicanas. Uma unidade simples com chicanas é mostrada na Fig.1.6. trata-se de um trocador casco tubo convencional com uma placa de impacto no bocal de entrada para reduzir a erosão dos tubos. Ele pode ter também dois bocais de saída, um para o condensado e outro para permitir o escape dos gases não condensáveis. Nos tubos pode-se ter um ou mais passes. Chicanas e placas suportes de tubos são geralmente arranjadas com corte vertical, fazendo com que o vapor escoe de lado a lado. Corte horizontal é ocasionalmente utilizado sob condições especiais.

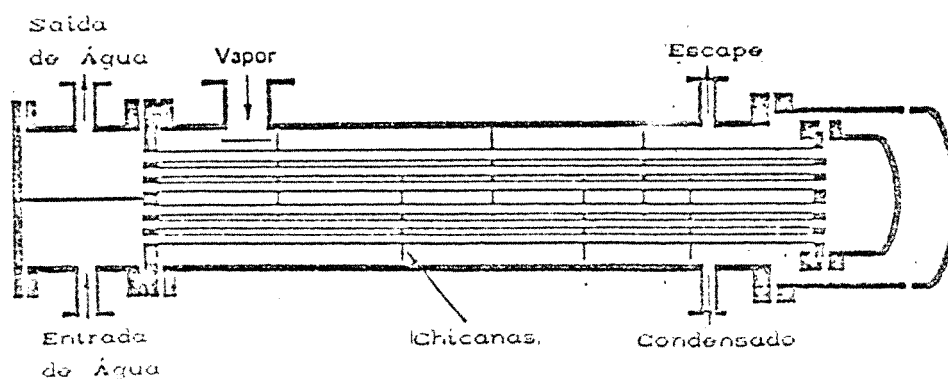


Figura 1.6 Condensador Horizontal - Condensação no Casco

A parte inferior das chicanas é perfurada, de forma a permitir o dreno do condensado. O espaçamento das chicanas pode ser variado, caso se deseje manter alta a velocidade do vapor, como quando se têm a presença de não condensáveis.

Uma quantidade de vapor significativa pode não cruzar o feixe de tubos, mesmo com folgas (feixe-casco, chicana-casco e tubo-chicana) pequenas. Com a placa de impacto bloqueando parcialmente a entrada do vapor para o feixe, é importante prever um folga suficiente em seu contorno de forma a reduzir a queda de pressão e possíveis vibrações

dos tubos. A velocidade do vapor nesta região deve ser igual à velocidade nos bocais, e ρu^2 não deve exceder 2.200 Kg/m s^2 .

b. Escoamento Vertical

A condensação no exterior de tubos verticais é mais frequentemente encontrada em vaporizadores ("Vaporizers") e em aquecedores ("Heaters"), ainda que condensadores com condensação de filme líquido. Fig.1.7, sejam ocasionalmente usados. Nestes condensadores a água escoar no interior dos tubos por gravidade. O casco pode ter chicanas mas, frequentemente são utilizadas apenas placas para suportar os tubos. Neste tipo de condensador o escoamento do vapor é geralmente descendente.

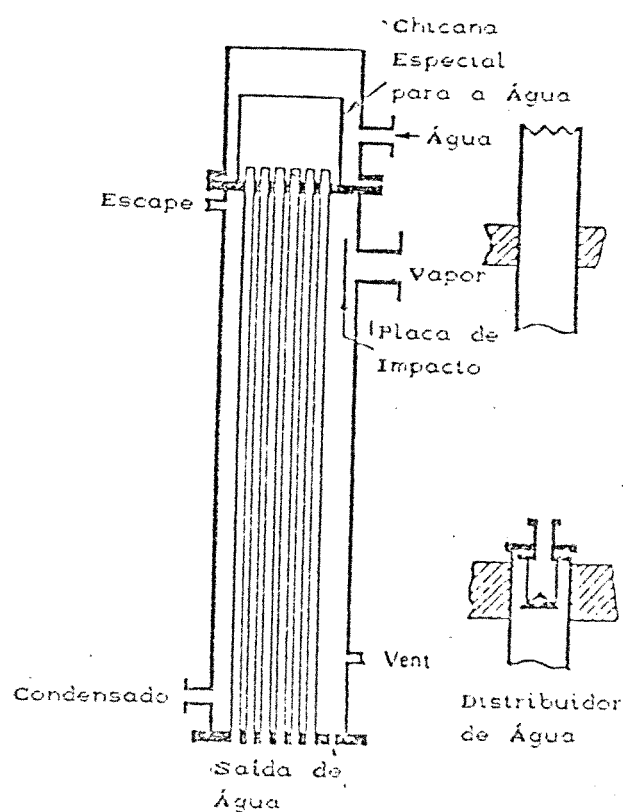


Figura 1.7 Condensador Vertical - Condensação do Lado do Casco

1.4 Seleção dos Condensadores

Os principais fatores envolvidos na escolha do melhor tipo de condensador para determinado processo são:

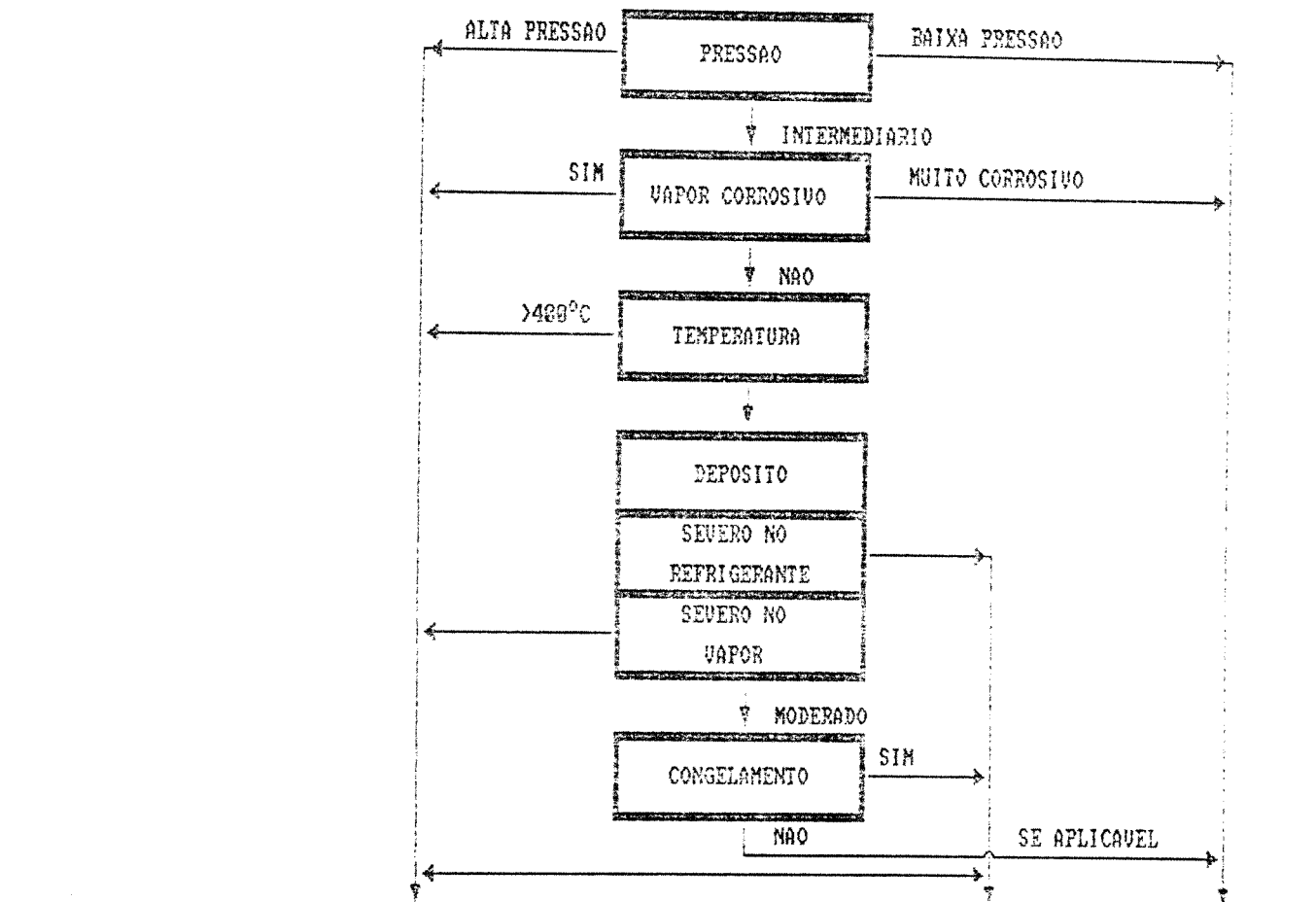
- Se a condensação é total ou parcial;
- Se o vapor é substância pura ou mistura;
- Se há presença de não condensáveis;
- Se ocorre dessuperaquecimento ou subresfriamento e,
- Se há restrições à localização do fluido refrigerante do lado do casco devido a incrustações, particularmente quando se utiliza água como fluido refrigerante.

Mueller (1983) apresenta um mapa que auxilia na escolha do melhor tipo, apresentado na Fig. 1.8. O critério adotado considera a aplicabilidade do tipo considerado e a previsibilidade dos métodos de cálculo disponíveis.

Como se observa na Fig.1.8, os tipos mais recomendados, para condensação total de substâncias puras sem dessuperaquecimento ou subresfriamento, objeto de estudo deste trabalho, são:

- a) Para condensação no interior de tubos:
 - verticais com escoamento descendente e,
 - horizontais.
- b) Para condensação do lado do casco:
 - verticais com escoamento descendente e,
 - horizontais.

Verifica-se ainda, que na condensação no interior de tubos, os condensadores verticais são mais recomendados quando se deseja subresfriamento, tendo, portanto, maior aplicabilidade. Na condensação do lado do casco, o condensador horizontal é o mais usual. Optou-se por aplicar a informação de transferência de calor e perda de pressão, atualizada e analisada neste trabalho, à proposição de um método otimizado de dimensionamento termohidráulico a estes dois tipos de condensadores.



	CONDENSACAO DO LADO DO TUBO 4, 11, *						CONDENSACAO DO LADO DO CASCO 2, 3, 12						CONDENSACAO COM CONTATO DIRETO	
	HORIZONTAL 8		VERTICAL 13				HORIZONTAL 1		VERTICAL 5, 10					
			DESCENDENTE 7	ASCENDENTE 6, 9	CRUZADO X 10	COM CHICANA			DESCENDENTE	ASCENDENTE				
SUBSTANCIA PURA	G	I	G	I	F	II	G	II	G	II	G	III	G	II
MISTURA DE VAPOR	F	II	G	II	F	III	G	II	G	III	F	III	P	III
SUBRESFRIAMENTO	P	IV	G	I	X	IV	F	III	P	III	F	II	X	IV
QUEDA DE PRESSAO ALTA BAIXA	G P	II	G F	III	X G	III	G G	II	G F	III	G F	III	X G	IV
REFRIGERANTES LIQUIDO GAS VAPORIZACAO	G G G		G G G		G G G		G G X		G G G		G G G		G X X	

Aceitabilidade: G = boa, P = pobre, F = considerável
X=não aplicável ou não recomendável
Predictibilidade : I = média ~ 25%, II = considerável < 50%
III = pobre 50+%, IV = não recomendada

Figura 1.8 Mapa de Seleção de Condensadores de Mueller

Para maiores informações sobre tipos, detalhes construtivos e operação de condensadores recomenda-se os seguintes trabalhos:

- Kern (1950)
- Lord, Minton e Slusser (1970 a)
- Lord, Minton e Slusser (1970 b)
- Taborek (1974)
- Butterworth (1981)
- Mueller (1983)

CAPÍTULO 2

CONDENSAÇÃO NO INTERIOR DE TUBOS

O projeto termohidráulico de condensadores passa pela consolidação e análise da informação disponível sobre a perda de pressão e a transferência de calor no interior de tubos e no exterior de feixes de tubos.

Para melhor discussão dos resultados optou-se por organizá-los segundo a seguinte sequência:

- Padrões de Escoamento;
- Fração de Vazio;
- Perda de Pressão, e
- Transferência de Calor.

O presente capítulo estuda a condensação no interior de tubos, tanto horizontais como verticais, enquanto o capítulo 3 analisa a condensação no exterior do feixe de tubos.

2.1 Padrões de Escoamento

O escoamento envolvendo duas fases de uma mesma substância apresenta, conforme sejam as condições de cada fase, configurações bastante distintas às quais denomina-se padrões de escoamento. Uma ilustração esquemática dos vários padrões de escoamento que ocorrem na condensação no interior de tubos, extraída de Bell, Taborek e Fenoglio

(1970), é apresentada na Fig.2.1, para regimes de alta e baixa taxa de condensação em tubos horizontais.

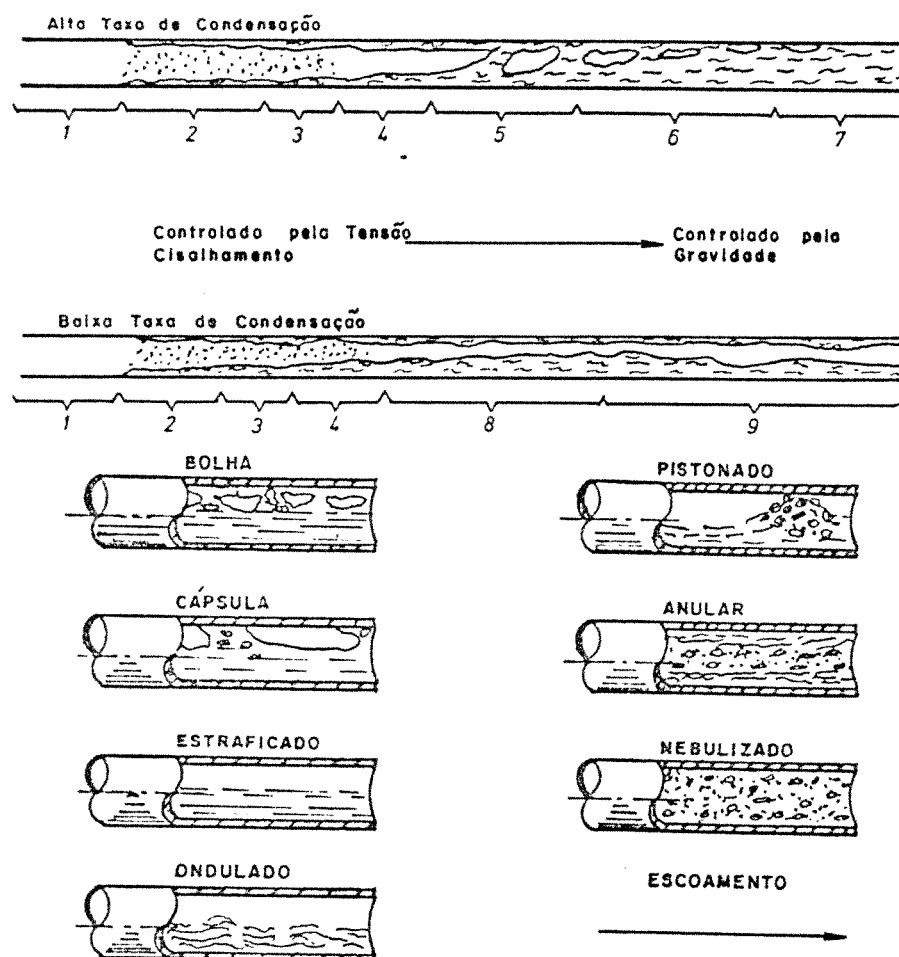


FIG. 1 - PADRÕES DE ESCOAMENTO:

1- vapor superaquecido, parede seca; 2- vapor superaquecido, parede úmida, anular misto; 3- escoamento anular; 4- escoamento semi-anular; 5- escoamento pistonado; 6- escoamento cápsula; 7- líquido comprimido; 8- escoamento ondulado; 9- escoamento estratificado.

Figura 2.1 Ilustração Esquemática dos Padrões de Escoamento na Condensação no Interior de Tubos Horizontais.

Podem ocorrer os seguintes padrões de escoamento:

- Pistonado ou Tampão ("Plug"): este escoamento é formado de uma fase líquida contínua com grandes bolhas aparecendo intermitentemente no topo do tubo.

- Cápsula ou Golfada (Slug): líquido escoando na parte inferior do tubo e vapor escoando com velocidade relativamente alta no topo do

tubo. A diferença de velocidades entre o vapor e o líquido causa frequentemente que porções do líquido molhem a parede interna superior do tubo.

- Ondulado ("Wavy"): as duas fases escoam separadas, com o líquido escoando no fundo do tubo. A diferença de velocidade entre as fases causa uma interface ondulada.

- Anular ("Annular"): uma película de líquido cobre totalmente a parede do tubo, enquanto a parte central é preenchida com vapor.

- Semi Anular ("Semi Annular"): o escoamento tem a mesma aparência do escoamento anular, porém a quantidade de condensado não é suficiente para cobrir toda a parede do tubo. Parte da metade superior do tubo permanece seca todo o tempo.

- Anular - Ondulado: o escoamento tem aparência de anular, com a parte superior do tubo tornando-se ocasionalmente seca e a espessura da película de condensado no fundo do tubo maior do que no topo.

- Nebulizado ("Spray"): não existe película de condensado cobrindo a superfície do tubo e quase toda a fase líquida está dispersa no vapor como uma neblina.

- Nebulizado - Anular ("Spray - Annular"): a camada de líquido, que existe no escoamento anular, escoando ao redor do tubo, é muito fina e é continuamente varrida pelo vapor, se dispersando no mesmo como uma neblina.

- Bolha ("Bubble"): a fase vapor escoar como bolhas dispersas na fase líquida.

- Estratificado ("Stratified"): há uma completa separação das fases, com a fase líquida escoando na parte inferior da seção do tubo.

Conforme se segue a sequência de padrões de escoamento à medida que ocorre a condensação, conforme a Fig. 2.1, passa-se do controle da

força cisalhante para a força gravitacional, indo do escoamento anular para a condensação total no caso de altas taxas de condensação, ou para o escoamento estratificado no caso de taxas de condensação baixas.

A determinação do padrão de escoamento em cada trecho de tubo é um passo importante no estudo da condensação no interior de tubos, já que o padrão de escoamento afeta significativamente os cálculos do coeficiente de película, como mostra o trabalho de Bell, Taborek e Fenoglio (1970), e da perda de carga.

Os métodos existentes para prever o padrão de escoamento foram desenvolvidos a partir da observação visual, em tubos transparentes, de escoamento adiabático de misturas como ar e água ou óleo. A partir destes testes foram construídos gráficos bidimensionais como, por exemplo, o da Fig. 2.2, Baker (1954), denominados mapas de escoamento, onde ficam determinadas as fronteiras que caracterizam a transição entre um e outro padrão. As ordenadas deste mapa em particular são apresentadas no item seguinte.

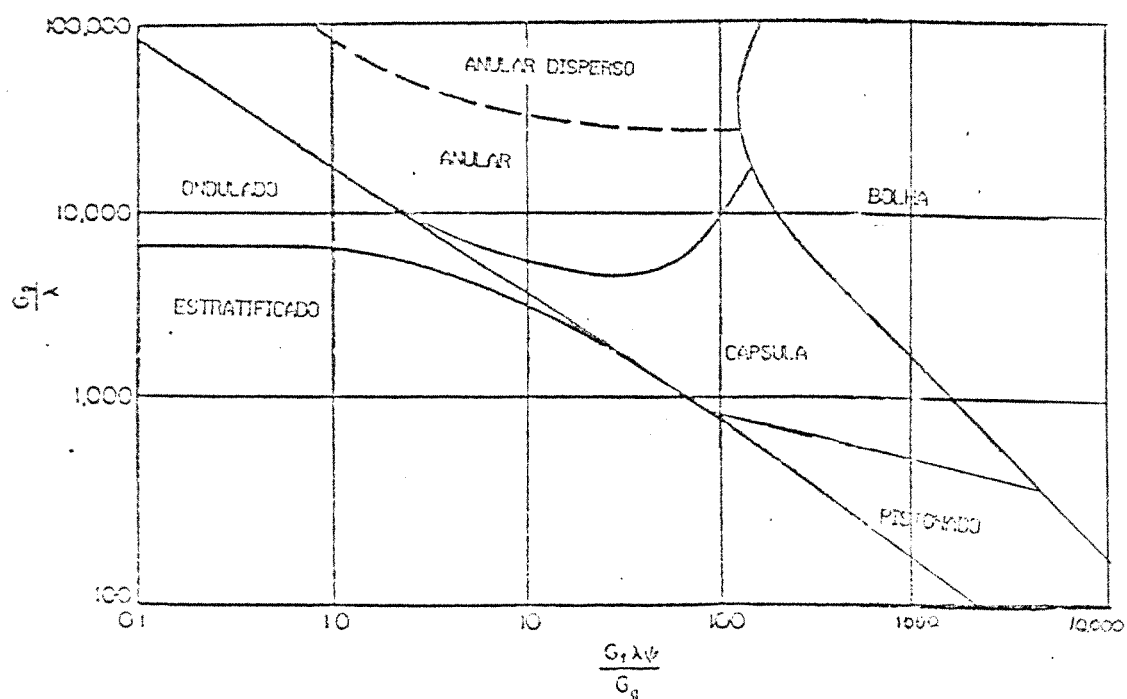


Figura 2.2 Mapa de Escoamento de Baker para Tubo Horizontal

A utilização destes mapas no estudo da condensação apresenta algumas dificuldades que devem ser consideradas :

- Como os testes foram realizados em escoamento adiabático não se pode afirmar, com segurança, que seus resultados sejam válidos na condensação;

- Os parâmetros utilizados para as coordenadas dos mapas não são práticos para o estudo da condensação, onde se têm variação do título da entrada à saída do tubo;

- Na maioria dos mapas existentes os parâmetros não foram escolhidos a partir de uma fundamentação teórica e sim das observações experimentais, o que traz incertezas no seu uso para condições diversas das utilizadas nos testes que geraram os mapas.

2.1.1 Escoamento Horizontal

A condensação no interior de tubos horizontais tem recebido maior atenção, que se reflete num volume adequado de informações, conforme se analisa a seguir, para os mapas de escoamento.

a. Mapa de Baker

Um dos mapas mais antigos e talvez mais utilizado é o de Baker (1954), apresentado na Fig 2.2, desenvolvido a partir do estudo de dados experimentais de outros pesquisadores para escoamento adiabático da mistura ar-água.

As coordenadas utilizadas no mapa de Baker, apresentado na figura anterior são:

$$\text{abscissa: } \frac{G_L}{G_V} \quad \lambda \quad \psi \quad (2.1)$$

$$\text{ordenada: } \frac{G_V}{\lambda} \quad (2.2)$$

onde:

$G_L = (1-x) G$ fluxo de massa da fase líquida considerando que ela escoe ocupando toda secção do tubo;

$G_V = x G$ fluxo de massa da fase vapor considerando que ela escoe ocupando toda secção do tubo;

$G = \frac{W}{A}$ fluxo de massa da mistura;

W descarga da mistura;

A área da secção do tubo;

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_V}{\rho_{AR}} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_{H_2O}} \right) \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

$$\psi = \left(\frac{\sigma_{H_2O}}{\sigma} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_{H_2O}} \right) \left(\frac{\rho_{H_2O}}{\rho_L} \right) \right]^{1/3} ; \quad (2.4)$$

σ tensão superficial;

ρ densidade;

μ viscosidade dinâmica; e

$$x = \frac{W_V}{W_V + W_L} \quad \text{título} \quad (2.5)$$

Os índices V e L se referem às fases vapor e líquido e os índices AR e H_2O se referem às propriedades físicas do ar e da água, respectivamente, nas condições atmosféricas padrão, de pressão e temperatura.

Deve-se notar que as coordenadas não são adimensionais.

b. Mapa de Taitel e Duckler

O mapa apresentado por Taitel e Duckler (1976), apresentado na Fig.2.3 foi desenvolvido de forma analítica, e sua construção prescindiu de dados experimentais.

Este mapa considera cinco padrões básicos de escoamento e tem os seguintes parâmetros adimensionais para determinar as fronteiras de transição:

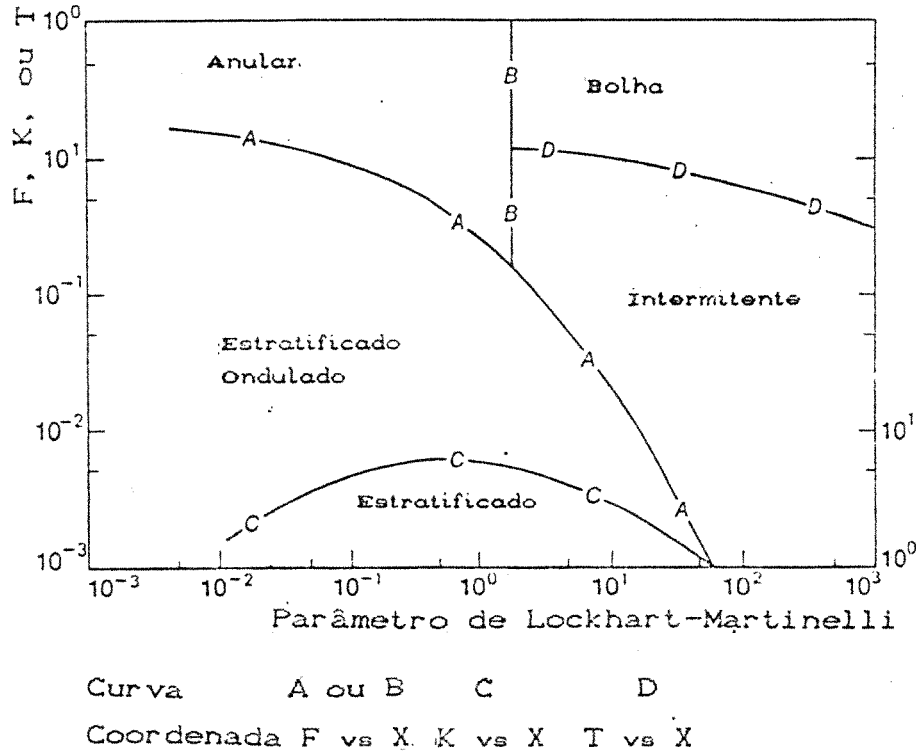


Figura 2.3 Mapa de Escoamento Taitel e Duckler.

$$X = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_V} \right]^{1/2} \quad \text{Parâmetro de Lockhart - Martinelli} \quad (2.6)$$

$$T = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L}{(\rho_L - \rho_V) g \cos \alpha} \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

$$Y = \frac{(\rho_L - \rho_v) g \sin \alpha}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_v} \quad (y = 0 \text{ no caso de tubo horizontal }); \quad (2.8)$$

$$F = \left[\frac{\rho_v}{(\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/2} \frac{u_{vs}}{(D g \cos \alpha)^{1/2}} \quad e, \quad (2.9)$$

$$K = F \left[\frac{D u_{LS}}{\nu_L} \right]^{1/2} = F \left[Re_{uLS} \right]^{1/2}, \quad (2.10)$$

onde:

$\left(\frac{dp}{dz} \right)_L$ Gradiente de pressão considerando que a fase líquida escoe sozinha ocupando toda secção do tubo;

$\left(\frac{dp}{dz} \right)_v$ Gradiente de pressão considerando que a fase vapor escoe sozinha ocupando toda secção do tubo;

$u_{LS} = \frac{(1-x) W v_L}{A} = G_L v_L$ Velocidade superficial da fase líquida;

$u_{vs} = \frac{x W v_v}{A} = G_v v_v$ Velocidade superficial da fase vapor;

A velocidade superficial é a velocidade que a fase teria se escoasse sózinha ocupando toda a secção do tubo.

v_L volume específico da fase líquida e,

v_v volume específico da fase vapor.

D Diâmetro do tubo

ν Viscosidade cinemática

g Aceleração local da gravidade

As fronteiras de transição entre cada dois padrões são controladas pelo par de adimensionais, de acordo com a indicação na Tabela 2.1.

TABELA (2.1) Parâmetro de Transição No Mapa de Taitel e Duckler

PADRÕES DE ESCOAMENTO	ADIMENSIONAIS	
Estratificado - Anular	X	F
Estratificado - Intermitente	X	F
Intermitente - Bolha	X	T
Estratificado - Ondulado	X	K
Anular - Intermitente ou Bolha	X	

c. Mapa de Baker Transformado

Bell, Taborek e Fenóglío (1970) fizeram algumas adaptações no mapa de Baker, tornando-o mais conveniente para a utilização no estudo da condensação não causando, porém, ganho ou perda de informações nem alterando as predições do mapa.

As modificações se resumem a eliminar o termo G_v do parâmetro da abscissa e algumas constantes consideradas desnecessárias. Os dois parâmetros do mapa resultante, Fig.2.4, continuam dimensionais:

abscissa $G_L \psi$ e,

ordenada G_v/λ

onde:

$$\psi = \frac{\mu_L^{1/3}}{\sigma \rho_L^{2/3}} \left[\frac{\text{cm ft}^{5/3}}{\text{dina h}^{1/3} \text{lbm}^{1/3}} \right] \quad (2.11)$$

e

$$\lambda = (\rho_L \rho_V)^{1/2} \left[\text{lbm/ft}^3 \right] \quad (2.12)$$

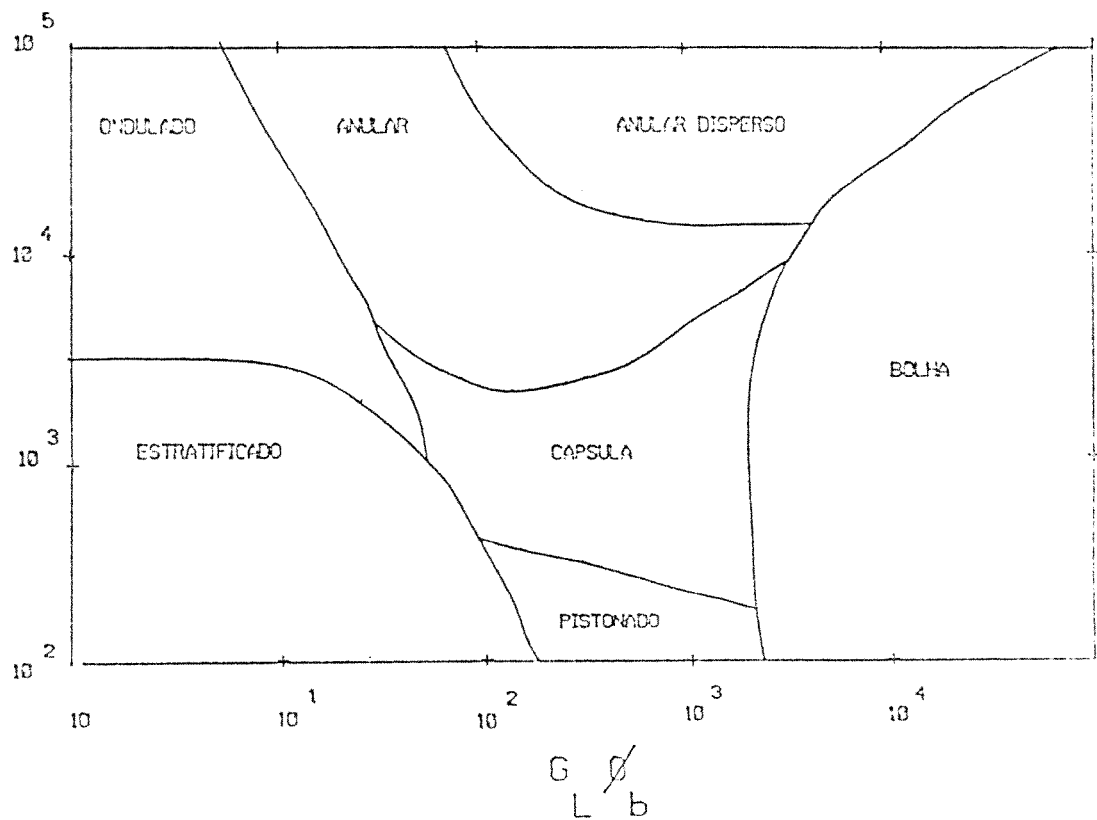


Figura 2.4 Mapa de Escoamento de Baker Transformado.

A vantagem da proposta de Bell está na preparação da curva da Fig.2.5, construída na mesma escala do mapa transformado, que, superposto à Fig.2.4, representa o caminho percorrido sobre o mapa durante o curso da condensação, a uma velocidade mássica constante. Se por exemplo, o ponto $x = 0.5$ da Fig.2.5 é centrado sobre o ponto correspondente no mapa transformado, para o valor dado da velocidade mássica G , a curva pode ser usada para determinar os títulos inicial e final de cada padrão de escoamento.

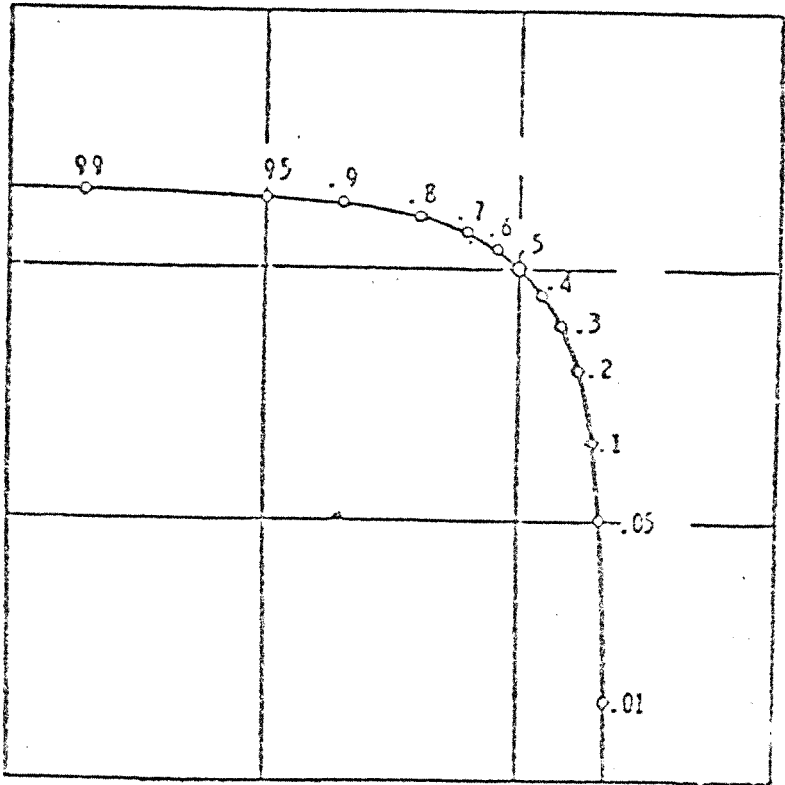


Figura 2.5 Curva que deve ser Sobreposta ao Mapa de Baker Transformado, Mostrando o Curso da Condensação.

d. Critério de Jaster e Kosky

Jaster e Kosky (1976), a partir de experiências com vapor d'água escoando em tubos horizontais, procuraram analisar a transição do padrão de escoamento anular, no início da condensação, para o padrão de escoamento estratificado, no final da condensação, por considerarem esta transição a mais importante no cálculo do coeficiente de película.

A transição se basearia em um único parâmetro:

$$F = \frac{\tau_p}{\rho_L g \delta} = \left[\frac{\text{Força de Cisalhamento Axial}}{\text{Força de Campo Gravitacional}} \right] \quad (2.13)$$

onde:

- τ_p tensão de cisalhamento na parede e
- δ espessura da película de condensado

O critério seria :

Escoamento Anular	$F > 29$
Escoamento Estratificado	$F < 5$
Transição	$5 < F < 29$

Palen, Breber e Taborrek (1979) analisaram a proposta de Jaster e Kosky e levantaram as seguintes questões:

- Apesar do critério se basear em um único parâmetro ele é mais trabalhoso que a utilização dos mapas;

- O conjunto de dados utilizados foi limitado, gerando incertezas nas conclusões gerais;

- Quando se tem diâmetros grandes e valores altos de densidade do vapor, F quase sempre é menor do que 5, mesmo quando se tem padrão de escoamento anular, conforme verificação efetuada a partir de dados experimentais obtidos pelos autores.

e. Método de Taitel Dukler Transformado

Palen, Breber e Taborrek (1979), realizaram testes com fluidos condensando em tubos de vidro de 22 mm de diâmetro interno e 6,7 m de comprimento, com as seguintes condições de teste:

TESTE	6P	3P
PRESSÃO [KPa]	288	170
TEMPERATURA [$^{\circ}$ C]	132	52.2
FLUIDO	ÁGUA	N PENTANO
DESCARGA [Kg/s]	0.01497	0.01900

Foram observadas duas dificuldades com a representação no mapa de Baker transformado:

- Para a corrida com água o mapa indica, conforme Fig.2.6, que o padrão de escoamento no início do tubo é ondulado, quando, na

realidade, os testes mostram que é anular;

- Para a corrida com pentano, o mapa indica, conforme Fig.2.7, que o padrão de escoamento no final do tubo é cápsula ("slug") enquanto os testes mostram que é ondulado.

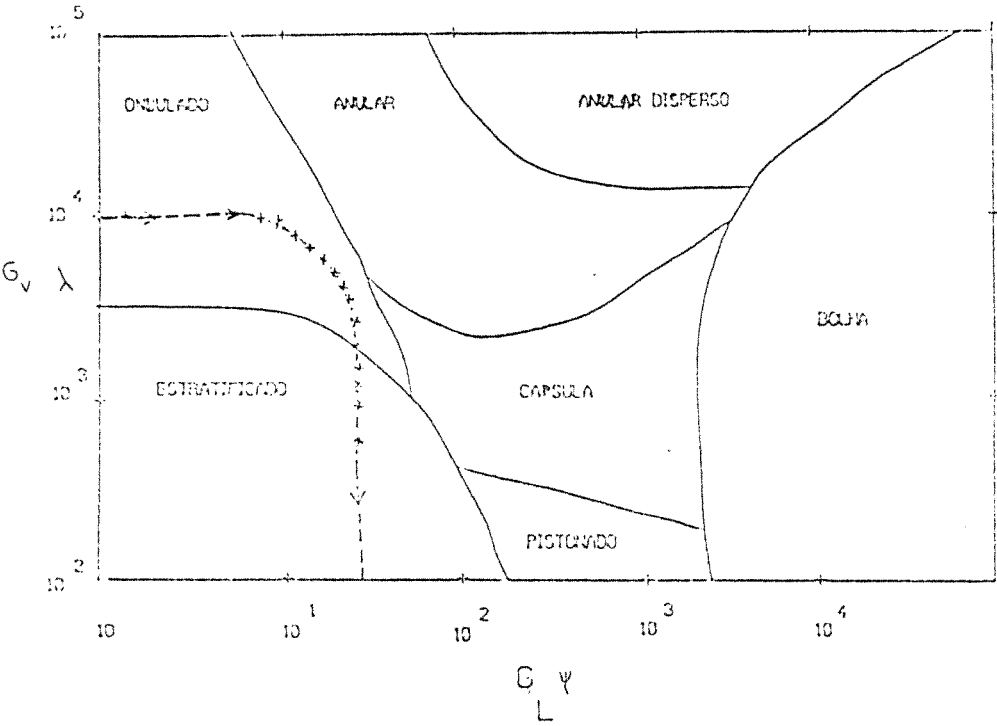


Figura 2.6 Comparação da Corrida 6P do HTRI com o Mapa da Baker.

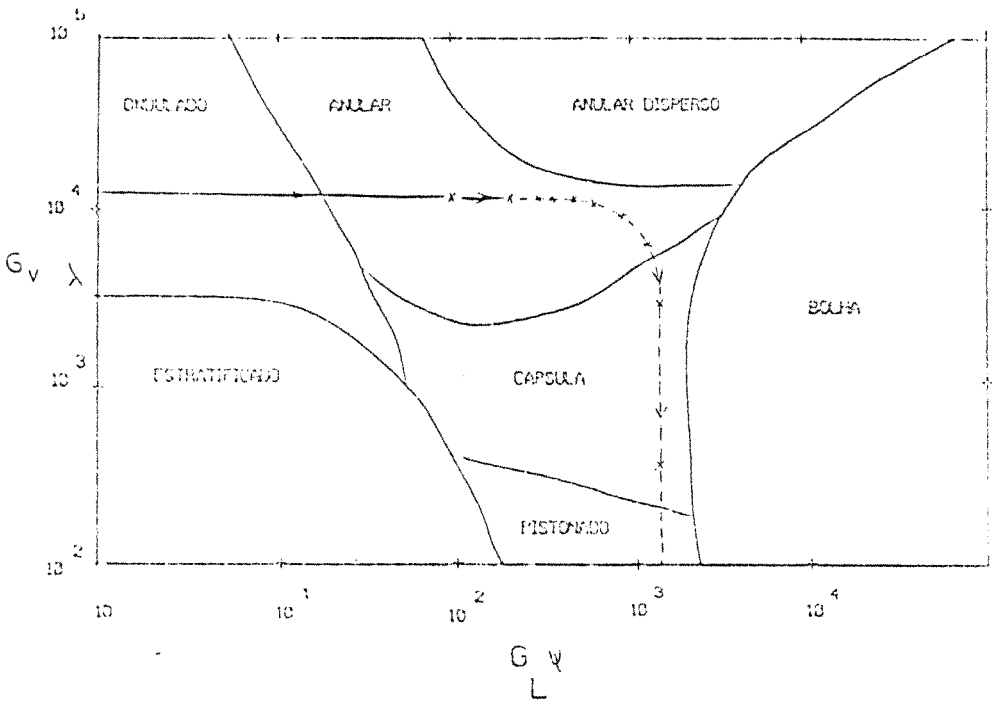


Figura 2.7 Comparação da Corrida 3P do HTRI com o Mapa da Baker.

Um problema adicional é que, em muitos casos testados, o curso da condensação, como mostrado no mapa de Baker transformado, requer que o escoamento progrida do padrão de escoamento ondulado para o anular e isto é impossível de acontecer se se considerar o desenvolvimento usual, apresentado na Fig.2.1.

Estudos posteriores de Breber, Palen e Taborék (1980), comparando mais de 700 dados de testes experimentais com o método de predição de padrão de escoamento de Taitel e Dukler (1976) concluíram que este método apresenta resultados melhores no estudo da condensação e propõem ainda uma simplificação no mapa de Taitel e Dukler que facilita bastante sua utilização, não afetando significativamente os resultados obtidos.

O trabalho considera que as mudanças no padrão de escoamento na condensação ocorrem devido à evolução de dois parâmetros básicos, causada pela diminuição do título:

- O decréscimo da razão entre a força de cisalhamento e a força gravitacional no filme condensado; e

- O aumento na razão entre o volume de líquido e o volume do vapor.

A partir desta consideração os autores propõem o mapa apresentado na Fig.2.8.

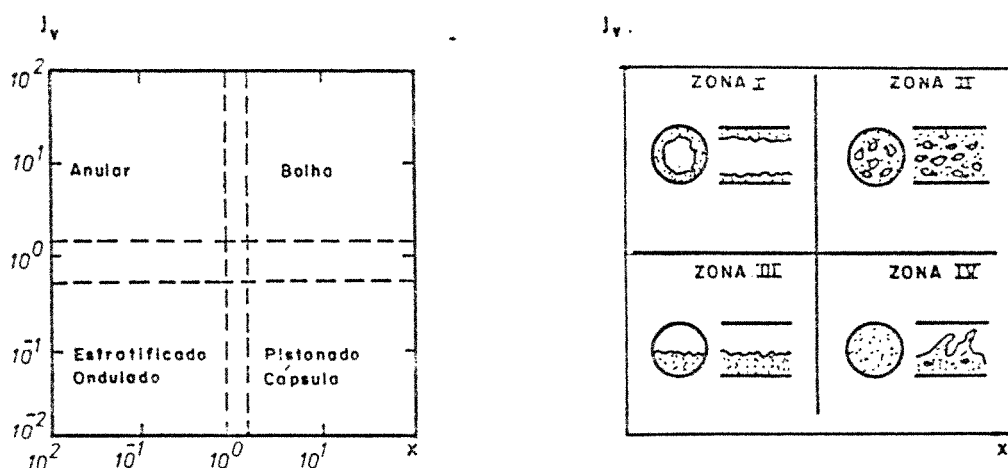


Figura 2.8 Mapa de Taitel e Dukler Simplificado

Os Parâmetros utilizados são:

- Velocidade Adimensional do Vapor

$$j_v^* = \frac{G \cdot x}{\left[D \cdot g \cdot \rho_v (\rho_L - \rho_v) \right]^{1/2}} \quad (2.14)$$

que considera o efeito da razão entre a força de cisalhamento e a gravitacional, definida por Wallis (1969), e o

- Parâmetro de Lockhart - Martinelli, dado pela Eq.2.6, que, no caso mais usual das duas fases terem escoamento turbulento, pode ser aproximado por:

$$X = \left(\frac{1 - x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right) \quad (2.15)$$

2.1.2 Escoamento Vertical

No escoamento bifásico vertical descendente, Coolier (1972) afirma que na maior parte do comprimento do tubo, o padrão de escoamento é anular. No caso da condensação, verificar-se-a ainda, um amortecimento das ondas e uma redução da dispersão de gotículas da fase líquida na fase gasosa, conforme Chisholm (1983).

Golan e Stenning (1969) construíram um mapa para determinar o padrão de escoamento neste caso, baseando-se apenas na velocidade superficial das fases, para dados obtidos no escoamento da mistura ar-água a pressões próximas da atmosférica.

O mapa de Golan é apresentado na Fig.2.9, em termos dos parâmetros de Govier, que permitem a extrapolação dos resultados para outras misturas:

$$f(v_L, \sigma) u_{LS} = \left[\frac{v_{L1} \sigma_1}{v_L \sigma} \right]^{1/4} u_{LS} \quad (2.17)$$

e

$$f(v_L, v_V, \sigma) u_{VS} = \left[\frac{v_{L1}}{v_V} \right]^{1/3} \left[\frac{v_{L1} \sigma_1}{v_L \sigma} \right]^{1/4} u_{VS} \quad (2.18)$$

onde o índice 1 indica o valor da propriedade medido à 15,5 °C e à pressão atmosférica.

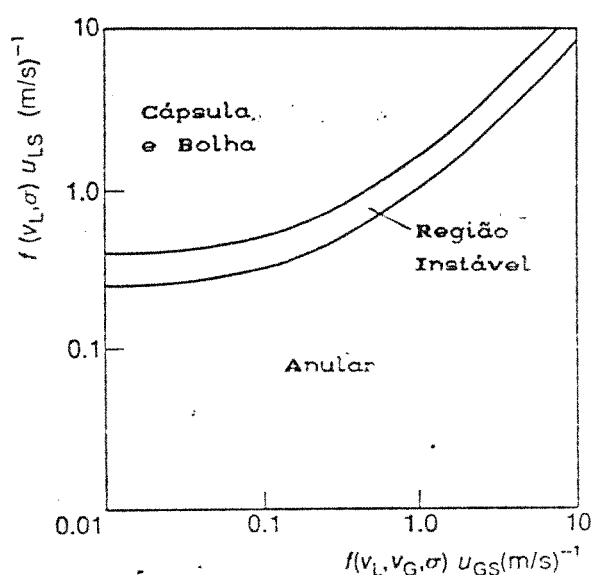


FIGURA 2.9 Mapa de Golan : Escoamento Vertical Descendente

2.1.3 Conclusões

Na condensação em tubos horizontais, o padrão de escoamento estratificado, por exemplo, exige formulação distinta da utilizada com os outros padrões, sendo de fundamental importância estabelecer um

critério de transição entre os padrões de escoamento.

Dos mapas citados anteriormente, o mapa de Taitel e Dukler modificado por Breber, Palen e Taborek é o único definido a partir de um modelo fenomenológico, e ratificado pelo maior contingente de dados experimentais de condensação, o que o faz o mais recomendado para o estudo em questão. Deve-se ainda considerar a facilidade de sua utilização.

Na condensação no interior de tubos verticais com escoamento descendente, o padrão de escoamento não afeta significativamente as formulações para o cálculo da perda de carga e do coeficiente de película, basicamente anular. Não é necessária, portanto, a utilização de mapas de padrão de escoamento neste caso.

2.2 Fração de Vazio

2.2.1 Introdução

No estudo do escoamento bifásico um dos problemas encontrados é o do cálculo da densidade efetiva da mistura líquido-vapor. Ela é utilizada, por exemplo, para determinar a variação da pressão devido à gravidade, que requer o conhecimento da proporção da secção ocupada pelo vapor, a chamada fração de vazio α :

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.19)$$

onde A_v = área da secção ocupada pelo vapor.

A fração de vazio interfere também no cálculo da variação da pressão devido à aceleração, já que a velocidade das fases e a quantidade de movimento são afetadas por ela.

Pode-se definir ainda um valor local de fração de vazio, α' , como segue:

$$\alpha' = \frac{t_v}{t} \quad (2.20)$$

onde

t_v - intervalo de tempo no qual a região que circunda o ponto considerado é ocupada pelo vapor; e

t - intervalo de tempo suficientemente grande para excluir as influências de flutuações acidentais.

Das definições acima decorre que:

$$\alpha = \frac{1}{A} \int_A \alpha' dA \quad (2.21)$$

Alguns autores preferem trabalhar com a razão K , entre a velocidade da fase vapor u_v , e a velocidade da fase líquida u_L :

$$K = \frac{u_v}{u_L} \quad (2.22)$$

que pode ser utilizada no lugar da fração de vazio. Estes parâmetros podem ser relacionados a partir da equação da continuidade, tal que :

$$\alpha = \frac{x v_v}{x v_v + K (1 - x) v_L} \quad (2.23)$$

Quando a razão de velocidades é igual a um, ambas as fases se encontram à mesma velocidade, denominada velocidade homogênea u_H :

$$u_H = G \left[x v_v + (1 - x) v_L \right] \quad (2.24)$$

Nesta condição pode-se definir o volume específico homogêneo v_H :

$$v_H = x v_v + (1 - x) v_L \quad (2.25)$$

que não deve ser confundido com o volume específico da mistura v_m , dado, no caso geral, por:

$$v_m = \frac{x v_v + K (1 - x) v_L}{x + K (1 - x)} \quad (2.26)$$

Vários modelos foram propostos para avaliar a fração de vazio; eles podem ser divididos em dois grupos principais:

- a. Modelos Homogêneos, onde se admite por hipótese, que não há deslizamento entre as fases, ou seja, a velocidade local, definida na equação 2.32, da fase líquida (u'_L) é igual à velocidade local da fase vapor (u'_v). É conveniente notar que $u'_L = u'_v$ não implica em $u_L = u_v$, o que caracterizaria o escoamento como homogêneo;
- b. Modelos Heterogêneos, onde o deslizamento entre as fases é considerado. Este modelo considera dois tipos de tratamentos distintos:

- Modelo dos escoamentos separados, que trabalha com a velocidade média de cada fase, e

- Modelo do impulso, onde a velocidade de cada fase é relacionada com a velocidade da mistura.

2.2.2 - Coeficiente de Armand

Armand (1946), a partir de experiências com escoamento da mistura ar-água em tubos horizontais, e pressões próximas à atmosférica, observou que para $\alpha < 0,72$ a fração de vazio é diretamente proporcional à fração da vazão de vapor β , definida por:

$$\beta = \frac{Q_v}{Q_L + Q_v} = \frac{x_v}{x v_v + (1 - x) v_L}$$

(2.27)

onde:

$$Q_v = A_v u_v = W_v v_v$$

vazão de vapor

(2.28)

$$Q_L = A_L u_L = W_L v_L$$

vazão de líquido

(2.29)

A figura 2.10 demonstra a proposição de Armand:

$$\alpha = C_A \beta$$

(2.30)

onde

$$C_A = 0,83$$

Coeficiente de Armand

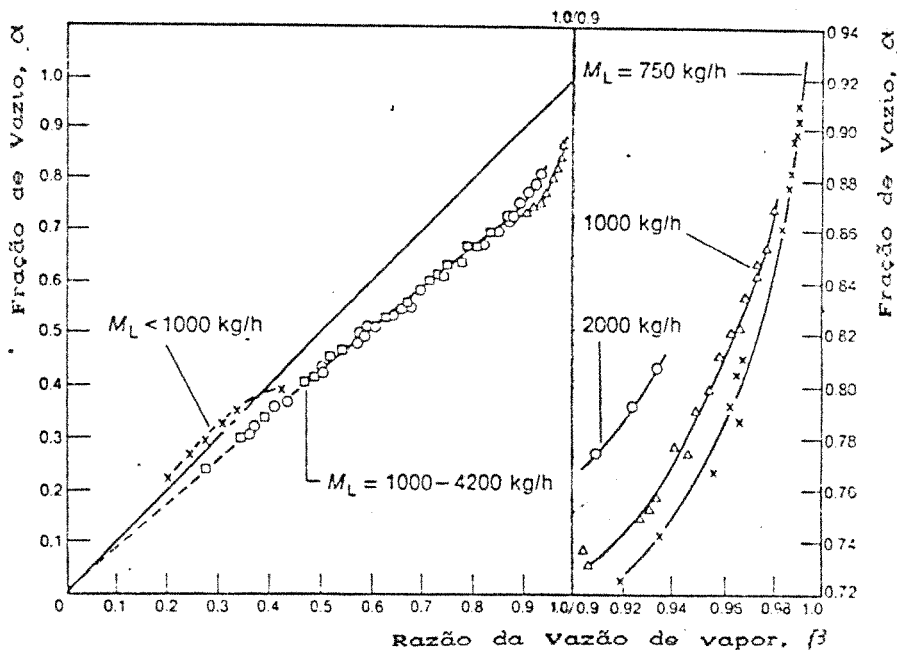


Figura 2.10 Comparação da Proposição de Armand com Dados Experimentais

Armand (1946) tentou aplicar a mesma relação para escoamento vertical e não obteve êxito.

A equação 2.27 com coeficiente constante é aplicável apenas para $\beta < 0.9$; para valores de $\beta > 0.9$, Massena (1960) sugeriu a aproximação seguinte:

$$\alpha = \left[C_A + (1 - C_A) x \right] \beta \quad (2.31)$$

2.2.3. Modelo da Densidade Variável de Bankoff

Bankoff (1960) utilizou o modelo homogêneo e admitiu uma distribuição de velocidade e de fração de vazio locais tais que:

$$\frac{u'}{u_c} = \left(\frac{y}{R} \right)^{1/m} \quad (2.32)$$

e

$$\frac{\alpha'}{\alpha_c} = \left(\frac{y}{R} \right)^{1/n} \quad (2.33)$$

onde:

- u_c - velocidade no centro do tubo;
- α_c - fração de vazio no centro do tubo, e
- y - distância do ponto à parede do tubo.

A Figura 2.11 mostra os perfis correspondentes determinados experimentalmente por Haywood, Knights, Middleton, e Thom (1961), com água a alta pressão.

Utilizando a equação da continuidade consegue-se chegar no valor da fração de vazio, que pode ser expressa em termos do coeficiente de Armand:

$$C_A = \frac{2(m+n+mn)(m+n+2mn)}{(n+1)(2n+1)(m+1)(2m+1)} \quad (2.34)$$

Para os valores mais prováveis de m e n verifica-se que C_A varia entre 0,6 e 1,0, o que engloba o valor 0,83 assumido por Armand.

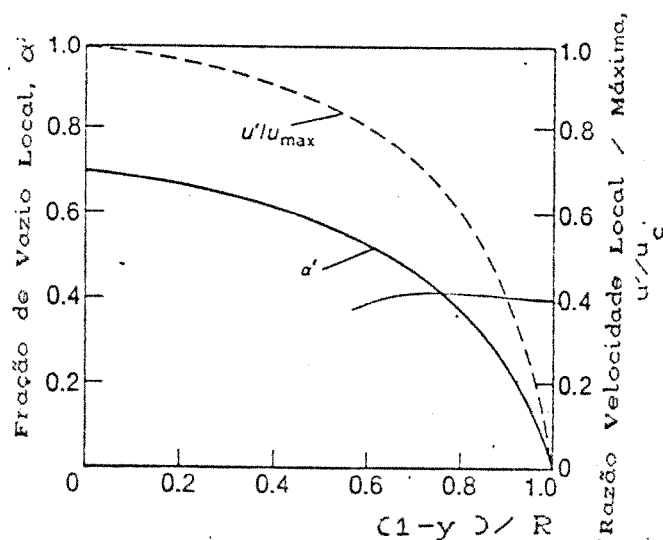


Figura 2.11 Perfis experimentais da Velocidade Local e da Fração de Vazio Local

2.2.4 Modelo de Levy

Levy (1960) baseou-se no modelo homogêneo e, utilizando a teoria do comprimento de mistura de Prandtl para relacionar a velocidade local à tensão de cisalhamento, mais as hipóteses :

- A tensão de cisalhamento é constante na secção;
- O escoamento é unidimensional;
- O comprimento de mistura para densidade igual ao para velocidade.

concluiu que a fração de vazio pode ser determinada pela equação :

$$\alpha = \frac{\rho_L - \rho_H}{\rho_L - \rho_V} \quad (2.35)$$

É importante destacar que o modelo homogêneo apresenta bons resultados quando uma fase está perfeitamente dispersa na outra, o que é o caso dos padrões de escoamento bolha e nebulizado.

2.2.5 Análise de Zuber - Findlay

A partir da velocidade de impulso u_D ("drifty velocity")

$$u_D = u_V - u_H \quad (2.36)$$

e de seu valor local

$$u_D = u'_V - u'_H \quad (2.37)$$

trabalhando com as médias ao longo da secção. Zuber e Findlay (1965) multiplicaram os dois lados da equação 2.37 por (α' / A) e integraram ao longo da secção obtendo :

$$u_V = C_O u_H + u_{WD} \quad (2.38)$$

onde

$$C_O = \frac{\frac{1}{A} \int_A u'_H \alpha' dA}{u_H \alpha} \quad (2.39)$$

e

$$u_{WD} = \frac{\frac{1}{A} \int_A u'_D \alpha' dA}{\alpha} \quad (2.40)$$

u_{WD} (velocidade de impulso ponderada)

Como

$$\frac{1}{C_A} = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{u_V}{u_H} \quad (2.41)$$

resulta de (2.38)

$$\frac{1}{C_A} = C_O + \frac{u_{WD}}{u_H} \quad (2.42)$$

2.2.6. Modelo de Smith

Smith (1969) trabalhou com um modelo de escoamento separado em que admitiu parte da fase líquida escoando dispersa na fase vapor, com a mesma velocidade desta. A partir da hipótese de que a energia cinética específica da película líquida deve ser igual à energia cinética específica da mistura vapor - líquido disperso, ele concluiu que :

$$K = w + (1 + w) \left[\frac{1 + w \left[\frac{(1 - x)}{x} \right] \frac{v_L}{v_v}}{1 + w \left[\frac{(1 - x)}{x} \right]} \right]^{1/2} \left[\frac{v_v}{v_L} \right]^{1/2} \quad (2.43)$$

onde w é a fração de líquido que escoar dispersa na fase vapor.

Para uma dispersão de 40% ($w = 0.4$), tal que:

$$K = 0.4 + 0.6 \left[\frac{1 + 0.4 \left[\frac{(1 - x)}{x} \right] \frac{v_L}{v_v}}{1 + 0.4 \left[\frac{(1 - x)}{x} \right]} \right]^{1/2} \left[\frac{v_v}{v_L} \right]^{1/2} \quad (2.44)$$

obteve-se o melhor ajuste com os dados experimentais.

2.2.7 Modelo de Zivi

Zivi (1964), com o modelo de escoamento separado, utilizando o princípio da mínima produção de entropia, mais precisamente da mínima dissipação de energia mecânica, propôs o seguinte procedimento : derivar a equação do fluxo de energia cinética da mistura em relação a α e igualar a zero, de forma a encontrar o valor da fração de vazio que implicará na mínima dissipação de energia mecânica.

Partindo do fluxo de energia cinética da mistura E_c , dado por :

$$E_c = \frac{G}{2} \left[u_v^2 x + u_L^2 (1 - x) \right] \quad (2.46)$$

onde:

$$u_v = \frac{G \times v_v}{\alpha} \quad \text{e} \quad u_L = \frac{G (1-x) v_L}{\alpha}$$

ele obteve que:

$$K = \left[\frac{v_v}{v_L} \right]^{1/3} \quad (2.47)$$

ou, em termos de fração de vazio:

$$\alpha = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{v_L}{v_v} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.48)$$

É interessante notar que, apesar das críticas feitas ao modelo por vários autores, que consideram que a termodinâmica dos processos reversíveis não se aplica a este escoamento, a relação de Zivi tem sido largamente utilizada em trabalhos recentes sobre condensação, principalmente nas formulações para cálculo do coeficiente de película. Isto talvez se explique mais pela simplicidade de sua relação de cálculo do que pela sua maior precisão.

2.2.8 Correlação de Hughmark

Hugmark (1962) desenvolveu uma correlação para fração de vazio na qual o coeficiente de Armand é expresso em função do parâmetro :

$$z = \left[\frac{D G}{(1-x) \mu_L + x \mu_v} \right]^{1/6} \left[\frac{u_H^2}{g D} \right]^{1/8} (1 - \beta)^{-1/4} \quad (2.49)$$

Os valores de C_A em função de z são dados pela Tabela (2.2).

Tabela (2.2) Valores de C_A em Função de z

Z	1,3	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
C_A	0,185	0,225	0,325	0,490	0,605	0,675	0,720

Z	8,0	10,0	15,0	20,0	40,0	70,0	130,0
C_A	0,767	0,780	0,808	0,830	0,880	0,930	0,980

2.2.9 Modelo de Chisholm

A partir da hipótese de que o componente do gradiente de pressão de atrito deve ter o mesmo valor quer quando calculado pela teoria do modelo homogêneo como pela hipótese de escoamento anular, Chisholm (1973) chegou à relação :

$$K = \left[\frac{v_H}{v_L} \right]^{1/2} \tag{2.50}$$

que dá resultados bastante próximos ao da equação 2.44 para valores de título baixo.

A equação 2.50 pode ser reescrita a partir das equações 2.25 e 2.28, tal que :

$$K = \left[1 - \beta \left(1 - \frac{v_L}{v_v} \right) \right]^{-1/2} \tag{2.51}$$

Em termos do coeficiente de Armand ela fica:

$$\frac{1}{C_A} = \beta + \frac{1 - \beta}{\left[1 - \beta \left(1 - \frac{v_L}{v_v} \right) \right]^{1/2}} \tag{2.52}$$

Para $\frac{v_L}{v_v} \ll 1$ ela se simplifica para:

$$\frac{1}{C_A} = \frac{1}{\beta + (1 - \beta)^{1/2}} \quad (2.53)$$

2.2.10 Análise de Labuntsov

Labuntsov (1957) mostrou que, para valores pequenos da velocidade homogênea, o parâmetro C_o da equação 2.42 pode ser admitido como igual a um para escoamento vertical, tal que a equação para determinação do coeficiente de Armand fica:

$$\frac{1}{C_A} = 1 + \frac{u_{WD}}{u_H} \quad (2.54)$$

A velocidade de impulso ponderada deve ser determinada a partir da relação :

$$w_D = \frac{u_{WD}}{u_B} \quad (2.55)$$

onde u_B é a velocidade de bolha.

w_D foi determinado empiricamente, a partir de dados experimentais, conforme a equação:

$$w_D = 1.4 \left(\frac{v_v}{v_L} \right)^{1/5} \left(1 - \frac{v_L}{v_v} \right)^5 \quad (2.56)$$

A velocidade de bolha, u_B , é determinada pela relação :

$$u_B = 0.35 \left[g D \left(1 - \frac{v_L}{v_v} \right) \right]^{1/2} \quad (2.57)$$

(velocidade de bolha de Taylor)

quando seu diâmetro é menor do que D_R :

$$D_R = 19 \left[\frac{\sigma v_L}{g \left(1 - \frac{v_L}{v_v} \right)} \right]^{1/2} \quad (2.58)$$

e por:

$$u_B = 1,53 \left[\frac{g (v_v - v_L) v_L \sigma}{v_v} \right]^{1/4} \quad (2.59)$$

para diâmetro maiores do que D_R .

A equação 2.54 fornece resultados idênticos aos da equação 2.52 com $\beta=0,7$, quando a velocidade homogênea é igual à velocidade u_T :

$$u_T = \frac{u_{WD}}{\frac{1}{C_A} - 1} \quad (2.60)$$

Em vista dos bons resultados obtidos pela equação 2.52, relativamente a resultados experimentais para altos valores da velocidade homogênea, para escoamentos verticais com $\beta < 0,9$, Chisholm (1983) recomenda o emprego das equações abaixo:

- equação 2.54 para $u_H < u_T$
- equação 2.51 para $u_H > u_T$

2.2.11 Procedimento para Altos Valores da Fração da Vazão de Vapor ($\beta > 0,9$)

Para valores da fração da vazão de vapor β acima de 0,9 ocorre uma relação diferente entre a fração de vazio e o fluxo de massa. Nesta condição pode-se ter os padrões de escoamento anular ou estratificado.

No caso de escoamento anular a equação de Zuber e Findlay (1965) pode ser usada:

$$\frac{1}{C_A} = 1 + \frac{23}{u_H} \left[\frac{\mu_L u_{LS}}{\rho_v D} \right]^{1/2} \left[1 - \frac{v_L}{v_v} \right] \quad (2.61)$$

ou, em termos da razão de velocidade :

$$K = 1 + \frac{23}{Re_L^{1/2}} \left[\frac{v_L}{v_v} \right]^{1/2} \left[1 - \frac{v_L}{v_v} \right] \quad (2.62)$$

onde

$$Re_L = \frac{(1 - x) G D}{\mu_L} \quad (2.63)$$

No caso de escoamento estratificado Chisholm (1983) recomenda:

$$\frac{1}{\alpha} = 1 + X^{2/(2-n)} \quad (2.64)$$

ou, em termos da razão de velocidade :

$$K = \left(\frac{v_v}{v_L} \right)^{(1-n)/(2-n)} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{n/(2-n)} \quad (2.65)$$

onde

X - parâmetro de Lockhart - Martinelli

n - expoente da equação de Blasius

e

2.2.12 Premoli

A equação de Premoli (1970) cobre uma faixa razoável de dados experimentais e leva em conta o efeito do fluxo de massa. A correlação é dada em termos da razão de velocidade, K, a partir da qual a fração de vazio pode ser calculada. Ela tem a seguinte forma :

$$K = 1 + E_1 \left[\frac{y}{1 + y E_2} - y E_2 \right]^{1/2} \quad (2.66)$$

onde

$$y = \frac{\beta}{1 - \beta} ; \quad (2.67)$$

$$E_1 = 1,578 \operatorname{Re}_{Lo}^{-0,19} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0,22} ; \quad (2.68)$$

$$E_2 = 0,0273 W_e \operatorname{Re}^{-0,51} \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0,22} , e \quad (2.69)$$

$$\operatorname{Re}_{Lo} = \frac{m D}{\mu_L} , \quad We = \frac{m^2 D}{\sigma \rho_L} \quad (2.70)$$

2.2.13 Avaliação dos Resultados Disponíveis.

Dukler, Moye e Cleveland (1964), analisando várias correlações para o cálculo da fração de vazio, concluíram a partir de análise estatística de um conjunto bastante extenso de dados experimentais que a correlação de Hughmark era a que apresentava melhores resultados até então.

Friedel (1977), utilizando um conjunto de 6784 dados experimentais estudou a acuracidade de 16 correlações, dentre elas as de Smith, Hughmark e Chisholm, e concluiu que a relação de Chisholm, equação 2.50, apresentava resultados superiores aos de Smith e de Hughmark, e que as outras correlações só tinham validade em algumas situações.

Realizou-se neste trabalho uma análise comparativa das correlações propostas mais recomendadas, conforme a Fig.2.12, para a água, e para o refrigerante R-12.

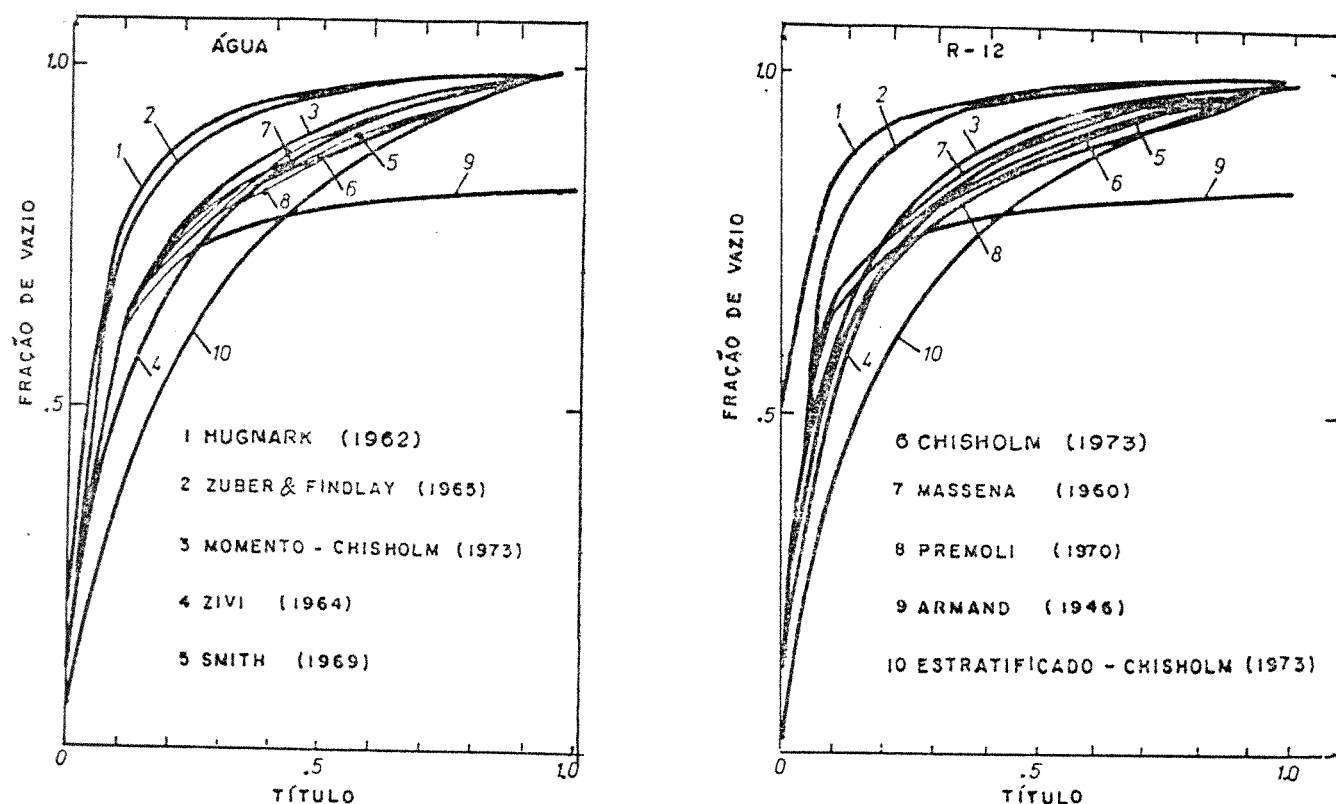


Figura 2.12 Comparação das Correlações para a Fração de Vazio.

Pode-se notar que os resultados obtidos a partir dos diferentes modelos são bastante próximos e praticamente equivalentes e que, portanto, a utilização da equação de Zivi, apesar de sua simplicidade, não deve comprometer a precisão dos cálculos, e pode ser adotada no estudo da condensação, conforme tem ocorrido em trabalhos mais recentes. Ela fornece valores intermediários entre os demais autores, com erros em torno de $\pm 20\%$.

2.3 Gradiente de Pressão

Os métodos utilizados para estudar escoamento bifásico constituem extensão de métodos utilizados em escoamento monofásico.

Considere-se o escoamento bifásico representado na Fig.2.12, o mais geral possível, e que permite o estudo das fases separadamente, o da interação das fases entre si e o das fases com a parede do tubo.

A partir desta figura pode-se definir os seguintes parâmetros :

$W_v = x W$	descarga da fase vapor;
$W_L = (1-x) W$	descarga da fase líquida;
u_v	velocidade da fase vapor;
u_L	velocidade da fase líquida;
dF_v	força de cisalhamento entre a fase vapor e a parede;
dF_L	força de cisalhamento entre a fase ; líquida e a parede;
S	força de cisalhamento na interface líquido vapor, e
θ	inclinação do tubo em relação à horizontal

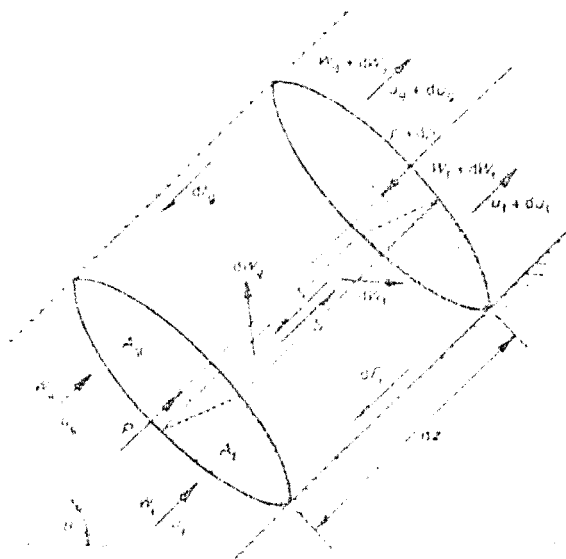


Figura 2.12 Modelo Simplificado de Escoamento Bifásico num Elemento de Canal.

As seguintes hipóteses costumam ser feitas :

- Regime permanente;
- Pressão uniforme em cada secção;
- Uso de valores médios da velocidade e da densidade para cada fase em cada secção;
- A soma das áreas ocupadas por cada fase é igual a área da secção do tubo.
- As equações da conservação da massa e da 2ª lei de Newton são dadas a seguir.

2.3.1 Equação da Conservação da Massa

Como não existe adição nem remoção de massa pela parede do tubo temos que:

$$W_v + W_L = W = \text{constante}$$

Daí:

$$dW_v = - dW_L \quad (2.71)$$

2.3.2 Equação da Quantidade de Movimento

A soma das forças, atuando em cada fase, deve ser igual à taxa de variação da quantidade de movimento correspondente. Assim, para a fase vapor, tem-se :

$$\begin{aligned}
 P A_v - (P + dP) A_v - dF_v - S - A_v dz \rho_v g \sin \theta &= \\
 &= \left[(W_v + dW_v) (u_v + du_v) - W_v u_v - dW_v u_L \right]
 \end{aligned} \quad (2.72)$$

que pode ser simplificada para :

$$\begin{aligned}
 - A_v dP - dF_v - S - A_v dz \rho_v g \sin \theta &= \\
 &= W_v du_v + dW_v u_v - dW_v u_L
 \end{aligned} \quad (2.73)$$

O mesmo procedimento para a fase líquida leva a :

$$A_L dP - dF_L + S - A_L dz \rho_L g \sin \theta = W_L u_L \quad (2.74)$$

Somando as equações (2.73) e (2.74) e utilizando a equação (2.71) vem :

$$\begin{aligned}
 -A dP - dF_v - dF_L - g \sin \theta dz \left[A_L \rho_L + A_v \rho_v \right] &= \\
 d \left(W_L u_L + W_v u_v \right)
 \end{aligned} \quad (2.75)$$

que pode ser escrita de forma mais conveniente como:

$$\begin{aligned}
 - \frac{dP}{dz} &= \frac{1}{A dz} \left(dF_v + dF_L \right) + \frac{1}{A} \frac{d}{dz} \left(W_L u_L + W_v u_v \right) + \\
 &+ \frac{1}{A} \left(A_L \rho_L + A_v \rho_v \right) g \sin \theta
 \end{aligned} \quad (2.76)$$

Esta expressão sugere dividir o gradiente de pressão em três componentes :

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_z + \left(\frac{dP}{dz} \right)_a + \left(\frac{dP}{dz} \right)_f \quad (2.77)$$

onde:

- Componente gravitacional:

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_z = - \frac{1}{A} \left(A_L \rho_L + A_V \rho_V \right) g \sin \theta \quad (2.78)$$

$$= - g \sin \theta \left[\alpha \rho_V + (1-\alpha) \rho_L \right] \quad (2.79)$$

Componente devido à variação da quantidade de movimento :

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_a = - \frac{1}{A} \frac{d}{dz} \left(W_L u_L + W_V u_V \right) \quad (2.80)$$

$$= -G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_V} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_L} \right] \quad (2.81)$$

Componente de atrito:

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = - \frac{1}{A} \frac{d}{dz} \left(dF_V + dF_L \right) \quad (2.82)$$

2.3.3 Componente Gravitacional

O componente gravitacional do gradiente de pressão é dado pela equação :

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{a_z} = - g \rho_m \sin \theta \quad (2.83)$$

que, comparado à equação (2.79) fornece :

$$\rho_m = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_L = \rho_L \left[1 - C_A \beta \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_L} \right) \right] \quad (2.84)$$

ou

$$\rho_m = \rho_L \left\{ \frac{x + K (1 - x)}{x \frac{\rho_L}{\rho_v} + K (1 - x)} \right\} \quad (2.85)$$

Caso-se admita escoamento homogêneo, a velocidade média da fase líquida é igual à velocidade média da fase vapor, daí $k = 1$ e, portanto:

$$\rho_m = \rho_H = \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1 - x}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (2.86)$$

2.3.4 Componente da Variação da Quantidade de Movimento

A partir da equação (2.81) tem-se que o componente da variação da quantidade de movimento do gradiente de pressão é dado por:

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_a = -G^2 \frac{d}{dz} \left(v_e \right) \quad (2.87)$$

onde

$$v_e = \frac{x^2}{\alpha} v_v + \frac{(1 - x)^2}{(1 - \alpha)} v_L \quad (2.88)$$

$$= \left[x v_v + K (1 - x) \right] \left[x + \frac{(1 - x)}{K} \right] \quad (2.89)$$

denominado volume específico efetivo, para permitir diferenciar do volume específico da mistura utilizado no cálculo do componente gravitacional.

Chisolm (1983), analisando os resultados experimentais do fluxo da quantidade de movimento de Andeen e Griffith (1967) e Wiafe (1970),

para mistura de ar e água à pressão atmosférica, recomenda que na equação (2.89) seja utilizada a razão de velocidade efetiva K_E ao invés da razão de velocidade K_0

$$K_E = K_0^{0,28} \quad (2.90)$$

e que a razão de velocidade K_0 seja calculada pela relação :

$$K_0 = \left[\frac{v_H}{v_L} \right]^{1/2} \quad \text{para } X > 1 \quad (2.91)$$

e

$$K_0 = \left[\frac{v_v}{v_L} \right]^{1/4} \quad \text{para } X < 1 \quad (2.92)$$

O cálculo da variação do componente da quantidade de movimento ao longo de um duto de secção constante, é feito a partir da integração da equação (2.87). Como não há uma variação significativa da pressão da mistura é razoável assumir que as fases sejam incompressíveis, resultando da integração que:

$$\Delta P_a = - G^2 \left[v_{e2} - v_{e1} \right] \quad (2.93)$$

2.3.5 Componente de Atrito

Na maior parte dos métodos encontrados na literatura o procedimento adotado consiste em calcular o gradiente de pressão devido ao atrito em um escoamento monofásico hipotético, e relacionar o gradiente de pressão do escoamento bifásico real com o do escoamento hipotético, a partir de coeficientes denominados multiplicadores bifásicos.

Os gradientes de pressão devido ao atrito monofásico são :

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fL} \quad \text{considerando que a fase líquida escoe ocupando toda secção do tubo;}$$

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fV}$ considerando que a fase vapor escoe ocupando toda secção do tubo;

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fLO}$ considerando que toda mistura escoe como líquido

e

$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fVO}$ considerando que toda mistura escoe como vapor;

Os multiplicadores bifásicos são então definidos :

$$\phi_{fL}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_f}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fL}} \quad (2.94) \quad ; \quad \phi_{fV}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_f}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fV}} \quad (2.95)$$

$$\phi_{fLO}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_f}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fLO}} \quad (2.96) \quad ; \quad \phi_{fVO}^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_f}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fVO}} \quad (2.97)$$

Outros parâmetros utilizados com frequência neste estudo são agora destacados :

- Parâmetro de Lockhart - Martinelli(1949)

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fL}}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fV}} = \frac{\lambda_L}{\lambda_V} \frac{(1-x)^2}{x^2} \frac{v_L}{v_V} \quad (2.98)$$

onde λ_L e λ_V são os coeficientes de atrito com a parede das fases líquidas e vapor. Supondo que eles possam ser calculados por uma

equação do tipo da equação de Blasius :

$$\lambda = a \operatorname{Re}^{-n} \quad (2.99)$$

tem-se:

$$X = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{(2-n)/2} \left[\frac{v_L}{v_V} \right]^{1/2} \left[\frac{\mu_L}{\mu_V} \right]^{n/2} \quad (2.100)$$

- Coeficiente de Propriedades Físicas, Γ , definido por Chisholm e Sutherland, (1969), denominado neste trabalho como ocoeficiente de Chisholm :

$$\Gamma^2 = \frac{\left[\frac{dP}{dz} \right]_{fVO}}{\left[\frac{dP}{dz} \right]_{fLO}} = \frac{\lambda_{VO}}{\lambda_{LO}} \frac{v_V}{v_L} = \left[\frac{\mu_V}{\mu_L} \right]^n \frac{v_V}{v_L} \quad (2.101)$$

- Multiplicador Bifásico Normalizado, ψ

$$\psi = \frac{\phi_{fLO}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} \quad (2.102)$$

É conveniente notar que o coeficiente de Chisholm Γ se mostra mais prático, em estudos com mudança de fase ao longo do escoamento, do que o coeficiente de Lockhart - Martinelli X , pois independe do título, permanecendo constante ao longo do duto.

a. Modelo do Escoamento Homogêneo

Este modelo considera que as duas fases escoam com velocidades médias iguais :

$$u_L = u_V = u_H \quad (2.103)$$

O multiplicador bifásico fica assim definido :

$$\phi_{fLO}^2 = \frac{v_H}{v_L} \left[\frac{\mu_H}{\mu_L} \right]^n \quad (2.104)$$

onde μ_H é a viscosidade da mistura homogênea, que deve respeitar as condições de contorno seguintes :

$$x = 0 \quad , \quad \mu_H = \mu_L \quad (2.105)$$

$$\text{e} \quad x = 1 \quad , \quad \mu_H = \mu_V \quad (2.106)$$

São disponíveis as expressões abaixo para o cálculo de μ_H :

$$\frac{1}{\mu_H} = \frac{x}{\mu_V} + \frac{(1 - x)}{\mu_L} \quad ; \quad (2.107)$$

$$\mu_H = x \mu_V + (1 - x) \mu_L \quad , \text{ ou} \quad (2.108)$$

$$\mu_H = \rho_H \left[x v_L \mu_V + (1 - x) v_V \mu_V \right] \quad (2.108)$$

Deve-se observar que estas expressões não são equivalentes, sendo as de aplicação mais comum para as diferentes aplicações.

Este modelo pode oferecer bons resultados para os escoamentos nebulizado e de bolha, onde a velocidade média do condensado é próxima da do vapor.

b. Correlação de Lockhart - Martinelli

O estudo de Lockhart - Martinelli (1949), pioneiro na utilização dos multiplicadores bifásicos, foi realizado a partir de experiências com escoamento isotérmico da mistura de ar e líquidos, como benzeno, querosene, água e óleos em tubos horizontais. Eles não levaram em conta o padrão de escoamento, mas distinguiram quatro condições de

escoamento distintas, conforme a Tabela 2.4, onde:

Tabela 2.4 Condições de Escoamento.

TIPO DE ESCOAMENTO		FAIXA DE APLICAÇÃO		
LIQUIDO	VAPOR	SÍMBOLO	Re_L	Re_v
turbulento	turbulento	tt	>2000	>2000
laminar	turbulento	lt	<10000	>2000
turbulento	laminar	tl	>2000	<10000
laminar	laminar	ll	<10000	<10000

$$Re_L = \frac{(1 - x) G D}{\mu_L}$$

e

$$Re_v = \frac{x G D}{\mu_v}$$

$$(2.110)$$

Os resultados obtidos são mostrados na Fig.2.13, que apresenta também os valores medidos da fração de vazio.

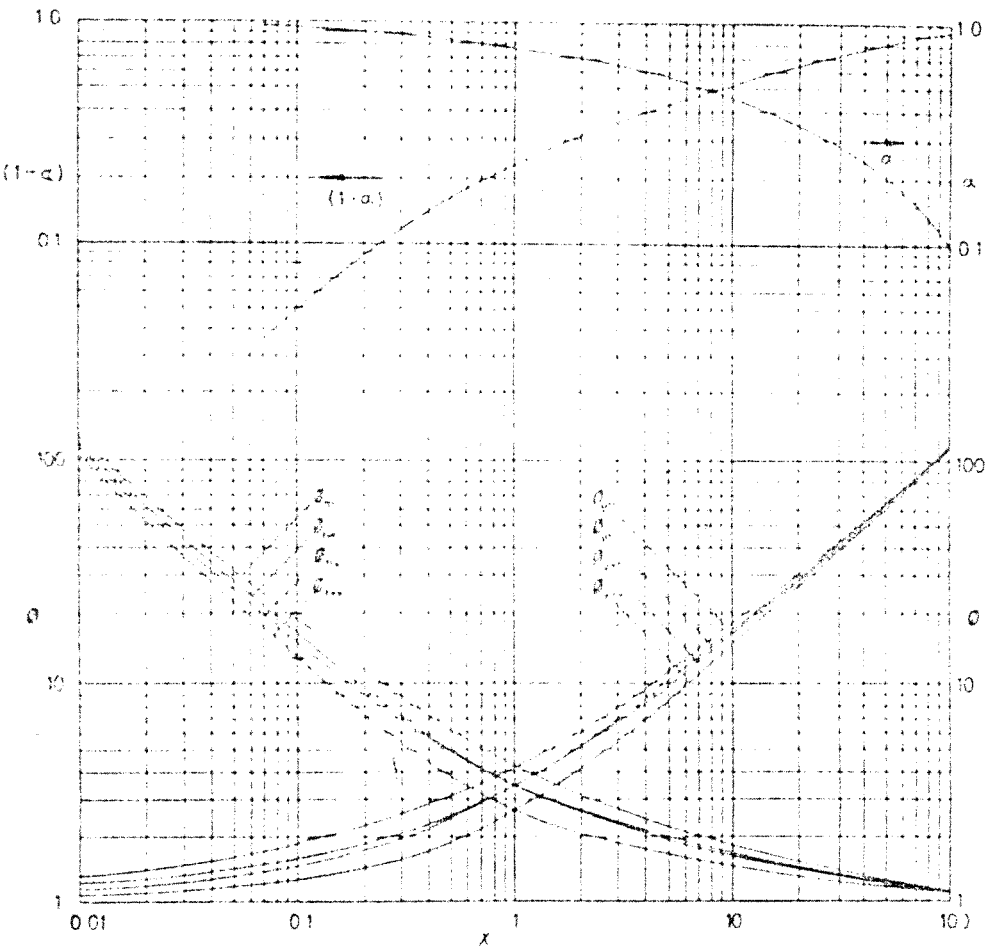


Figura 2.13 Correlação de Lochart - Martinelli

c. Correlação de Martinelli - Nelson

Baseados nos estudos de Lockhart - Martinelli (1945), Martinelli - Nelson (1948) desenvolveram uma correlação para vapor d'água, trabalhando com o multiplicador ϕ_{fLO} . Eles admitiram que o escoamento das duas fases seria sempre turbulento, bem como o expoente n da equação de Blasius igual a 0,25.

A correlação é apresentada na Fig.(2.14) e fornece ϕ_{fLO} em função do título e da pressão do vapor d'água.

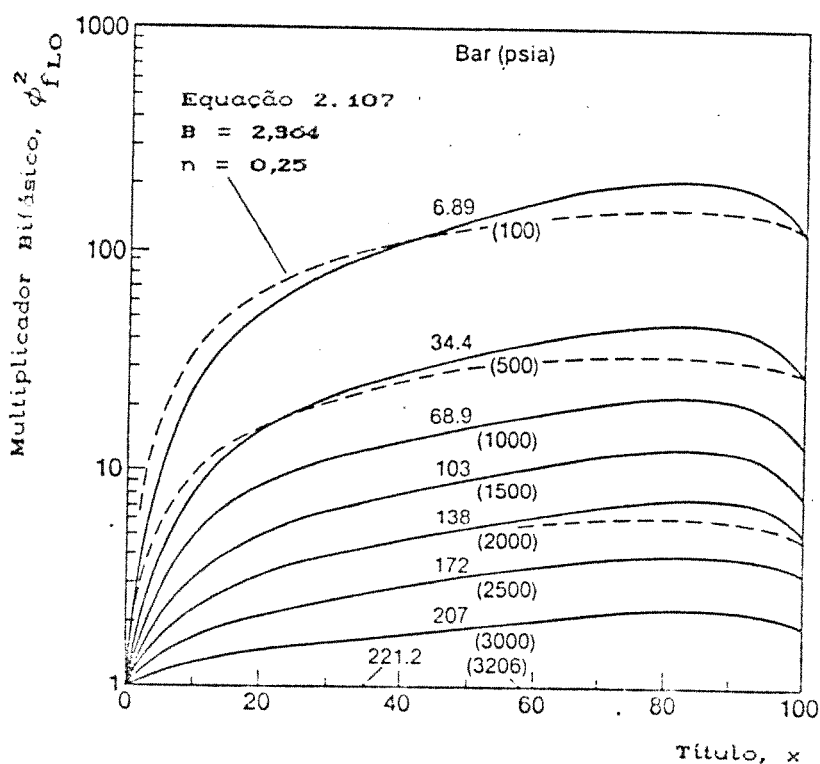


Figura 2.14 O Multiplicador Bifásico ϕ_{fLO}^2 em Função do Título e da Pressão

d. O Método do Coeficiente C

Chisholm e Laird (1958) plotaram o parâmetro $(\phi_{fL}^2 - 1)$ em função do parâmetro X de Lockhart - Martinelli, com dados do escoamento da mistura ar-água em pressões próximas da atmosférica, para tubos lisos, como mostra a Fig.(2.15), e concluíram que os dados podem ser bem

representados pelas equações :

$$\phi_{fL}^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$$

(2.111)

e

$$\phi_{fV}^2 = 1 + C X + X^2$$

(2.112)

com $C = 21$.

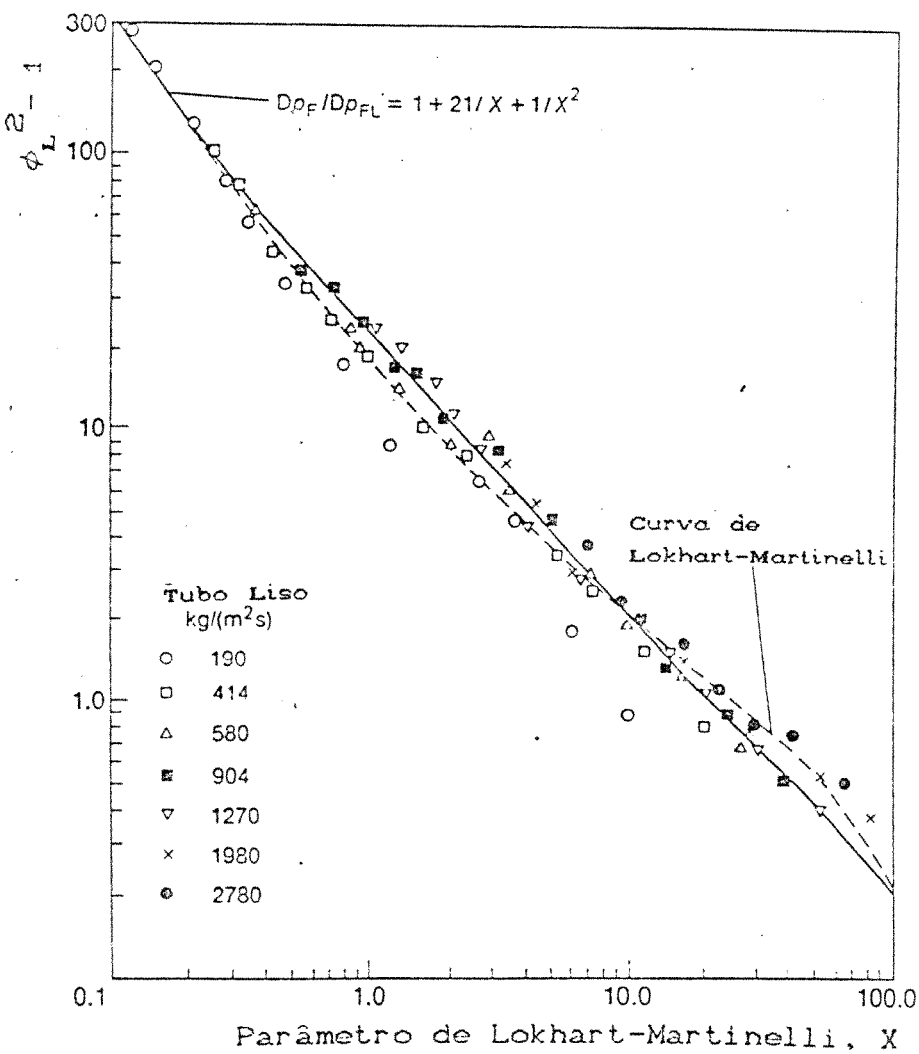


Figura 2.15 O Multiplicador Bifásico ($\phi_L^2 - 1$) em Função do Parâmetro de Lockhart-Martinelli

A Fig.2.15 apresenta também os resultados de Lockhart - Martinelli para escoamento turbulento - turbulento; como se pode notar, eles se aproximam bastante dos resultados da equação anterior.

e. Método do Coeficiente B

A equação 2.111 pode ser transformada para fornecer o multiplicador bifásico ϕ_{fLO} , que é mais prático no caso de mudança de fase. Após algumas simplificações Chisholm (1983) obteve que:

$$\frac{\phi_{Lo}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = \left[B X^{\frac{(2-n)}{2}} (1 - X)^{\frac{(2-n)}{2}} + X^{\frac{(2-n)}{2}} \right] \quad (2.113)$$

onde :

$$B = \frac{C \Gamma - 2^{(2-n)} + 2}{\Gamma^2 - 1} \quad (2.114)$$

A partir de análise com os dados de Martinelli - Nelson, Chisholm mostrou que bons resultados podem ser obtidos a partir da equação 2.113 adotando:

$$B = 2^{(2-n)} - 1 \quad (2.115)$$

Admitindo $n = 0,25$, tem-se $B = 2,364$, o que permite que os resultados obtidos com a equação 2.113 sejam também apresentados na Fig.2.14.

A partir das equações 2.114 e 2.115:

$$C = \left[2^{(2-n)} - 1 \right] \Gamma - \frac{1}{\Gamma}$$

$$= 2,364 \Gamma - \frac{1}{\Gamma} \quad (2.116)$$

O valor de C nesta equação (2.116) se iguala a 21 quando $\Gamma = 8,9$, o que corresponde aos resultados de Lockhart - Martinelli.

A partir de considerações de casos limites, como a aproximação do ponto crítico, Chisholm concluiu que os melhores resultados se obtêm adotando o critério :

$$\text{Para } \Gamma > 8,9 \implies C = 21 \quad \text{e} \quad B = \frac{21}{\Gamma}$$

e

$$\text{Para } \Gamma < 8,9 \implies C = 2,364 \Gamma - \frac{1}{\Gamma} \quad \text{e} \quad B = 2,364$$

f. Correlação de Baroczy

A correlação proposta por Baroczy (1966) leva em conta a influência do fluxo de massa G no valor do multiplicador bifásico, ϕ_{fLO} . O método utiliza duas curvas :

- Fig.2.16, que fornece ϕ_{fLO} em função do título x e da combinação de propriedades :

$$\left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,2} \left(\frac{v_L}{v_V} \right) \right] = \frac{1}{\Gamma^2} \quad (2.117)$$

para um fluxo de massa de referência $G = 1356 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ ($1 \cdot 10^6 \text{ lbm/ft}^2\text{s}$);

- Fig.2.17, que fornece um fator de correção Ω em função dos mesmos parâmetros, para vários valores do fluxo de massa.

O componente de atrito do gradiente de pressão fica dado pela equação :

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = \left(\frac{dP}{dz} \right)_{fLO} \phi_{fLO}^2 \quad (2.118)$$

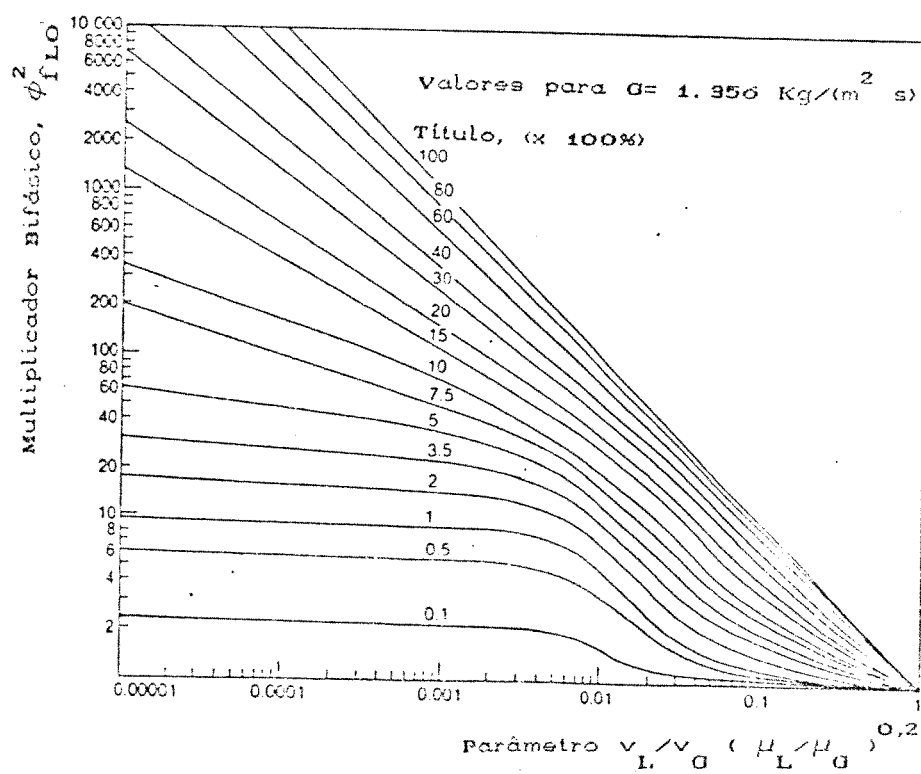


Figura 2.16 O Multiplicador Bifásico ϕ_{fLO}^2 , Correlação de Baroczy

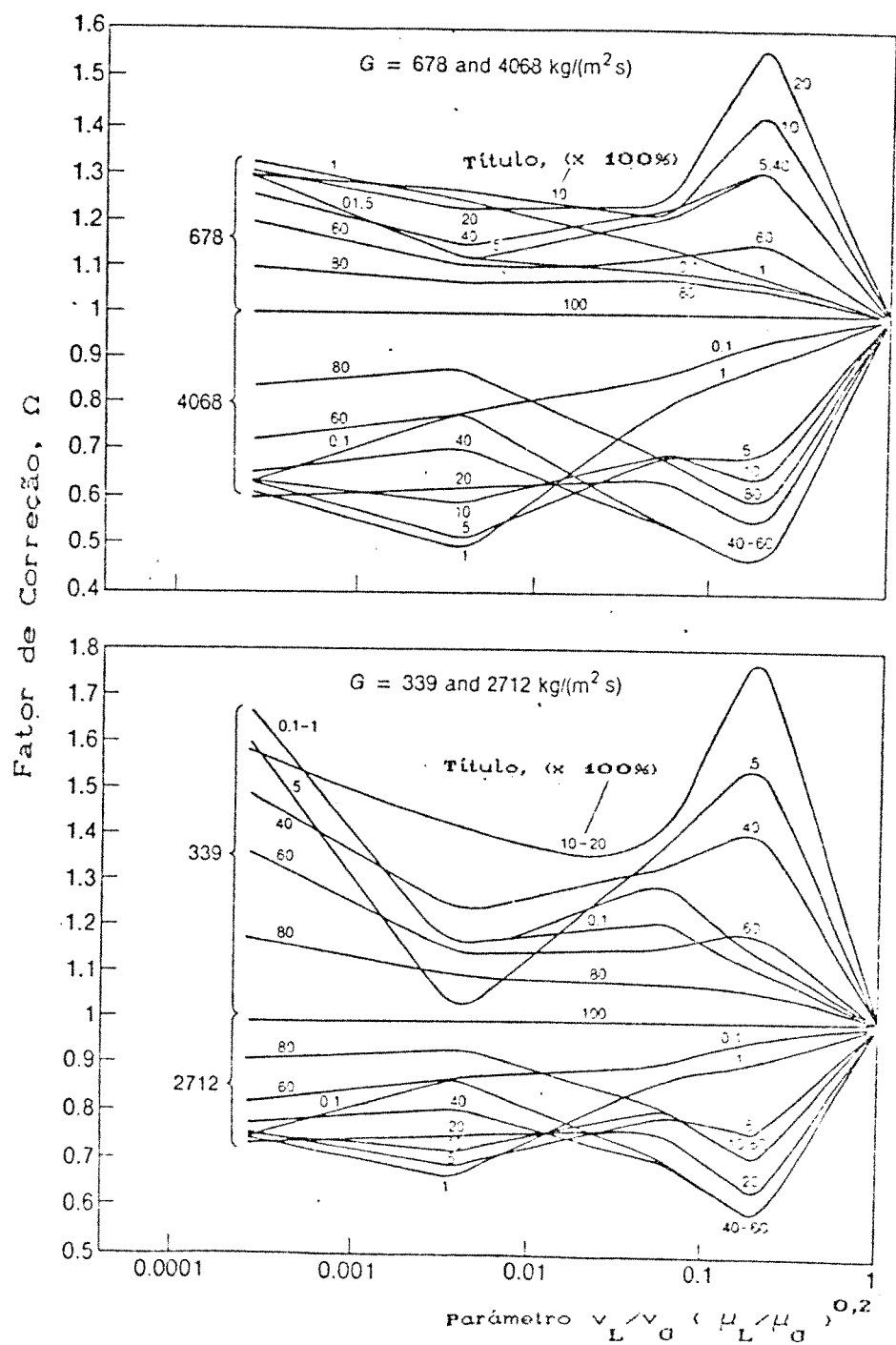


Figura 2.17 Fator de Correção Ω em Função do Fluxo de Massa e do Índice de Propriedades.

g. Correlação de Chisholm

Chisholm e Sutherland (1969) ajustaram os valores de Baroczy para obter a curva "suave" apresentada na Fig.(2.18).

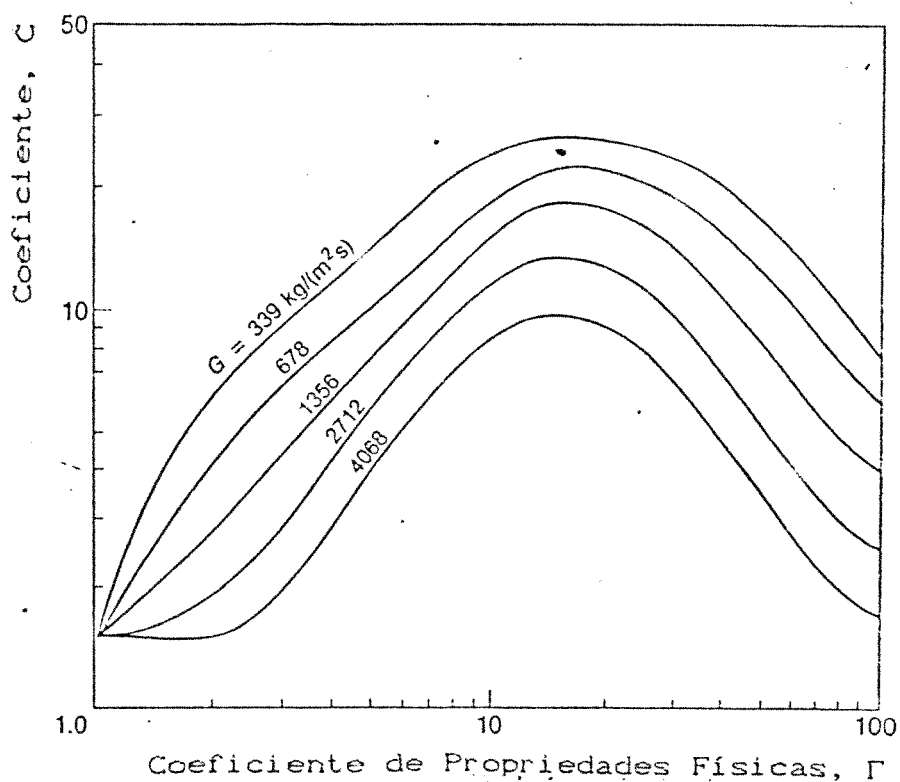


Figura 2.18 O Coeficiente C a Partir de Ajustes na Correlação de Baroczy

Em trabalho posterior, Chisholm (1973) a partir de ajustes nos valores obtidos pela correlação de Baroczy, obteve o conjunto de equações apresentado na Tabela (2.5), que fornece valores do

coeficiente B em função de Γ e G .

É interessante observar que estudo de Freiedel (1977) a partir de um conjunto extenso de dados experimentais verificou que as equações da Tabela 2.5 davam resultados melhores do que os da correlação original de Baroczy.

Tabela 2.5 Valores de B para Tubos Lisos

Γ	G Kg/(m ² s)	B
< 9,5	< 500	4,8
	500 < G < 1900	2400 / G
	> 1900	55 / G ^{0,5}
9,5 < Γ < 28	< 600	520 / (Γ G ^{0,5})
	> 600	21 / Γ
> 28		15000 / (Γ^2 G ^{0,5})

Utilizando dados obtidos com tubos comerciais rugosos, Chisholm (1948) mostrou que o coeficiente B decresce com a rugosidade relativa da superfície, como ilustrado na Fig.2.19. A curva que representa esta variação é dada por :

$$\frac{B_R}{B} = \left[0,5 \left\{ 1 + \left[\frac{\mu_V}{\mu_L} \right]^2 + 10^{-600\epsilon/D} \right\} \right]^{(0,25-n)/0,25} \tag{2.119}$$

onde o expoente n é obtido da equação abaixo, decorrente da equação de Blasius :

$$\frac{\lambda_{LO}}{\lambda_{VO}} = \left[\frac{Re_{VO}}{Re_{LO}} \right]^n = \left[\frac{\mu_L}{\mu_V} \right]^n \tag{2.120}$$

e λ_{LO} e λ_{VO} podem ser determinados ou pelo diagrama de Moocy ou pela equação de Churchill (1977)

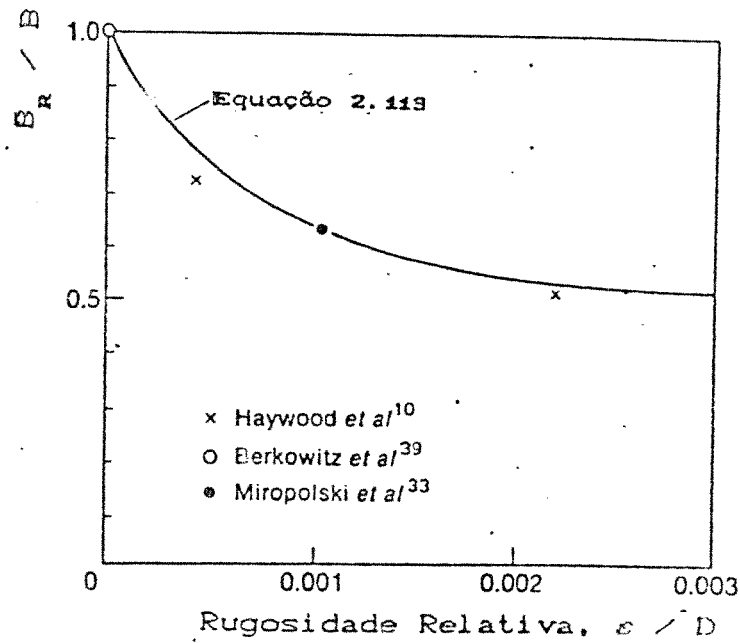


Figura 2.19 A Razão B_R / B em Função da Rugosidade Relativa da Superfície

h. Tubos horizontais

No caso de tubos horizontais, parte do escoamento pode ser estratificado, para o qual não são válidas as formulações para o cálculo de B vistas anteriormente. Para este caso Chisholm (1983) recomenda a seguinte equação :

$$B_s = \frac{2^{2-n} - 2}{\Gamma - 1} \quad (2.121)$$

Na transição do escoamento estratificado para anular ele recomenda que se use:

$$\frac{\phi_{fLO}^2 - 1}{\Gamma + 1} = R x^{2-n} \quad (2.122)$$

ao invés da equação 2.113. R é determinado empiricamente, a partir de experiências com R11, R13, R22 e a mistura ar-água, e é dado por:

$$R = 1 + 0,001223 \Gamma G \quad (2.123)$$

O parâmetro proposto por Chisholm para identificar o padrão de escoamento é:

$$e_c = \frac{R - 1}{B_f - B_s} \left[\frac{x}{1 - x} \right]^{\frac{(2-n)}{2}} - \frac{B_s}{B_f - B_s} \quad (2.124)$$

onde B_f corresponde ao coeficiente B calculado para escoamento turbulento.

Assim, para calcular a perda de carga por atrito ao longo de um tubo horizontal, é necessário dividi-lo em tres partes :

- Escoamento Turbulento $e_c > 1$

Integra-se a equação (2.118) do título inicial até o título correspondente ao valor $e_c = 1$;

- Transição $0 < e_c < 1$

Integra-se a equação (2.122) desde o título correspondente a $e_c = 1$ até o título correspondente a $e_c = 0$;

- Escoamento estratificado

Integra-se a equação (2.118), utilizando-se B_s calculado pela equação (2.121), do título correspondente a $e_c = 0$ até o título final.

2.3.6 Considerações Finais

Em resumo, a variação de pressão é decomposta em três componentes. A determinação da componente de atrito (perda de carga) é a mais importante no dimensionamento de condensadores. A correlação de Chisholm (1969), equação 2.113 com valores de B extraídos da Tab.2.5, se mostra mais adequada, quando se tem mudança de fase, devido a sua praticidade, e apresenta resultados satisfatórios conforme foi

demonstrado por Freidel em 1977.

No caso de tubos horizontais, pode ocorrer padrão de escoamento estratificado sendo recomendado nesta condição a correlação de Chisholm (1983), equação 2.121 a 2.124.

A componente gravitacional da variação de pressão é calculada pela equação 2.83 e, no cálculo da densidade média utiliza-se a fração de vazio calculada pela equação de Zivi que, conforme discutido em 2.2.13, apesar das hipóteses utilizadas em seu desenvolvimento serem questionáveis apresenta resultados satisfatórios, quando comparada com correlações mais complexas.

A componente da variação da quantidade de movimento que no caso de condensadores é sempre positiva e, é calculada pela equação 2.93.

2.4 Coeficiente de Película

2.4.1 Teoria de Nusselt

O primeiro trabalho sobre coeficiente de película na condensação foi realizado por Nusselt (1916), que estudou a condensação sobre placa plana vertical, com base nas seguintes hipóteses :

- Escoamento do filme condensado é laminar;
- Propriedades das fases líquido e vapor são constantes;
- O subresfriamento do condensado é desprezado;
- A variação da quantidade de movimento do filme condensado é desprezada;
- O vapor é condensado estagnado, o que permite desprezara tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor;
- Há transferência de calor apenas por condução no filme condensado.
- Fazendo um balanço de forças no elemento de volume do filme condensado, representado na Fig.(2.20), tem-se que:

$$(\delta - y) dz (\rho_L - \rho_V) g \sin \theta = \mu_L \frac{du(y)}{dy} dz \quad (2.125)$$

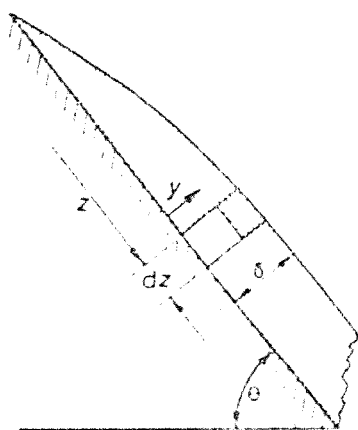


Figura 2.20 Representação da Película de Condensado

A integração desta equação fornece a distribuição de velocidade na película de condensado:

$$u(y) = \frac{(\rho_L - \rho_V) g \sin \theta}{\mu_L} \left[y \delta - \frac{y^2}{2} \right] \quad (2.126)$$

Dai se pode calcular a taxa de formação de condensado por unidade de largura da placa :

$$\Gamma_C = \rho_L \int_0^\delta u(y) dy = \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \sin \theta \delta^3}{3 \mu_L} \quad (2.127)$$

onde δ é a espessura da película do condensado.

A transferência de calor em dz por condução através da película por unidade de largura da placa é dada por:

$$dq = \frac{K_L}{\delta} (T_{Vi} - T_p) dz \quad (2.128)$$

pode-se calcular a taxa de condensação em dz :

$$d\Gamma = \frac{dq}{i_{LV}} = \frac{K_L}{\delta i_{LV}} (T_{Vi} - T_p) dz$$

Substituindo em (2.12) e integrando pode-se obter uma expressão para a espessura δ :

$$\delta(z) = \left[\frac{4 \mu_L K_L z (T_{Vi} - T_p)}{g \sin \theta i_{LV} \rho_L (\rho_L - \rho_V)} \right]^{1/4} \quad (2.129)$$

Finalmente, calcula-se o coeficiente de película local $h_f(z)$:

$$h_f(z) = \frac{K_L}{\delta(z)} = \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \sin \theta i_{LV} K_L^3}{4 \mu_L z (T_{Vi} - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.130)$$

e o valor médio do coeficiente de película h_f :

$$\bar{h}_f = \frac{1}{z} \int_0^z h_f(z) dz \quad (2.131)$$

que pode ser expresso das formas alternativas a seguir:

$$\bar{h}_f = 0,943 \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \sin \theta i_{LV} K_L^3}{\mu_L z (T_{Vi} - T_p)} \right]^1; \text{ ou} \quad (2.132)$$

$$\bar{h}_f = \frac{\Gamma(z) i_{LV}}{z (T_{Vi} - T_p)} \quad (2.133)$$

onde $\Gamma(z)$ = taxa de condensação por unidade de profundidade ou perímetro.

$$\bar{h}_f = 0,925 \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \sin \theta K_L^3}{\mu_L \Gamma(z)} \right]^{1/3} \quad (2.134)$$

Para placa vertical ($\sin \theta = 1$) e, utilizando o número de Reynolds do filme condensado, a expressão fica:

$$\frac{\bar{h}_f}{K_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g} \right] = 1,47 Re_\Gamma^{-1/3} \quad (2.135)$$

onde $Re_\Gamma = \frac{\Gamma(z)}{\mu_L}$

2.4.2 Aperfeiçoamento na Teoria de Nusselt

Rohsenow (1956) considerou a distribuição não linear da

temperatura na película de condensado e propôs a substituição da variação de entalpia i_{LV} por :

$$i'_{LV} = i_{LV} \left[1 + 0,68 \frac{c_{pL} (T_{Vi} - T_p)}{i_{LV}} \right] \quad (2.136)$$

Sparrow e Gregg (1959) utilizando tratamento de camada limite, consideraram a influência da variação da quantidade de movimento no filme condensado e concluíram que o resultado de Nusselt só é afetado significativamente para valores muito baixos do número de Prandtl ($Pr < 0,03$).

Vários trabalhos consideraram a influência da variação das propriedades físicas através do filme condensado. Um método simples de considerar essa influência é avaliar as propriedades a uma temperatura de filme :

$$T_{\text{filme}} = T_p + F (T_{Vi} - T_p) \quad (2.137)$$

onde o valor de F sugerido por Drew (1954) é 0,25, e por Mincowycz e Sparrow (1956) é 0,31.

2.4.3 Influência da Turbulência

Para superfícies verticais longas pode-se ter uma taxa de condensação tal que o número de Reynolds do filme excede um valor crítico igual a 2000, a partir do que o escoamento do filme condensado fica turbulento, causando coeficientes de película maiores. Colburn (1934) através de uma analogia com o escoamento monofásico de líquido no interior de tubos, com gradiente de pressão devido somente a forças gravitacionais, chegou à expressão seguinte para o coeficiente de película em filme turbulento :

$$\frac{h_f(z)}{K_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g} \right]^{1/3} = 0,056 \left[\frac{4 \Gamma(z)}{\mu_L} \right]^{0,2} \left[\frac{c_{pL} \mu_L}{k_L} \right]^{1/3}$$

Integrando a equação (2.126), ao longo do comprimento, até $Re_\Gamma =$

2000 e a equação (2.134) para $Re_\Gamma > 2000$, resulta a relação apresentada na Fig.(2.21).

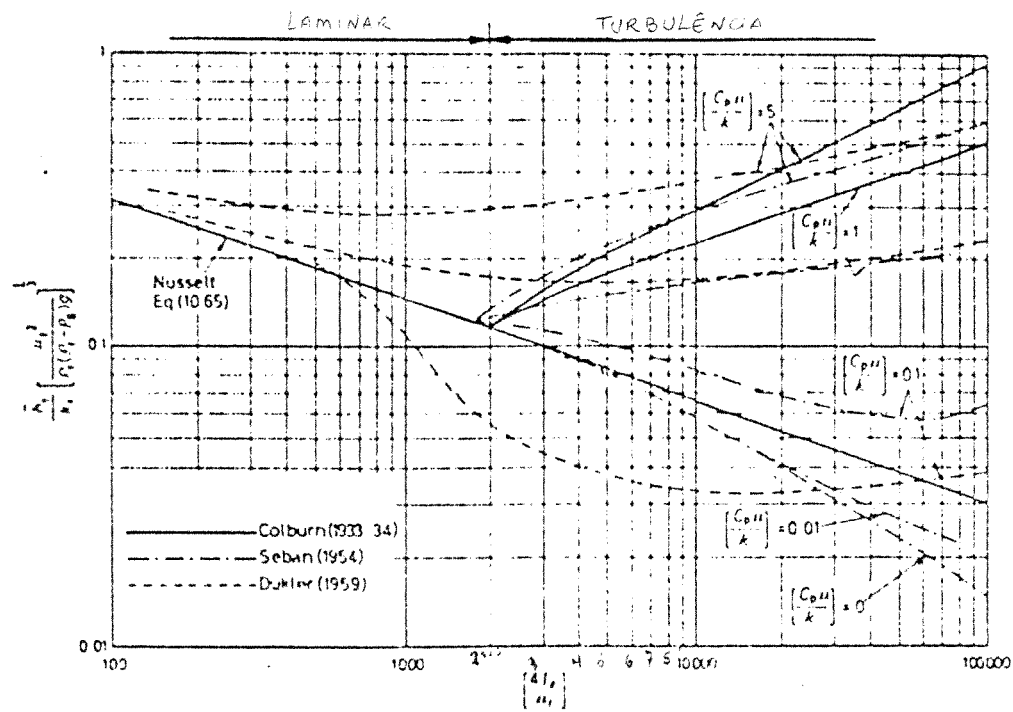


Figura 2.21 Condensação sobre Superfície Vertical, Desprezada Tensão de Cisalhamento na Interface

Seban (1954) aplicou a analogia de Prandtl-Karman para o escoamento turbulento do filme de condensação desprezando a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, e assumindo Reynolds crítico igual a 1600. Estes resultados também estão na Fig.(2.21).

2.4.4 Influência da Tensão de Cisalhamento na Interface

Quando a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor não é desprezível é razoável esperar que a transição de laminar para turbulento, ocorra numa espessura de filme menor e, portanto, para valores menores de Re_Γ . Experiências realizadas por Carpenter e Colburn (1951) verificaram que a transição pode ocorrer para valores de $Re_\Gamma = 200$.

Carpenter (1948) sugeriu que o critério de transição no interior

de tubos verticais deve ser :

$$\frac{D u_{\tau}}{\nu} = \left[\frac{D}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_P}{\rho}} \right]_{\text{trans.}} = 140 \quad (2.138)$$

Esta sugestão se baseia na definição do Reynolds crítico para escoamento monofásico no interior de tubos:

$$Re_{\text{crit.}} = \frac{D u}{\nu}$$

onde a velocidade u foi substituída pelo adimensional

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_P}{\rho}} \quad (2.139)$$

chamado velocidade de atrito, onde:

$$\tau_P = f \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.140)$$

e

$$\lambda = 0,046 \left[\frac{D v}{\nu} \right]^{-0,2} \quad (2.141)$$

É interessante notar que o critério de Carpenter se baseia na tensão de cisalhamento na parede que, por sua vez, depende da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor mas não apenas dela. Assim, para propriedades físicas diversas do condensado e uma mesma tensão de cisalhamento na interface, obtem-se critérios de transição diversos.

Rohsenow, Webber e Ling (1956) utilizaram o mesmo tipo de critério, com τ_w na transição independente de τ_i , para o estudo da placa plana ; seus resultados estão na Fig. (2.22) :

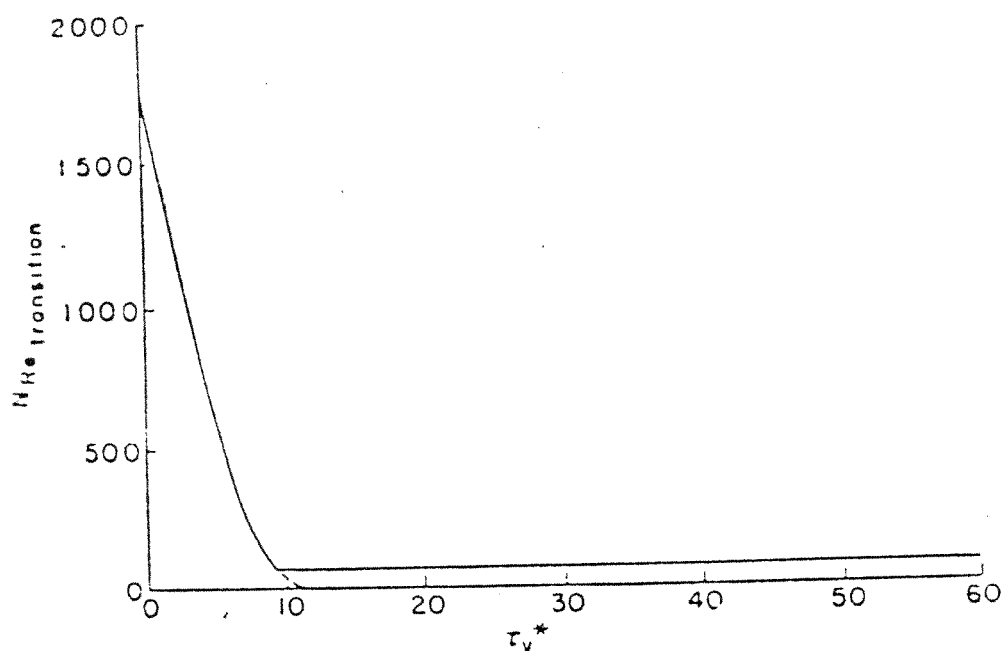


Figura 2.22 Reynolds de Transição, Rohsenow
onde:

$$\tau_v^* = \frac{\tau_v}{g (\rho_L - \rho_V) \left[\frac{\nu^2}{g} \right]^{1/3}} \quad (2.142)$$

Eles fazem uma análise da influência de τ_i no coeficiente médio de película, tanto para a região onde o escoamento é laminar como para a região turbulenta. Foram desprezados os efeitos da gravidade e da variação da quantidade de movimento. Os resultados obtidos são apresentados nas Fig. 2.23 e 2.24:

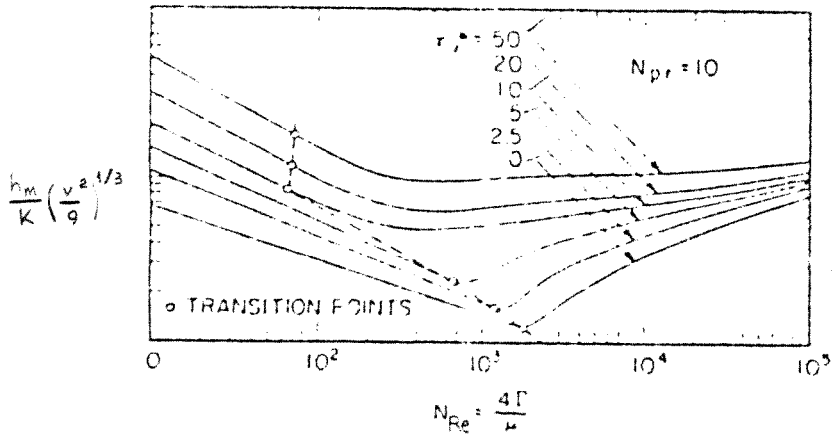


Figura 2.23 Influência de τ_v^* no Coeficiente Médio de Película, Rohsenow

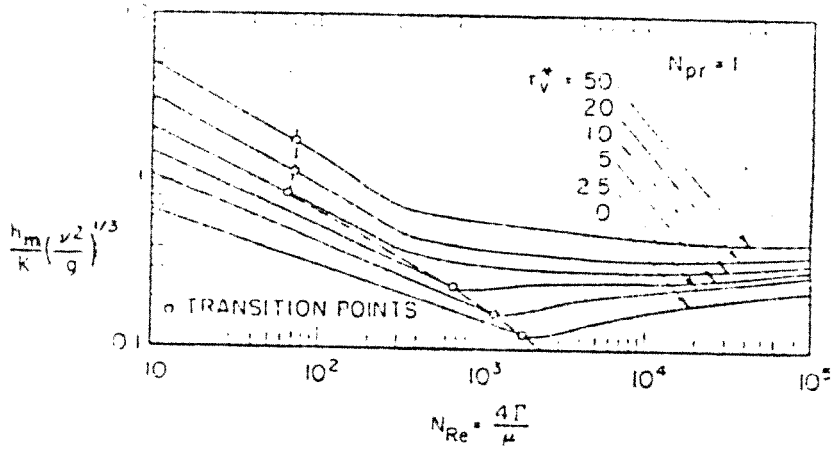


Figura 2.24 Influência de τ_v^* no Coeficiente Médio de Película, Rohsenow

2.4.5 Condensação no Interior de Tubos Verticais

A condensação no interior de tubos verticais com escoamento descendente deve ser caracterizada, para efeito da determinação do coeficiente de película, segundo três mecanismos distintos :

- Filme condensado laminar controlado pelas forças gravitacionais,
- Filme condensado turbulento controlado ou induzido pelas forças gravitacionais, e
- Filme condensado turbulento controlado ou induzido pela tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor.

No caso do filme laminar, como a espessura do filme é pequena, adota-se a mesma formulação de placa plana, como desenvolvida por Nusselt, e a equação (2.126) é utilizada para a determinação do coeficiente de película.

Para valores de Reynolds maiores do que 30 ocorre a formação de ondas na superfície do filme líquido, o que tende a aumentar o valor do coeficiente de película. Kutateladze (1963) recomenda a multiplicação do resultado obtido da equação (2.126) pelo fator de correção F:

$$F = 0,8 \left(\frac{Re_{\Gamma}}{4} \right)^{0,11} \quad (2.143)$$

Para valores de $Re_{\Gamma} > 1600$ o escoamento da película de condensado torna-se turbulento, controlado pelas forças gravitacionais, e a equação obtida por Labuntsov (1957) é recomendada:

$$\frac{h_L(z)}{k_L} \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g} \right] = 0,023 Re_{\Gamma}^{1/4} Pr_L^{1/2} \quad (2.144)$$

Quando a velocidade do vapor é alta, o coeficiente de película é fortemente afetado pela tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor e o modelo de Nusselt não mais serve para a análise da situação.

Vários pesquisadores estudaram o problema. Pode-se destacar os trabalhos abaixo, agrupados em três grupos principais:

Correlações empíricas envolvendo grupos adimensionais :

- Akers, Deans e Crosser(1958);
- Palen, Breber e Taborrek(1980), e
- Boyko e Kruzhilin (1967)

Correlações analíticas que consideram que a resistência térmica reside apenas na subcamada laminar, com determinação de coeficientes a partir de dados experimentais :

- Carpenter e Colburn, e (1951)
- Soliman, Schuster e Berenson. (1968)

- Correlações obtidas a partir da analogia entre transferência de calor e transferência da quantidade de movimento, assumindo uma distribuição de velocidade no filme condensado :

-Bae, Maulbetsch e Rohsenow (1973)

-Kosky e Staub. (1971)

a. Akers, Deans e Crosser (1959)

$$Nu = 0,0265 Pr_L^{1/3} Re'^{0,8}, \text{ para } Re' > 5 \cdot 10^4 \quad (2.145)$$

e

$$Nu = 5,03 Pr_L^{1/3} Re'^{1/3}, \text{ para } Re' < 5 \cdot 10^4 \quad (2.143)$$

onde :

$$Re' = \frac{D G_E}{\mu_L} \quad (2.146)$$

e

$$G_E = G_L + G_V \left[\frac{\rho_L}{\rho_V} \right]^{1/2} \quad (2.147)$$

Esta equação é tipicamente como a equação de Dittus - Boelter, utilizada para escoamento monofásico no interior de tubos. O método considera que a resistência à transferência de calor está no filme condensado anular e que o escoamento deste é fortemente influenciado pela tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor. Ao se utilizar o fluxo hipotético G_E , considera-se que o núcleo de vapor foi substituído por um escoamento da fase líquida que garante a mesma tensão de cisalhamento na interface.

Palen, Breber e Taborek (1980)

Palen, Breber e Taborek (1980) afirmaram que, no escoamento anular, quando a espessura do filme condensado é determinada pela tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, o coeficiente de

película h pode ser expresso pela equação :

$$h = h_L \phi_{fL} \quad (2.148)$$

onde :

h_L - coeficiente de película para a fase líquida escoando sozinha e

ϕ_{fL} - multiplicador bifásico.

c. Boyko, Kruzhilin (1967)

Esta correlação é baseada inteiramente em estudos efetuados na Rússia com vapor d'água condensando a pressões de 177 a 276 psia no interior de tubos de 0,315 a 0,67 polegadas de diâmetro interno.

A partir de suposições semelhantes às de Akers os autores propõem :

$$h = h_{LO} \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_m}} \quad (2.149)$$

onde :

- ρ_m - densidade da mistura, e
- h_{LO} - coeficiente de película considerando toda mistura na fase líquida. Para seu cálculo utilizar qualquer relação conhecida para o escoamento monofásico. O autor utiliza a relação de Mikheev's :

$$\frac{h_{LO} D}{k} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (2.150)$$

onde:

- Pr_f - número de Prandtl à temperatura da corrente livre, e
- Pr_p - número de Prandtl à temperatura da parede

d. Carpenter e Colburn

Os autores partiram das hipóteses seguintes:

- Como há tensão de cisalhamento na interface, a película de condensado torna-se turbulenta para números de Reynolds bem abaixo dos

valores considerados na ausência desta tensão :

- A maior resistência térmica ocorre na subcamada laminar, podendo-se desprezar a resistência das outras camadas ;
- A espessura da subcamada laminar pode ser calculada a partir da distribuição universal de velocidades, desenvolvida para escoamento monofásico em tubos ;
- O perfil de velocidades na subcamada laminar é linear.

Carpenter e Colburn chegaram à seguinte expressão para o coeficiente de película :

$$h = b \text{Pr}_L^{1/2} \frac{k_L \rho_L \tau_w}{\mu_L} \quad (2.151)$$

onde

$$b = \frac{1}{N \text{Pr}_L^{1/2}} \quad (2.152)$$

e

N - é a raiz quadrada do número de Reynolds da subcamada laminar, igual à espessura adimensional da subcamada laminar

:

$$N = \left[\frac{u_{LS} \delta_{LS}}{\nu_L} \right]^{1/2} = \frac{\delta_{LS} (\tau_w / \rho_L)^{1/2}}{\nu} = \delta_{LS}^+ \quad (2.153)$$

- δ_{LS} - espessura da subcamada laminar;
- δ_{LS}^+ - espessura adimensional da subcamada laminar e,
- u_{LS} - velocidade no extremo da subcamada laminar.

A partir de dados experimentais com vapor d'água, metanol, etanol, tolueno e tricloroetileno escoando em tubos verticais de diâmetro interno 0.495 polegadas e comprimento 8 pés, velocidades de até 500 pés por segundo e número de Prandtl entre 2 e 5, Carpenter e Colburn determinaram o valor da constante b como sendo igual a 0,043.

e Soliman, Schuster e Berenson

Soliman, Schuster e Berenson (1968) analisaram o trabalho de Carpenter e Colburn que consideraram correto; questionaram, no entanto, a forma como foi determinada a influência da quantidade de movimento na tensão de cisalhamento na parede. Assim, a partir de um cálculo mais apurado da tensão de cisalhamento na parede, e com um conjunto de dados experimentais maior, chegaram à relação seguinte:

$$h = 0,036 \text{ Pr}^{0,65} \left\{ \frac{k_L \rho_L^{1/2} \tau_w^{1/2}}{\mu_L} \right\} \quad (2.154)$$

onde a tensão de cisalhamento na parede, τ_w é calculada a partir da equação :

$$\tau_w = \tau_{wf} + \tau_{wm} + \tau_{wa} \quad (2.155)$$

Os termos componentes são:

$$\begin{aligned} \frac{\tau_{wf} \pi^2 \rho_v D^4}{8 W_T^2} &= 0,045 \text{ Re}_T^{-0,02} \left[x^{1,8} + \right. \\ &+ 5,70 \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,0523} (1-x)^{0,470} x^{1,33} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,261} + \\ &+ 8,11 \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,105} (1-x)^{0,940} x^{1,33} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,261} \left. \right] ; \\ \frac{\tau_{wm} \pi^2 \rho_v D^4}{8 W_T^2} &= 0,50 \left(D \frac{dx}{dz} \right) \left[(1-x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{2/3} + \right. \\ &+ (x^{-1} - 3 + 2x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{4/3} + (2x - 1 - \beta x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{1/3} + \\ &+ \left(2\beta - \frac{\beta}{x} - \beta x \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{5/3} + 2(1-x-\beta+\beta x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right) \left. \right] e, \end{aligned}$$

$$\frac{\tau_{wm} \pi^2 \rho_v D^4}{8 W_T^2} = 0,50 F_{rT}^{-1} \left\{ 1 - \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1} \right\}$$

onde:

$$F_{rT} = \frac{16 W_T^2}{\pi^2 D^5 a (\rho_L - \rho_v) \rho_v} \quad (2.156)$$

Se o escoamento da película de líquido é admitido como sendo análogo ao da camada limite do escoamento monofásico, então $\beta = 1,25$ para filme turbulento, e $\beta = 2$ para laminar. β é a relação entre a velocidade na interface líquido vapor com a velocidade média do condensado.

f. BAE, MAULBETSCH E ROHSENOW

A fim de determinar o coeficiente de película, Bae, Maulbetsch e Rohsenow (1.971) admitiram a analogia entre a transferência de calor e a quantidade de movimento de Karman como sendo aplicável ao filme condensado.

Eles utilizaram a distribuição universal de velocidades:

$$0 < \delta^+ < 5 \quad v_\tau^+ = y^+; \quad (2.157)$$

$$5 < \delta^+ < 30 \quad v_\tau^+ = -3,05 + 5 \ln y^+, e \quad (2.158)$$

$$30 < \delta^+ \quad v_\tau^+ = 5,5 + 2,5 \ln y^+ \quad (2.159)$$

onde :

$$y^+ = \frac{y v_\tau}{\nu}$$

$$v_{\tau}^{+} = \frac{v_z}{v_{\tau}}; \quad (2.160)$$

$$v_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_L}} \quad (2.161)$$

$$\delta^{+} = \frac{\delta v_{\tau}}{\nu} \quad (2.162)$$

Admitidos ainda também, as tensões de cisalhamento nas subcamadas laminar e amortecedora como iguais à tensão de cisalhamento na parede e que a tensão de cisalhamento na subcamada turbulenta varia linearmente segundo a equação abaixo, obtida a partir da equação da quantidade de movimento do filme condensado :

$$\tau = F_0 (\delta - y) + \tau_v \quad \text{ou} \quad (2.163)$$

$$\tau = \tau_w - F_0 y \quad (2.164)$$

pois:

$$\tau_w = F_0 \delta + \tau_v \quad (2.165)$$

onde:

$$F_0 = - \left(\frac{dP}{dz} \right) + g \rho_L - \frac{G^2}{\rho_v} \frac{dx}{dz} \left[\frac{1}{1 - \alpha} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right) + \right. \\ \left. - \left[\frac{(1 - \alpha)(2 - \beta)}{(1 - \alpha)^2} \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right) \right] \quad (2.166)$$

e

$$\beta = \frac{\text{velocidade do líquido na interface}}{\text{velocidade média do condensado}}$$

sendo β obtido da distribuição universal de velocidades e dado na Fig. 2.25.

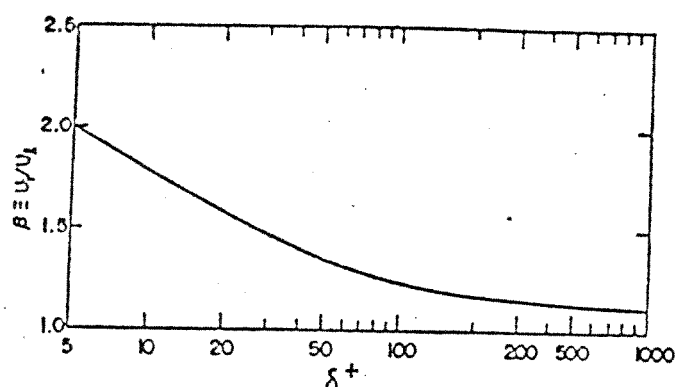


Figura 2.25 β em Função de δ^+

A partir de:

$$\tau = \rho_L (\nu_L + \varepsilon_m) \frac{dv}{dy} \quad (2.167)$$

que pode ser reescrita como:

$$\tau = \rho_L \left(1 + \frac{\varepsilon_m}{\nu_L} \right) \frac{dv^+}{dy^+} \quad (2.168)$$

pode-se obter a viscosidade turbilhonar ε_m , tal que:

$$0 < \delta^+ < 5, \tau = \tau_w, \varepsilon_m = 0, \quad (2.169)$$

$$5 < \delta^+ < 30, \tau = \tau_w, \varepsilon_m = \nu_L \left(\frac{y^+}{5} - 1 \right) \quad (2.170)$$

$$30 < \delta^+, \tau = F_0(\delta^-) + \tau_V, \nu_L \ll \varepsilon_m \quad (2.171)$$

$$\varepsilon_m = \frac{\nu_L}{2,5} \left[y^+ - \frac{M}{\delta^+} y^{+2} \right] \quad (2.172)$$

onde :

$$M = \frac{F_0 \delta^+ \nu_L}{\tau_w \nu_\tau} \quad (2.173)$$

Com a hipótese já mencionada de que $\varepsilon_h = \varepsilon_m$ e ainda considerando q/A constante e igual a $(q/A)_w$ tem-se, a partir da equação:

$$\frac{q}{A} = \rho_L c_L (\alpha_L + \varepsilon_h) \frac{dT}{dy} \quad (2.174)$$

que:

$$\int_0^{\delta} \frac{dT}{(q/A)} = \int_0^{\delta} \frac{dy}{\rho_L c_L (\alpha_L + \varepsilon_h)} \quad (2.175)$$

$$\frac{T_S - T_w}{(q/A)_w} = \frac{1}{h(z)} = \int_0^{\delta^+} \frac{\nu_L}{\rho_L c_L (\alpha_L + \varepsilon_h) \nu_\tau} dy^+ \quad (2.176)$$

Da integração resulta:

$$St^* = \frac{h_z}{\rho_L c_L \nu_\tau} = \frac{1}{F_2} \quad (2.177)$$

onde F_2 é dado pelas equações :

Para $0 < \delta^+ < 5$:

$$F_2 = \delta^+ Pr; \quad (2.178)$$

Para $5 < \delta^+ < 30$:

$$F_2 = 5 Pr + 5 \ln \left[1 + Pr \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right], e \quad (2.179)$$

Para $\delta^+ > 30$:

$$F_2 = 5Pr + 5 \ln (1 + 5 Pr) + \frac{2,5}{A} \ln \left[\left(\frac{B + A}{B - A} \right) \left(\frac{C - B}{C + B} \right) \right] \quad (2.180)$$

com :

$$A = \sqrt{1 + \frac{10}{Pr} \frac{M}{\delta^+}}; \quad (2.181)$$

$$B = 2M - 1; e \quad (2.182)$$

$$C = \frac{60}{\delta^+} M^{-1} \quad (2.183)$$

A espessura adimensional do filme condensado δ^+ acima mencionada, é obtida em função de Re_L , a partir da integração da distribuição universal de velocidades :

$$Re_L = \frac{(1-x) G D}{\mu_L} = \frac{4 \Gamma_c}{\mu_L} = \frac{4}{\mu_L} \int_0^{\delta} \rho_L v_\tau dy = 4 \int_0^{\delta^+} v_\tau^+ dy^+ \quad (2.184)$$

ou seja:

$$\delta^+ < 5 \quad Re_L = 2 (\delta^+)^2 \quad (2.185)$$

$$5 < \delta^+ < 30 Re_L = 50 - 32,2 \delta^+ + 20 \delta^+ \ln \delta^+ \quad (2.186)$$

$$\delta^+ > 30 \quad Re_L = -256 + 12 \delta^+ + 10 \delta^+ \ln \delta^+ \quad (2.187)$$

g. Kosky e Staub

Kosky e Staub (1971) realizaram um estudo semelhante ao de Bae, Maulbetsch e Rohsenow (1973) no qual desprezaram a influência da força gravitacional na distribuição da tensão de cisalhamento e admitiram a seguinte distribuição de velocidades :

$$v_z^+ = y^+ \quad , \text{ para } \delta^+ < 25 \quad , \text{ e} \quad (2.188)$$

$$v_z^+ = 8,7 (y^+)^{1/7} \quad \text{para } \delta^+ > 25 \quad (2.189)$$

O resultado obtido é apresentado a seguir:

$$St^* = \frac{h_z}{\rho_L c_L v_\tau} = \frac{1}{F_2} \quad (2.190)$$

onde:

$$F_2 = Pr_L \delta^+ \quad \text{para} \quad \delta^+ \leq 5 \quad (2.191)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \quad \text{para} \quad 5 < \delta^+ \leq 30, \text{ e} \quad (2.192)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln \left[1 + 5 Pr_L \right] + 2,5 \ln \frac{\delta^+}{30} \quad \text{para} \quad \delta^+ > 30, \quad (2.193)$$

com:

$$\delta^+ = \left(\frac{Re_L}{2} \right)^{1/2} \quad \text{para} \quad Re_L < 1250 \quad (2.194)$$

$$\delta^+ = 0,0504 Re_L^{7/8} \quad \text{para} \quad Re_L > 1250 \quad (2.195)$$

h. Comentários e Conclusões

As expressões disponíveis para o cálculo do coeficiente de película segundo os varios mecanismos de condensação são comparadas nas figuras 2.26 e 2.27. É interessante analisar as várias correlações que consideram a influência da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, já que, como se pode notar nas figuras elas dão resultados bastante diversos.

As equações de Carpenter e Colburn e as de Soliman dão resultados bem abaixo das outras, o que talvez possa ser explicado pelo fato delas terem sido derivadas considerando apenas a subcamada laminar, e de não apresentarem essencialmente nenhum efeito de Re_L , o que pode ser melhor verificado expressando-as em termos de F_{2L} , como as correlações de Kosky e Staub, e de Rohsenow:

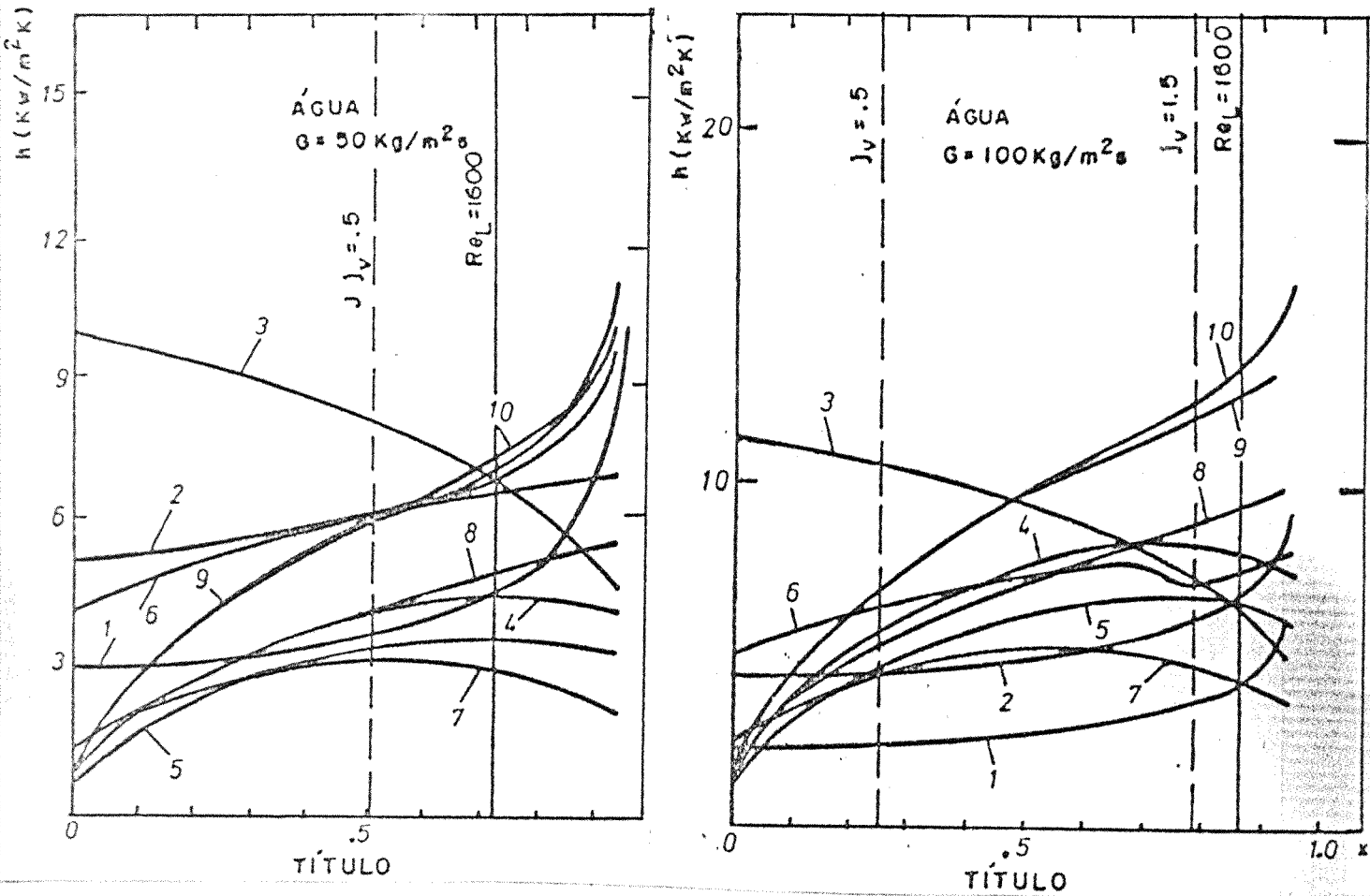
$$\text{Carpenter e Colburn} \quad F_2 = 23,3 Pr_L^{1/2} \quad (2.196)$$

e

Soliman

$F_2 = 27,78 Pr_L^{0,35}$

(2.197)



1-NUSSELT

4-CARPENTER E COLBURN

7-PALE,BREBER E TABOREK

10-KOSKY E STAUB

2-KUTATELADSE

5-SOLIMAN

8-BOYKO

3-LABUNTSSOV

6-AKERS

9-ROHSENOW

Figura 2.26 Comparação das expressões Disponíveis para o Cálculo do Coeficiente de Película

Outro fato a destacar é que os coeficientes foram determinados a partir de um conjunto limitado de dados.

Outra correlação com resultados bastante baixos é a de Akers, Deans e Crosser, sobre a qual pode-se levantar as seguintes questões :

- Não inclui o efeito da força gravitacional,

- O valor de h para uma dada ΔT e pressão é essencialmente função de G_V , independente do título. Para um mesmo valor de G_V a espessura do filme condensado, que oferece a principal resistência ao fluxo de calor, será bastante diferente conforme se tenha título alto ou baixo.

No trabalho de Rohsenow é apresentada uma comparação dos valores previstos pela correlação de Akers com dados experimentais, que confirma as predições abaixo dos valores medidos experimentalmente:

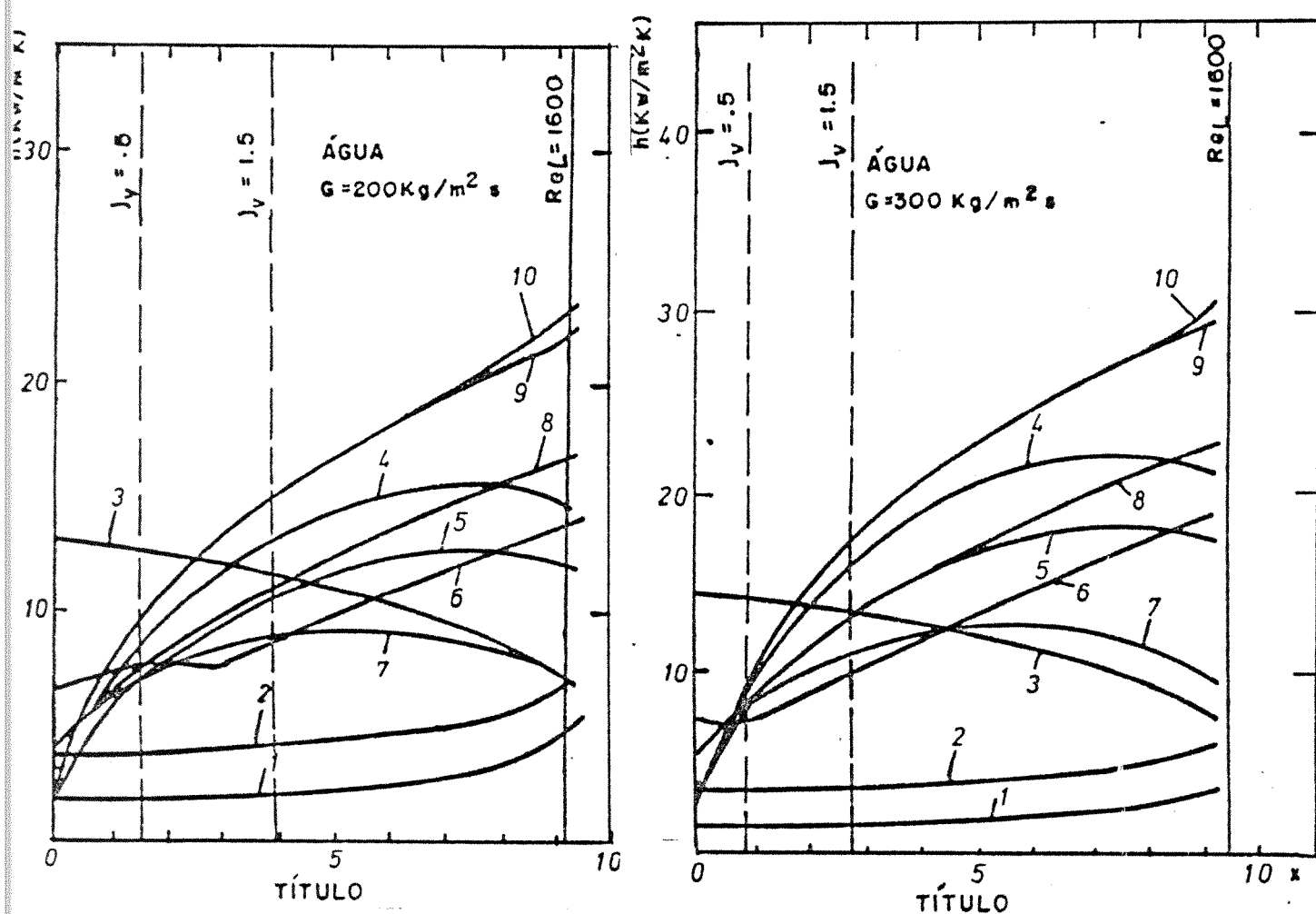


Figura 2.27 Comparação das expressões Disponíveis para o Cálculo do Coeficiente de Película

Das correlações disponíveis, a de Rohsenow é a que oferece melhores previsões, pois é baseada num modelo teórico mais elaborado, embora se possa questionar a validade da utilização da distribuição universal de velocidade de Prandtl-Nikuradse, desenvolvida para escoamento monofásico, em um escoamento anular na presença de valores altos de tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor. Tal influência, no entanto, afetaria a subcamada turbulenta, que é a que menos influencia o coeficiente de película.

É interessante destacar que esta correlação foi desenvolvida sem ajuste de coeficientes a partir de dados experimentais e que, quando o autor compara seus resultados com dados experimentais a dispersão é de apenas 15%, como se pode verificar nas Fig. 2.28.

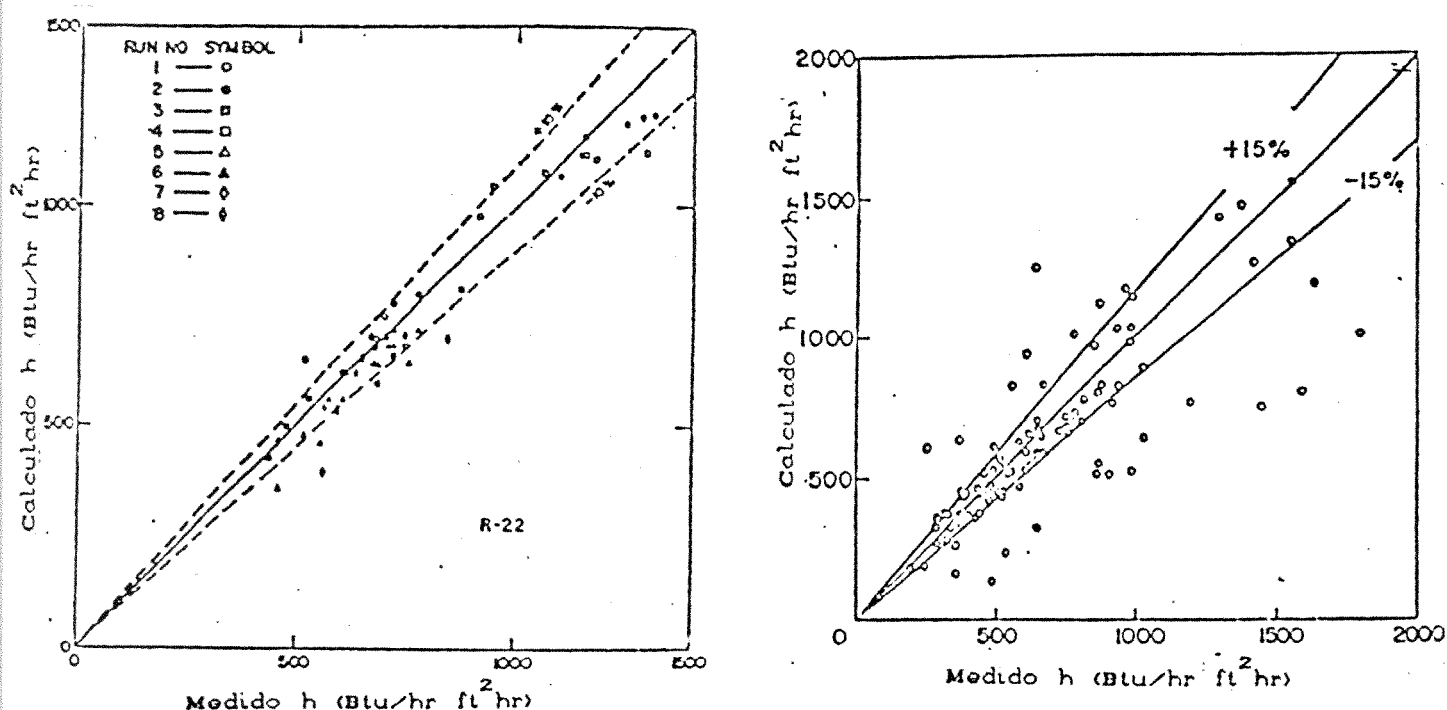


Figura 2.28 Comparação da Correlação de Rohsenow com Dados Experimentais

Outra correlação que apresenta resultados próximos aos da correlação de Rohsenow é a de Kosky e Staub, que tem a vantagem de ser de mais fácil utilização. Deve-se ter em conta, porém, que esta correlação não considera a influência das forças gravitacionais na distribuição da tensão de cisalhamento. Para valores altos de Re_L a correlação de Kosky e Staub tende a dar resultados de h maiores que a correlação de Rohsenow. Pode-se afirmar que os resultados obtidos pela correlação de Kosky e Staub equivalem aos de Rohsenow quando M tende a zero.

Com a finalidade de comparar a correlação de Boyko, de utilização extremamente simples, com a correlação de Kosky e Staub e lhe dar maior sustentação teórica, Chisholm (1979) expressou a correlação de Kosky e Staub como segue:

$$\frac{h}{h_{LO}} = \frac{R(Re_L, Pr)}{(1-x)^{0,1}} \phi_{LO} \quad (2.198)$$

onde $R(Re_L, Pr)$ é uma função tabelada (Ver Tab. 2.26) e que, pode-se notar, num intervalo considerável de Re_L , se aproxima bastante da unidade. Assim, por exemplo, no intervalo $1500 < Re_L < 20000$ e para $0,75 < Pr < 5$, o fato de se admitir $R(Re_L, Pr) = 1$ introduz um erro menor do que 10%.

O termo $(1-x)^{0,1}$ também se aproxima da unidade para títulos baixos, o que mostra que, quando se trabalha em intervalos de Re_L e Pr nos quais $R(Re_L, Pr)$ se aproxima da unidade e onde o título é baixo, a equação de Boyko pode ser diretamente usada. Nas outras regiões pode-se utilizar a equação de Boyko com os fatores de correção, $R(Re_L, Pr)$ e $(1-x)^{0,1}$.

A equação de Palen tem uma fundamentação semelhante à de Boyko o que permite acreditar que as considerações feitas para a correlação de Boyko possam ser estendidas à de Palen, o que pode ser confirmado pelos cálculos feitos e apresentados nas Fig(2.2.62 e 2.27).

Para efeito da comparação as correlações de Boyko e de Palen foram expressas em termos de F_2 :

$$\text{Boyko} \quad F_2 = 8,5 \operatorname{Re}_L^{0,1} \operatorname{Pr}_L^{0,57} \quad (2.199)$$

e

$$\text{Palen} \quad F_2 = 6,6 \operatorname{Re}_L^{0,1} \operatorname{Pr}_L^{0,6} \quad (2.200)$$

A questão principal a ser analisada é quando se utilizar as correlações que consideram o efeito da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, ou as que consideram o escoamento laminar ou turbulento devido apenas à força gravitacional.

Autores como Butterworth (1981) recomendam que se calcule o valor de pelos dois métodos e que se utilize o maior valor obtido, pois este procedimento tem se mostrado azoável quando comparado com dados experimentais.

Outro critério disponível é o recomendado por Carpenter (1948) para indicar a transição de filme laminar para turbulento. O fato do filme condensado se tornar turbulento para valores menores de Re_L , devido ao efeito da tensão de cisalhamento na interface, não significa no entanto que se tenha predominância das forças cisalhantes sobre as gravitacionais.

Um critério que parece razoável para adotar-se baseia na velocidade adimensional do vapor j_v , utilizada no mapa de padrão de escoamento para tubos horizontais de Taitel Dukler transformado por Palen, e que indica a relação entre força cisalhante e gravitacional. Como se pode notar nas Fig. (2.26) e (2.27) este critério coincide com a proposta de se tomar o maior valor calculado.

2.4.6 Condensação No Interior de Tubos Horizontais

Na condensação no interior de tubos horizontais deve-se destacar o fato da força gravitacional atuar em direção ortogonal à do escoamento e à das forças cisalhantes, o que gera padrões de escoamento diversos dos obtidos em tubos verticais. Há dois modelos

principais a serem considerados no estudo da transferência de calor :

- Escoamento controlados pela força gravitacional, nos quais o padrão de escoamento é estratificado ;
- Escoamentos controlados pela tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, padrão de escoamento anular, que recebem tratamento idêntico ao utilizado em escoamento anular com alta velocidade do vapor no interior de tubos verticais, já estudado anteriormente.

Padrão de Escoamento Estratificado

No escoamento estratificado a velocidade do vapor é baixa, implicando em forças de cisalhamento pequenas. na interface Nestas condições aplica-se a teoria básica de Nusselt com pequenas alterações, que levam em conta a assimetria da película de condensado, como mostrado na Fig. (2.29).

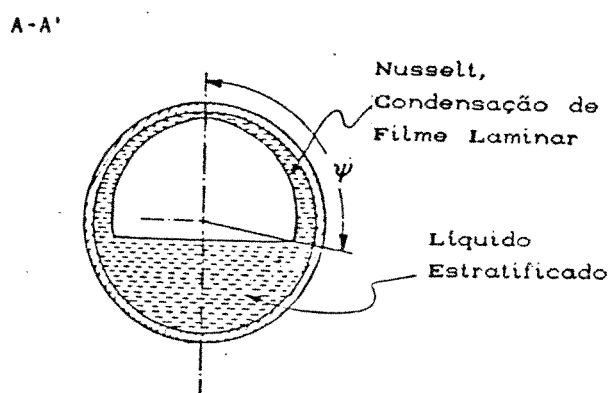


Figura 2.29 Assimetria da Película de Condensado

a. Kern

De maneira a corrigir a pequena taxa de transmissão de calor na parte inferior do tubo, onde há acúmulo de condensado, Kern (1950), a partir de resultados experimentais, afirma que o coeficiente de película pode ser calculado, com segurança, adotando-se uma taxa de condensação fictícia igual ao dobro da real. A correlação para o coeficiente de película médio ao longo do comprimento fica:

$$h_m = 0,761 \left[\frac{L k_L \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{W_T \mu_L} \right]^{1/3} \quad (2.201)$$

b. Chaddock

Um tratamento mais rigoroso é apresentado por Chaddock (1957), que considera desprezível a condensação na parte inferior do tubo. Ele desenvolveu uma correlação para o valor médio do ângulo Ω em função da taxa de condensação e do comprimento do tubo.:

$$\psi_m = \pi - \left[5,06 \cdot 10^{-4} \frac{J L \Delta T^{3/4}}{D^{2.75}} \right] \quad (2.202)$$

A correlação de Chaddock pode ser assim resumida :

$$h_m = \frac{\psi_m}{\pi} \left[\frac{J \rho_L \lambda \beta}{(D \Delta T)^{1/4}} \right] \quad (2.203)$$

Onde o valor de β é encontrado como uma função de Ω_m na Fig. (2.30).

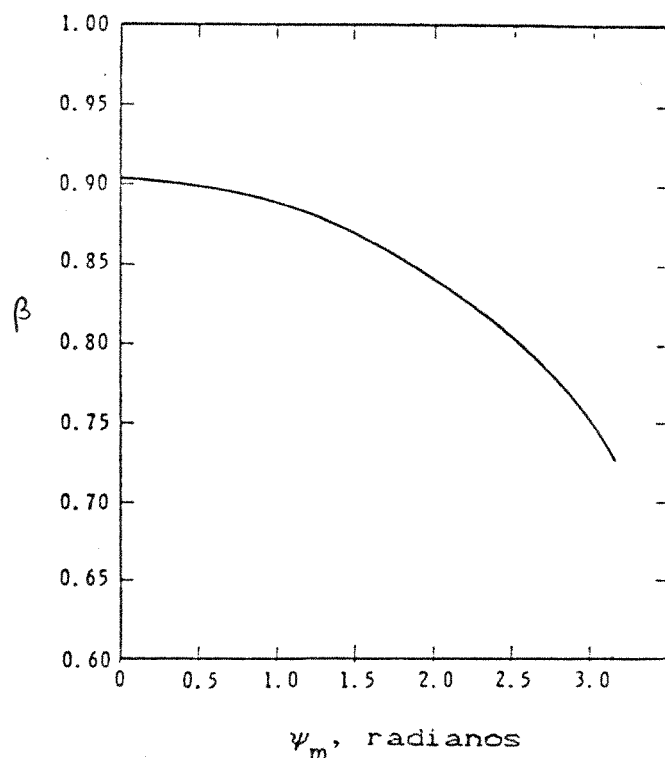


Figura 2.30 β como Função de ψ_m , para o Método de Chaddock

c. Chato

Chato (1962) concluiu que o coeficiente de película médio não varia sensivelmente com o ângulo Ω_m e sugeriu a adoção de um valor fixo para Ω_m igual a 60° .

d. Jaster e Kosky

Os trabalhos de Chaddock (1957) e de Chato (1962) admitem que o vapor esteja estagnado e que o condensado escoe devido ao gradiente hidráulico Fig.(2.31) e, portanto, que Ω cresça ao longo do comprimento. Porém é mais comum ter-se um gradiente de pressão e que o condensado preencha toda a secção na saída do tubo.

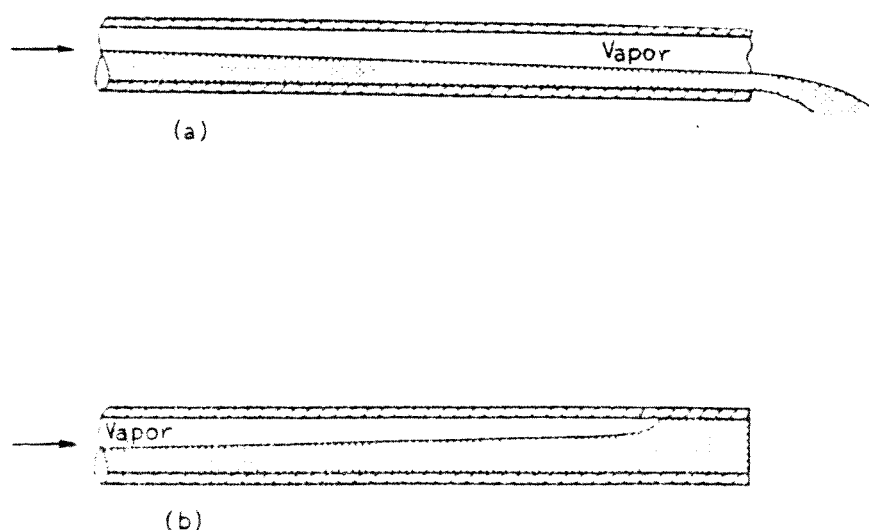


Figura 2.31 a) Gradiente Hidráulico (Chatto, Chaddock)
b) Gradiente de Pressão (Rufer e Kezios)

Baseado em simplificações do estudo de Rufer e Kezios (1966), que determinaram o ângulo ϕ ao longo do comprimento considerando o gradiente de pressão, Jaster e Kosky (1976) propuseram a correlação

seguinte:

$$h = 0,725 \left[\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) \lambda g}{\mu_L D \Delta T} \left(\frac{1 + \cos \varphi}{2} \right)^3 \right]^{1/4}$$

onde o ângulo φ pode ser expresso em função da fração de vazio :

$$(1 - \alpha) = \frac{\varphi - 1/2 \sin(2\varphi)}{\pi} \quad (2.204)$$

sendo que a correlação recomendada para calcular a fração de vazio é a de Zivi (1964) :

$$\alpha = \left[1 + \frac{1 - x}{x} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.205)$$

Uma boa simplificação pode ser obtida admitindo a equação (2.209) como :

$$\cos \varphi = (2\alpha - 1) \quad (2.206)$$

e. Rosson e Myers

Rosson e Myers (1965) fizeram experiências com metanol e acetona e mediram o coeficiente de película local ao longo do perímetro do tubo. Eles propuseram as seguintes equações :

- Para a parte superior do tubo, a equação de Nusselt modificada :

$$h_0 = 0,31 \operatorname{Re}_V^{0,12} \left[\frac{k_1 \lambda \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{D \mu_L \Delta T} \right]^{1/4} \quad (2.207)$$

- Para a parte inferior do tubo :

$$h_\pi = \frac{\phi_{fL} \left(\frac{k_L}{D} \right) \sqrt{8 \operatorname{Re}_L}}{5 + \frac{5}{\operatorname{Pr}_L} \ln(5 \operatorname{Pr}_L + 1)} \quad (2.208)$$

Os autores sugerem que o valor do coeficiente de película médio na secção pode ser calculado a partir de :

$$h = h_{\pi} + (h_0 - h_{\pi}) \frac{\theta_m}{\pi} \quad (2.209)$$

onde:

$$\theta_m = 0,27 \pi Re_V^{0,1} \text{ para } \frac{Re_V^{0,6} Re_L^{0,5}}{Ga} < 6,410^{-5} \quad (2.210)$$

$$\theta_m = \frac{1,74 \cdot 10^{-5} \pi Ga}{(Re_V Re_L)^{0,5}} \text{ para } \frac{Re_V^{0,6} Re_L^{0,5}}{Ga} > 6,410^{-5} \quad (2.211)$$

sendo:

$$Ga = \frac{D^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{\mu_L} \quad (2.212)$$

A equação de Rosson e Myers apresenta bons resultados na região de padrão de escoamento estratificado ondulado, onde há efeito significativo da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor.

g. Escolha da Correlação para Condensação no Interior de Tubos Horizontais

O procedimento recomendado por Breber, Palen e Taborek (1980) para decidir qual das equações utilizar para o cálculo do coeficiente de película, se a formulação para escoamento estratificado ou a do escoamento anular, é talvez o mais simples e preciso.

Utilizando-se do mapa de Taitel Dukler transformado, apresentado na Fig. (2.8), eles recomendam:

- Nas regiões I, II e IV utilizar a formulação de escoamento anular;

- Na região II utilizar a formulação de escoamento estratificado ;
- Nas regiões de transição calcular pelas duas formulações e utilizar o valor obtido por interpolação linear.

2.4.7 Equação de Shah

Shah (1979) desenvolveu uma equação extremamente simples, para condensação no interior de tubos, que apresenta resultados razoavelmente bons para escoamentos verticais, horizontais ou inclinados. A equação proposta, na região de títulos altos ($x > 85$) prediz resultados abaixo dos obtidos experimentalmente. O autor reconhece que nesta região dever-se-ia considerar a influência da parcela de líquido que escoar dispersa no vapor e o fato de que o vapor, a alta velocidade, varre o filme líquido que cobre a superfície.

O elemento novo, colocado no trabalho de Shah, é a verificação, a partir da análise de dados experimentais, que a utilização do parâmetro (P/P_c), razão entre pressão da mistura e pressão crítica da substância, ao invés do parâmetro (ρ_v / ρ_L), permite um melhor ajuste com os dados experimentais.

Abaixo apresenta-se a correlação proposta por Shah :

$$h = \psi h_L \quad (2.213)$$

$$h_L = 0,023 Re_L^{0,8} Pr^{0,4} k_L / D \quad (2.114)$$

$$\psi = 1 + \frac{3,8}{z^{0,95}} \quad (2.115)$$

$$z = \left[\frac{1}{x} - 1 \right]^{0,8} \left[\frac{P}{P_c} \right]^{0,4} \quad (2.116)$$

A Fig.(2.32) apresenta uma comparação dos resultados obtidos pela correlação de Shah com dados experimentais.

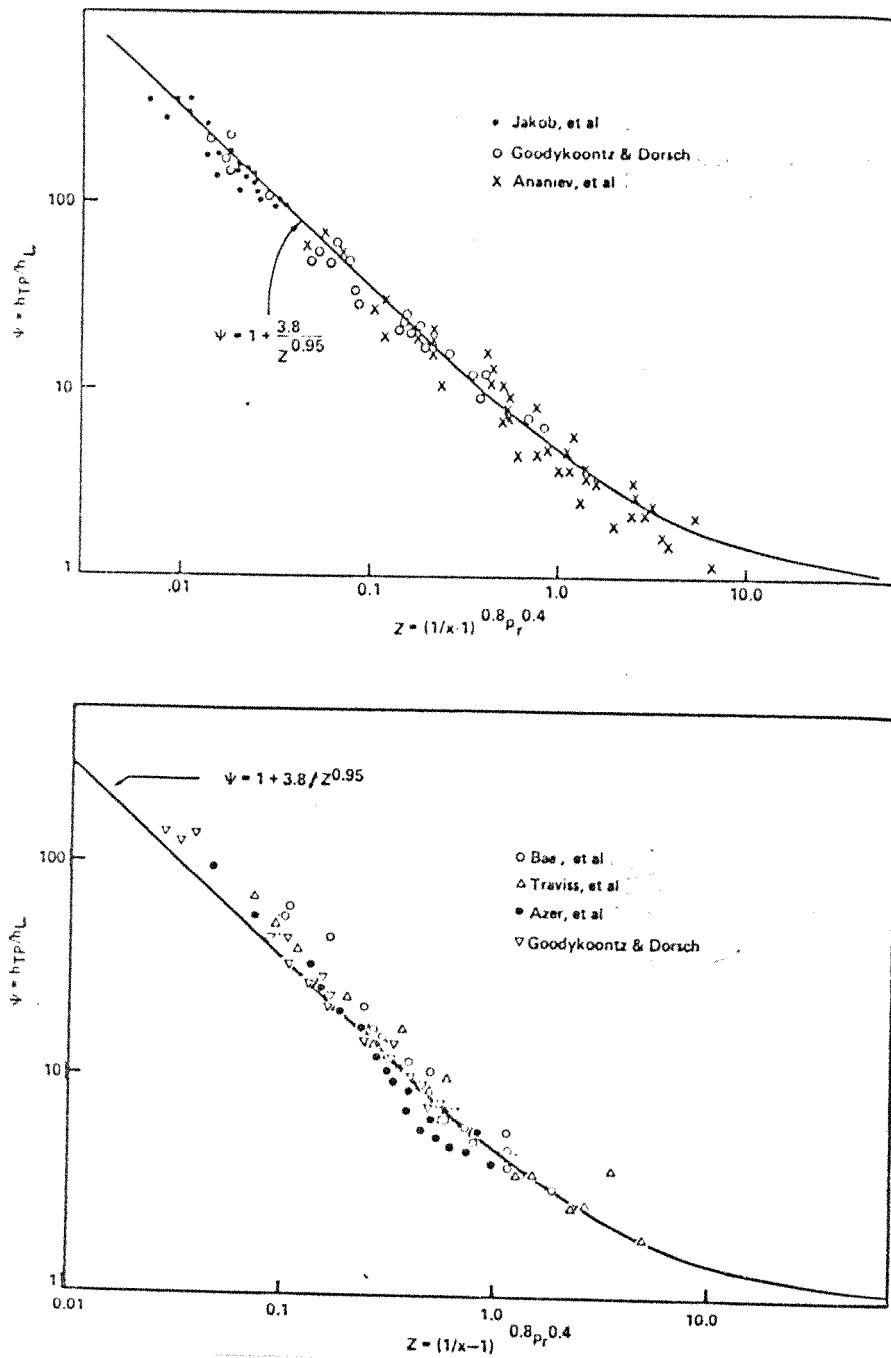


Fig. 2.32 Comparação da correlação de Shah com dados experimentais da condensação de R-12 e R-113

A Fig.(2.33) apresenta uma comparação dos resultados obtidos da correlação de Shah com os obtidos a partir de uma combinação de equações que são aplicadas nas seguintes regiões:

- filme laminar, Eq.(2.126);
- filme laminar afetado pelo cisalhamento na interface líquido vapor, Eq.(2.143);
- Filme turbulento gravitacional, Eq.(2.144);
- Filme turbulento cisalhante, Eq.(2.190).

Como pode-se verificar para altos títulos a equação de Shah não é a melhor opção de cálculo e ainda na região laminar ela apresenta resultados menores já que não considera o efeito da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor.

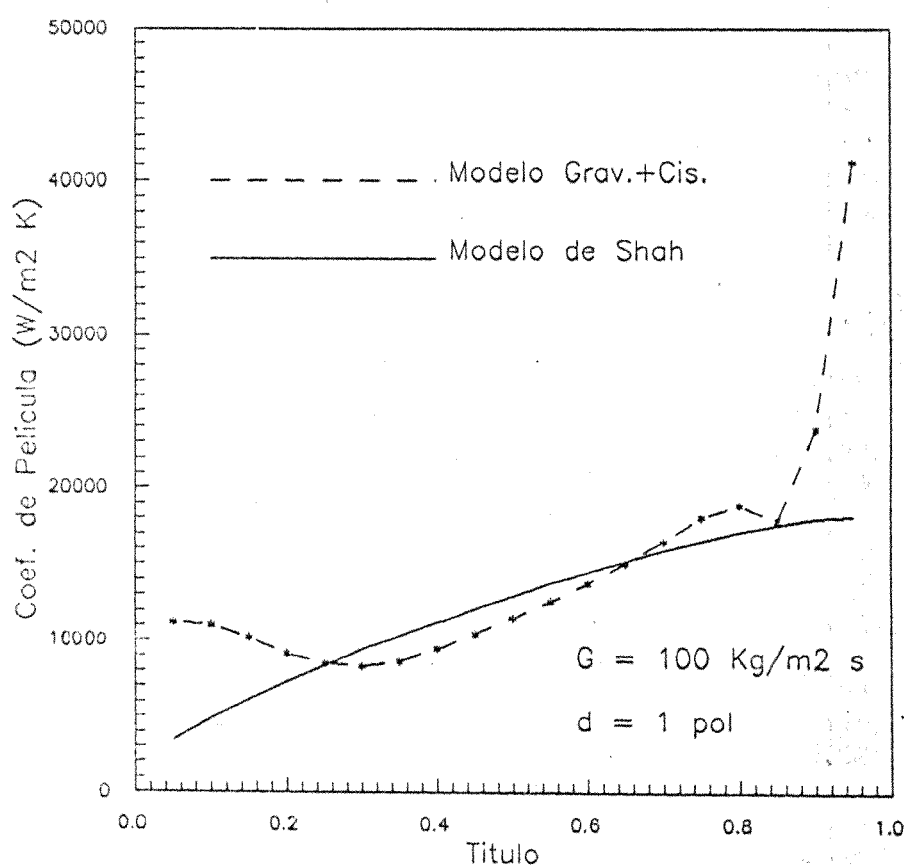


Fig. 2.33 Comparação da correlação de Shah com a combinação de equações propostas

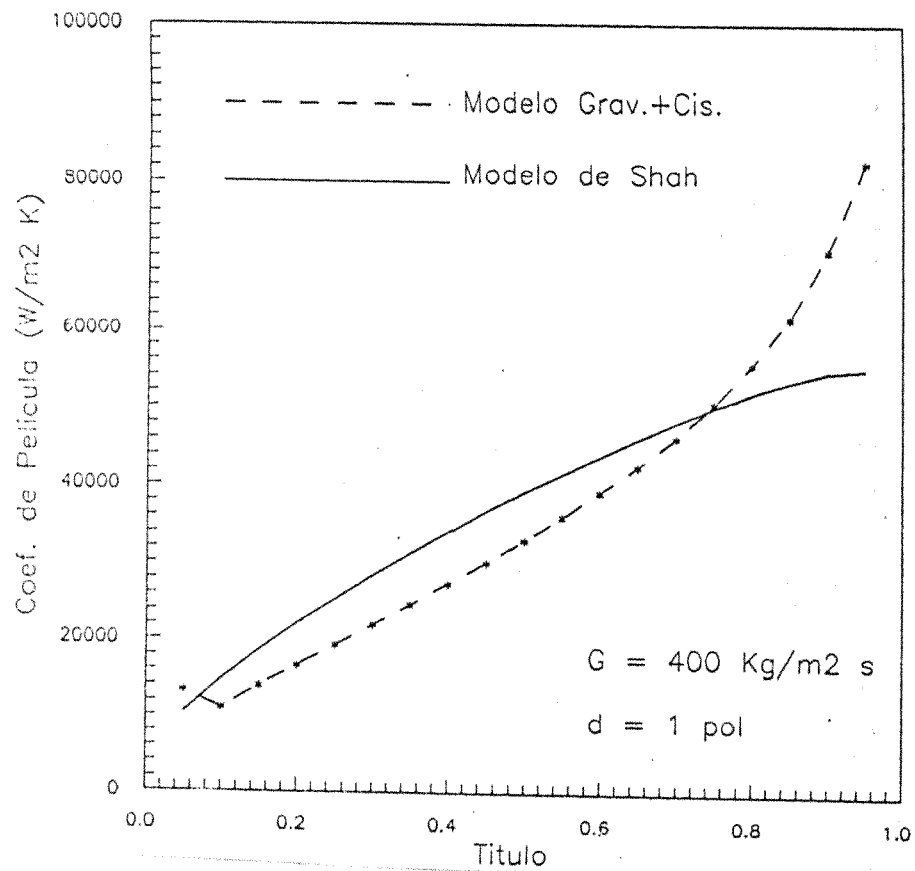


Fig. 2.34 Comparação da correlação de Shah com a combinação de equações propostas

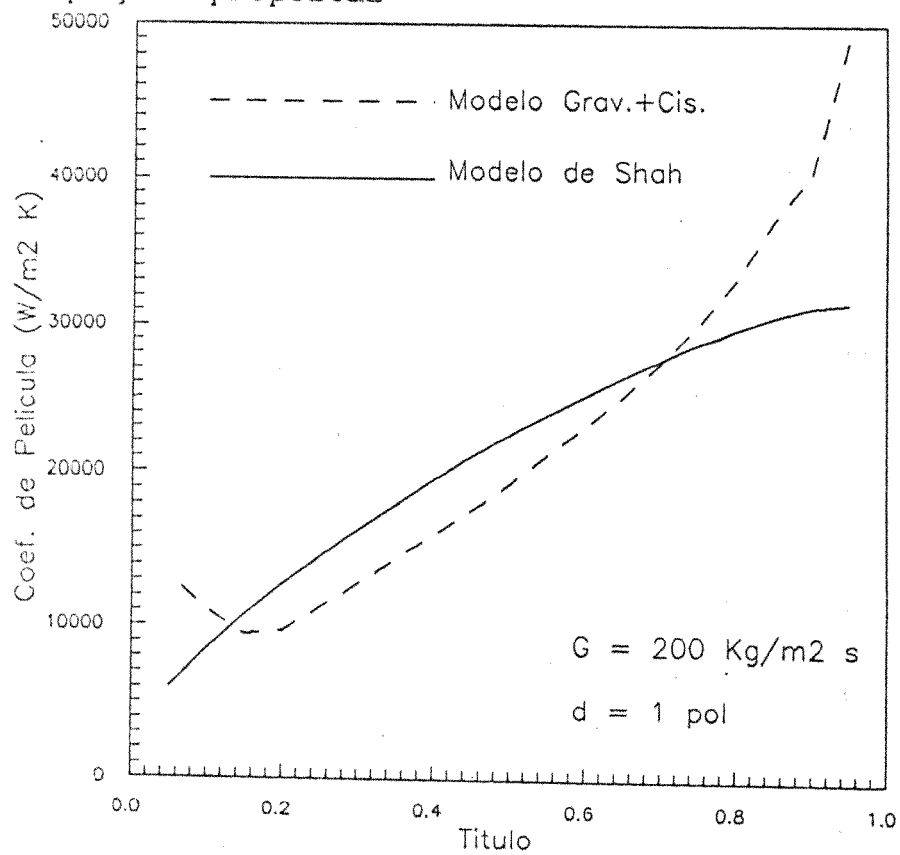


Fig. 2.35 Comparação da correlação de Shah com a combinação de equações propostas

CAPÍTULO 3

CONDENSAÇÃO DO LADO DO CASCO

3.1 Padrões de Escoamento

3.1.1 Escoamento Horizontal

A Fig.3.1 mostra os padrões de escoamento que podem ocorrer no escoamento bifásico horizontal através de um feixe de tubos.

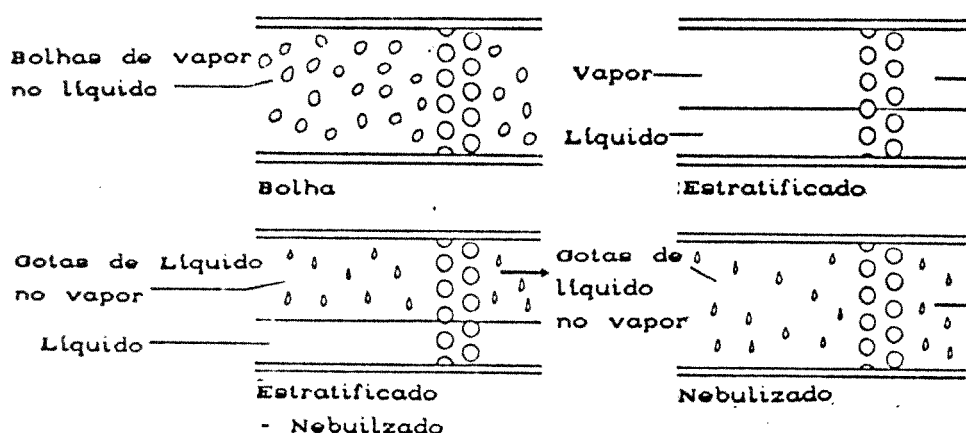
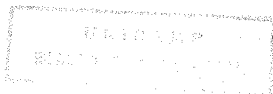


Figura 3.1 Padrão de Escoamento - Escoamento Cruzado Horizontal

Escoamento Bolha : a fase vapor escoa como bolhas na fase líquida. Este padrão de escoamento só ocorre para altas velocidades e fração de vazio abaixo de 0,75.

Escoamento Estratificado : há uma completa separação das fases e a fase mais densa escoa na parte inferior do feixe de tubos. Este padrão de escoamento só ocorre para fluxos de massa muito baixos.



Escoamento Estratificado-Nebulizado : semelhante ao escoamento estratificado com parte do condensado escoando disperso na fase vapor como pequenas gotas.

Escoamento Nebulizado : apenas uma pequena quantidade de condensado molha os tubos sendo que a grande parte do condensado escoa dispersa na fase vapor.

Grant e Chisholm (1983) estudaram o escoamento da mistura ar - água a pressões próximas da atmosférica e desenvolveram o mapa de padrões de escoamento apresentado na Fig. 3.2.

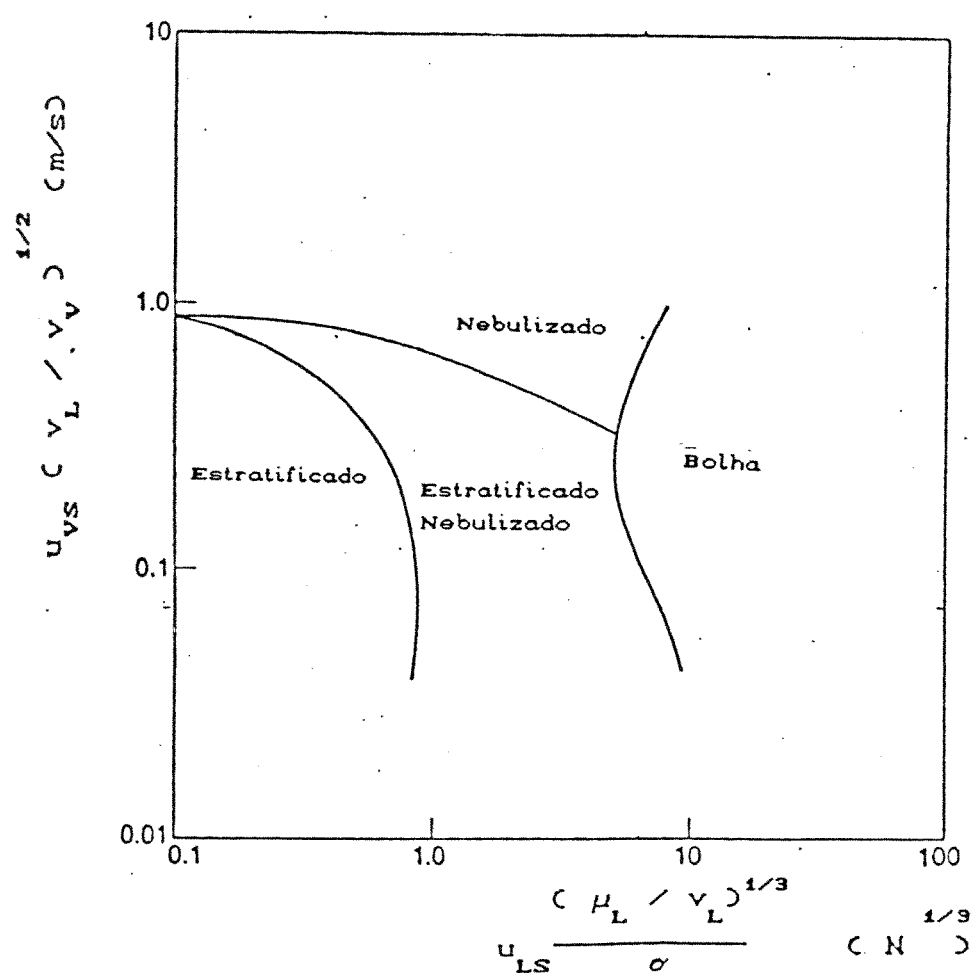


Figura 3.2 Mapa de Padrões de Escoamento - Escoamento Cruzado Horizontal

Os parâmetros utilizados neste mapa são os utilizados no mapa de Baker transformado por Bell, Taborek e Fenoglio para escoamento no interior de tubos horizontais.

As fronteiras entre os vários padrões de escoamento também podem ser determinadas a partir de equações, como será visto mais adiante.

3.1.2 Escoamento Vertical

A Fig.3.3 mostra os padrões de escoamento que podem ocorrer no escoamento bifásico vertical através de um feixe de tubos.

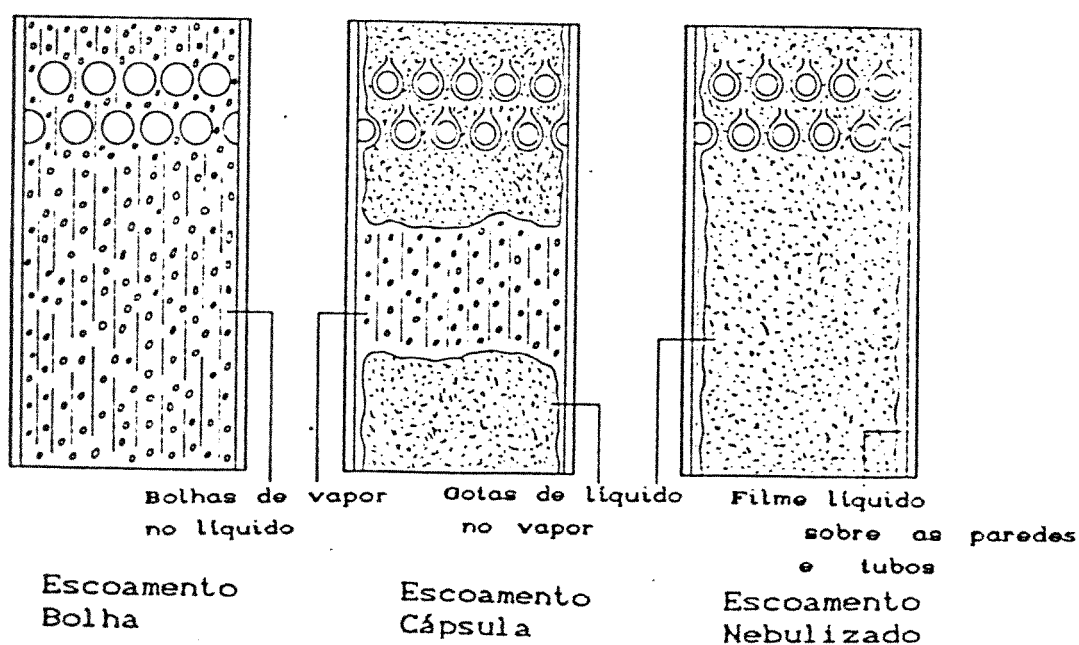


Figura 3.3 Padrões de Escoamento Bifásicos em Escoamento Cruzado Vertical.

Escoamento Bolha : como no escoamento horizontal tem-se bolhas de gás dispersas na fase líquida.

Escoamento Nebulizado : como no escoamento horizontal tem-se uma pequena parcela do condensado molhando a parede dos tubos sendo que a maior parte da fase líquida escoava dispersa na fase vapor.

Escoamento Intermitente : porções (slugs) de líquido seguidas por porções de vapor. O líquido acumula na janela inferior até bloquear o escoamento quando, então, uma porção de líquido escoar para cima.

Utilizando as coordenadas do mapa de Baker, Chisholm obteve o mapa apresentado na Fig.3.4

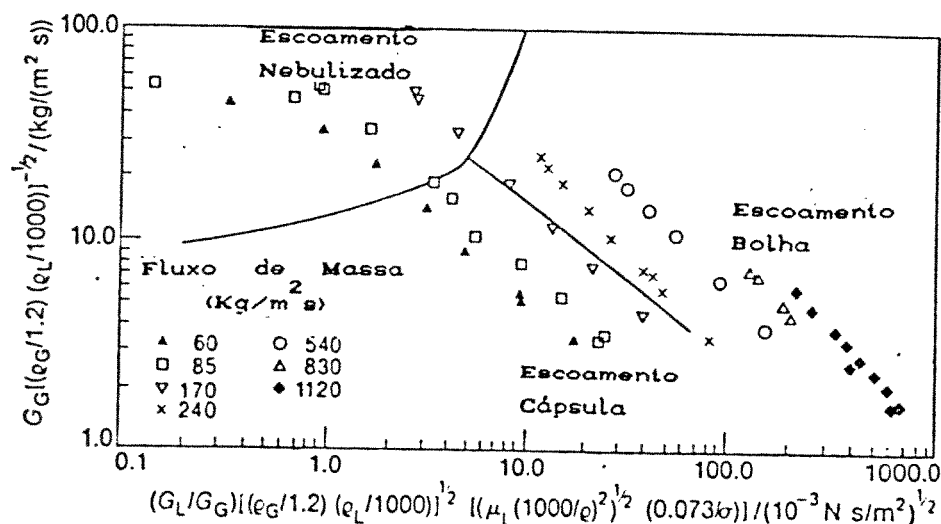


Figura 3.4 Mapa de Padrão de Escoamento. Escoamento Cruzado Vertical

3.2 Variação da Pressão do Lado do Casco

O cálculo da queda de pressão do lado do casco na condensação é extremamente impreciso devido às variações da velocidade e dos padrões de escoamento. A queda de pressão total é dada por:

$$\Delta P = \Delta P_e + \Delta P_G + \Delta P_A + \Delta P_F \quad (3.1)$$

onde ΔP_e representa as perdas na entrada e saída do condensador devido ao escoamento nos bocais e cabeçote, ΔP_G a variação de pressão devido a gravidade (nula no caso de condensadores horizontais), ΔP_A a variação de pressão devido a variação na quantidade de movimento e

ΔP_F , a perda de carga devido ao atrito.

3.2.1 Variação de Pressão devido à Variação da Quantidade de Movimento

A variação de pressão devido à variação de quantidade de movimento ΔP_A significa, na condensação, um ganho de pressão e seu valor geralmente é pequeno, exceto nos condensadores que operam a vácuo, onde ela se aproxima da perda de carga por atrito. A maioria das vezes seu valor é desprezado, já que tal procedimento implica em resultados conservativos.

ΔP_A pode ser calculado pela equação:

$$\Delta P_A = m \left[\left[(1 - x) u_L + x u_V \right]_2 - \left[(1 - x) u_L + x u_V \right]_1 \right] \quad (3.2)$$

É necessário, portanto, conhecer-se a velocidade da cada fase, o que é conseguido a partir da hipótese de um modelo de escoamento. Na maioria das vezes utiliza-se o modelo de escoamento homogêneo ou o separado.

A despeito da importância da determinação da perda de carga na condensação do lado do casco existem poucas pesquisas neste campo. A maior parte das pesquisas sobre transferência de calor, na condensação do lado do casco, não incluem dados sobre a queda de pressão, em parte devido à dificuldade de se obter tais medidas com precisão. Em função disto, as informações disponíveis na literatura são relativas a escoamento adiabático.

Devido às dificuldades da análise teórica do escoamento bifásico do lado do casco, as correlações desenvolvidas são altamente empíricas e baseadas nos poucos dados experimentais disponíveis na literatura.

Em todos os métodos a perda de carga é calculada a partir das equações desenvolvidas para escoamento monofásico, calculando-se a perda de carga para a fase vapor ou condensada e multiplicando-se o

resultado por fatores de correção, analogamente ao procedimento adotado para escoamento no interior de tubos.

Diehl (1917) publicou a primeira correlação de perda de carga em escoamento bifásico num feixe de tubos ideal, desenvolvida a partir de seus próprios dados experimentais com escoamento isotérmico ascendente descendente, de vários fluidos. Os dados foram correlacionados em função das seguintes variáveis:

$$\phi_{vo}^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{vo}} = f \left[\frac{L V F}{\frac{\rho_L}{\rho_L} Re_{vo}^n} \right] \quad (3.3)$$

onde:

LVF = fração superficial de volume do líquido baseada no modelo de escoamento homogêneo.

Diehl e Unruh (1959) obtiveram dados para escoamento horizontal isotérmico de vários fluidos num feixe de tubos ideal com arranjo triangular, 30° e 60°. Eles correlacionaram seus dados da mesma maneira, exceto pelo fato de não utilizarem Re_{vo} como parâmetro, o que, em princípio é surpreendente já que era de se esperar tal dependência.

Collier (1972) apresenta uma expressão bastante simples baseada no modelo de escoamento homogêneo apresentado por Wallis (1973)

$$\phi_{vo}^2 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{vo}} = x + (1 - x) \frac{v_L}{v_v} \quad (3.4)$$

Apesar da simplicidade esta equação fornece resultados compatíveis com os de Diehl e Unruh.

Grant e Murray (1974) obtiveram dados experimentais para escoamento de ar e água num feixe ideal retangular com 3 chicanas, arranjo dos tubos triangular (30°) com corte vertical das chicanas.

Eles observaram 4 tipos de padrão de escoamento: bolha, estratificado, estratificado-nebulizado e nebulizado, e propuseram as seguintes equações:

- Para o padrão de escoamento bolha e nebulizado

$$\psi = \frac{\phi_{Lo}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = x + 0,15 x^{0,5} - 0,15 x^{400} \quad (3.5)$$

desenvolvida para escoamento ascendente-descendente.

- Para padrão de escoamento estratificado e estratificado-nebulizado:

$$\psi = \frac{\phi_{Lo}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = 0,7 x + 0,5 x^2 - 0,2 x^{370} \quad (3.6)$$

Deve-se notar que esta é a primeira correlação que considera os padrões de escoamento, separando a predominância da tensão de cisalhamento, eq. 3.5, da predominância da força gravitacional, eq. 3.6.

Grant (1974), posteriormente, correlacionou de forma mais prática, para problemas com mudança de fase, seus resultados, utilizando o seguinte formato:

$$\psi = \frac{\phi_{Lo}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = B x^{\frac{2-n}{2}} (1-x)^{\frac{2-n}{2}} + x^{2-n} \quad (3.7)$$

Usando o expoente n da equação de Blasius igual a 0,46, para os dados experimentais com ar e água, ele ajustou os seguintes valores para o coeficiente B :

$B = 0,75$ para padrão bolha e nebulizado, e

$B = 0,27$ para padrão estratificado e estratificado-nebulizado.

Ishihara (1980), comparou os resultados destas correlações e concluiu que as eq. 3.5 e 3.6 fornecem resultados mais precisos do que

a equação (3.7).

Ishihara (1980), utilizando o modelo de escoamento separado de Martinelli, que admite que as duas fases tenham a mesma perda de carga mas não necessariamente a mesma velocidade, propôs a seguinte correlação:

Para $Re_L > 2000$

$$\Delta P = \phi_L^2 \Delta P_L$$

$$\text{onde } \phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (3.8)$$

e, para $Re_L < 2000$

$$\Delta P = \phi_v^2 \Delta P_v$$

$$\text{onde } \phi_v^2 = 1 + C X_{tt} + X_{tt}^2 \quad (3.9)$$

O parâmetro de Martinelli é avaliado considerando ambas as fases turbulentas; sua forma geral é:

$$X_{tt} = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_v} \right)^{0.5} = \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{2-n} \left(\frac{v_L}{v_v} \right) \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^n \right]^{0.5}$$

Ishihara admitiu $n = 0.2$, que considerou um valor razoável para números de Reynolds no casco entre 10^2 e 10^5 e, como primeira aproximação, considerou $C = 8.0$. Seus resultados são apresentados na Fig.3.5.

Como se pode observar nesta figura, para valores altos de X_{tt} verifica-se um espalhamento muito grande, o que levou Ishihara a sugerir que C deveria ser expresso em função dos parâmetros que afetam o escoamento, como segue:

$$C = f \left(X_{tt}, \eta, \frac{1-x}{x} \right)$$

onde η é proporcional à razão entre a força cisalhante e à força gravitacional, sendo uma função do parâmetro de Wallis j_v^* e da razão espaço entre tubos / diâmetro dos tubos:

$$\eta = f \left(\frac{\text{força cisalhante do vapor}}{\text{força gravitacional}} \right) = f \left(j_v^*, \frac{s-d}{d} \right)$$

sendo

$$j_v^* = \frac{x G}{\left[g d \rho_v (\rho_L - \rho_v) \right]^{0.5}} \quad (3.10)$$

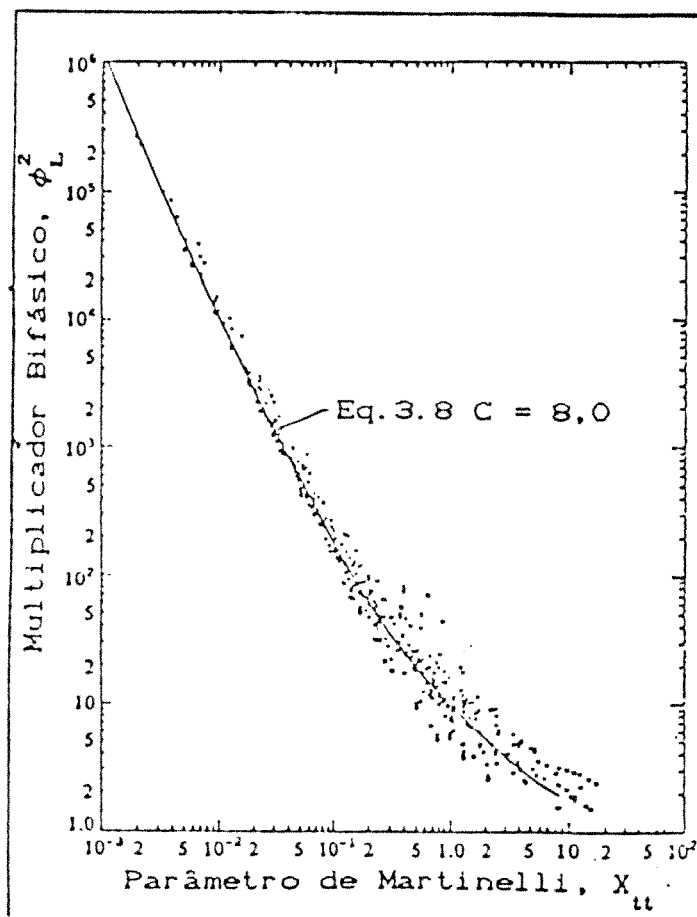


Figura 3.5 Queda de Pressão do Lado do Casco, Dados Correlacionados em Termos do Parâmetro de Martinelli

Para força cisalhante alta ($\eta \gg 1$) o efeito gravitacional é desprezado e, para força cisalhante baixa ($\eta \ll 1$) o escoamento tende a se separar em duas fases distintas.

O outro parâmetro da correlação, $(1 - x) / x$, que também foi utilizado no trabalho de Diehl-Unruh, é a principal variável independente da fração em volume do líquido LVF.

Estes dois parâmetros são utilizados para prever aproximadamente o padrão de escoamento verificado, como mostra a Fig.3.6.

Infelizmente Ishihara não apresenta a função f , e apenas comenta que, adotando-se $C = 8,0$ obtem-se bons resultados para $X_{tt} < 0,2$, que corresponde à região controlada pela tensão de cisalhamento com baixa taxa de condensação.

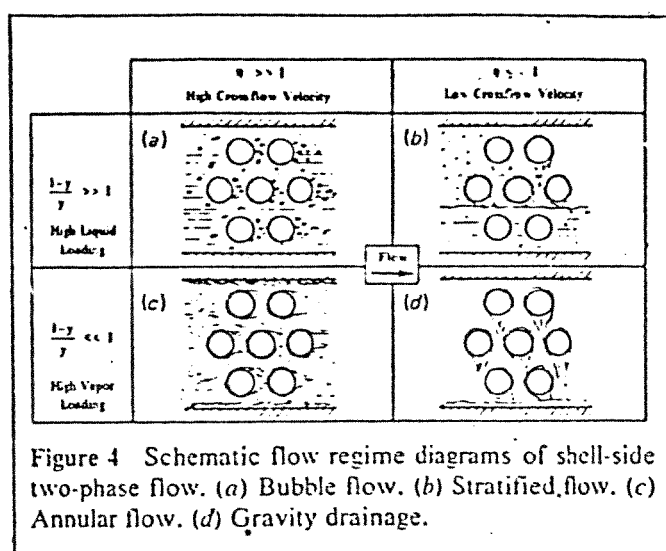


Figura 3.6 Diagrama Esquemático de Padrões de Escoamento para Escoamento Bifásico do Lado do Casco.

- | | |
|------------------------|-------------------------------|
| (a) Escoamento Bolha. | (b) Escoamento Estratificado. |
| (c) Escoamento Anular. | (d) Drenagem Gravitacional. |

3.2.2 Perda de Pressão Devido ao Atrito

O cálculo da perda de carga por atrito ΔP_f proposta por Chisholm (1983) segue o mesmo procedimento utilizado em escoamento no interior de tubos, e baseia-se na equação :

$$\Delta P_f = \phi_{LO}^2 \Delta P_{fLO} \quad (3.11)$$

com

$$\psi = \frac{\phi_{LO}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = B \cdot x^{\frac{(2-n)/2}{(1-x)^{\frac{(2-n)/2}} + x^{\frac{(2-n)}{2}}}} \quad (3.12)$$

onde o coeficiente B é calculado por uma equação específica conforme o padrão de escoamento :

Escoamento Bolha	$B_b = \left[\frac{v_L}{v_H} \right]^{1/2}$	(3.13)
------------------	--	--------

Escoamento Estratificado	$B_s = \frac{[2^{(2-n)} - 2]}{\Gamma + 1}$	(3.14)
--------------------------	--	--------

Escoamento Nebulizado	$B_f = \left[\frac{\mu_L}{\mu_V} \right]^{n/2}$	(3.15)
-----------------------	--	--------

Na transição dos escoamentos bolha ou estratificado para o escoamento nebulizado

$$\Psi = R x^{(2-n)} \quad (3.16)$$

onde

$$R = 1,3 + 0,09 F_{RLO} N_t^2 \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^n \quad (3.17)$$

com

$$F_{RLO} = \frac{G^2 v_L^2}{g D}$$

Número de Froude baseado na velocidade na seção transversal ao escoamento de maior área

$$N_t =$$

Número de fileiras tubos do feixe, na direção ortogonal ao escoamento.

Estas equações permitem identificar o padrão de escoamento conhecendo-se o fluxo de massa e o título x , sendo este critério mais prático que o mapa apresentado na Fig. 3.2 :

$$\alpha_b < 0,75$$

$$x < x_b \quad \text{Escoamento bolha}$$

$$x_b < x < x_f \quad \text{Transição bolha - nebulizado}$$

$$\alpha_b > 0,75$$

$$x < x_s \quad \text{Escoamento estratificado}$$

$$x_s < x < x_f \quad \text{Transição estratificado - nebulizado}$$

Para qualquer valor de α_b

$$x > x_f \quad \text{Escoamento nebulizado}$$

onde a fração de vazio, α_b , é calculada a partir da equação :

$$K = \left(\frac{v_H}{v_L} \right)^{1/2} \quad \text{com } x = x_b \quad (3.18)$$

$$\text{e} \quad \frac{1 - x_s}{x_s} = \left(\frac{R - 1}{B_s} \right)^{2/(2-n)} \quad ; \quad (3.19)$$

$$\frac{1 - x_b}{x_b} = \left(\frac{R - 1}{B_b} \right)^{2/(2-n)} \quad , \text{e} \quad (3.20)$$

$$\frac{1 - x_f}{x_f} = \left(\frac{R - 1}{B_f} \right)^{2/(2-n)} \quad (3.21)$$

A Fig.3.7 apresenta uma comparação das equações com dados experimentais para uma mistura de ar e água, onde se pode visualizar as transições dos vários padrões de escoamento.

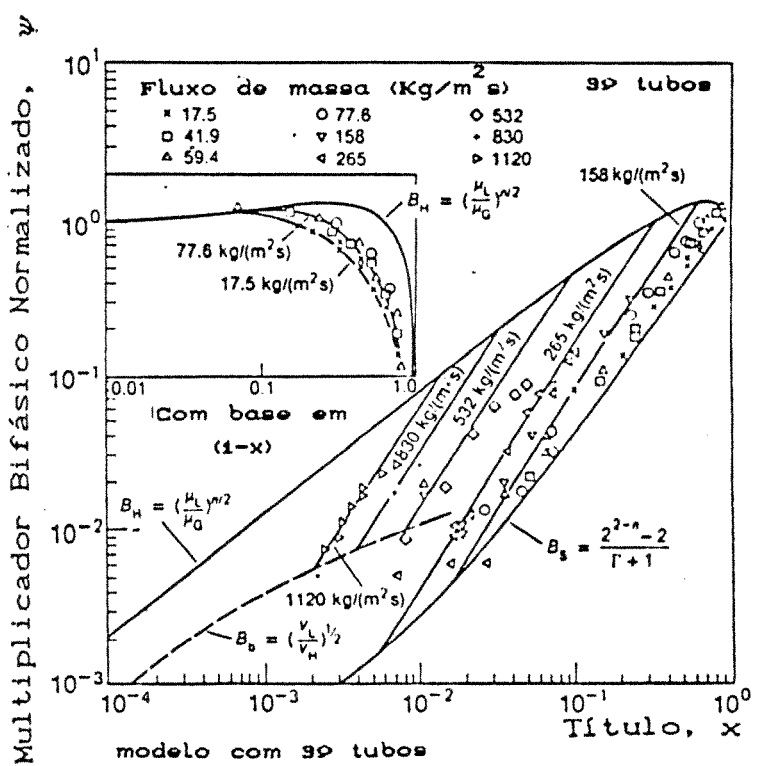
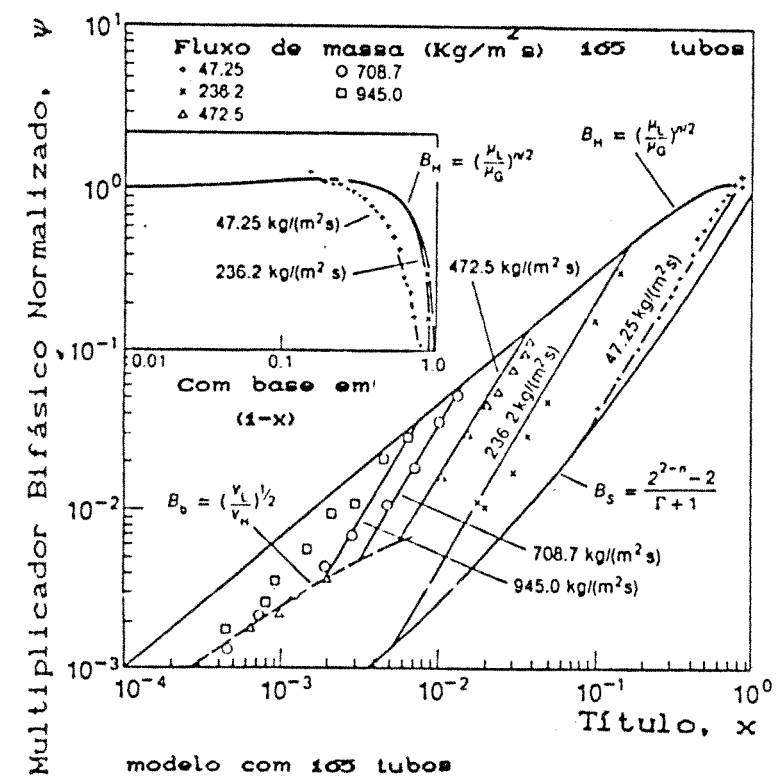


Figura 3.7 Perda de Carga na Secção de Escoamento Cruzado no Escoamento Bifásico

3.2.3 Perda de Pressão no Escoamento Através de uma Janela

A perda de pressão na janela de uma chicana, no escoamento horizontal, pode ser calculada utilizando-se as mesmas equações do escoamento cruzado, exceto para o escoamento nebulizado, para o qual Chisholm recomenda utilizar :

$$B_f = \left[\frac{v_L}{v_H} \right]^{1/4}$$

(3.22)

Ele verificou experimentalmente que a queda de pressão na janela independe do Número de Reynolds, e que, portanto, o expoente n da equação de Blasius deve ser igual a zero.

A Fig.3.8 apresenta os dados experimentais de Chisholm e as curvas correspondentes às equações obtidas para cada padrão de escoamento.

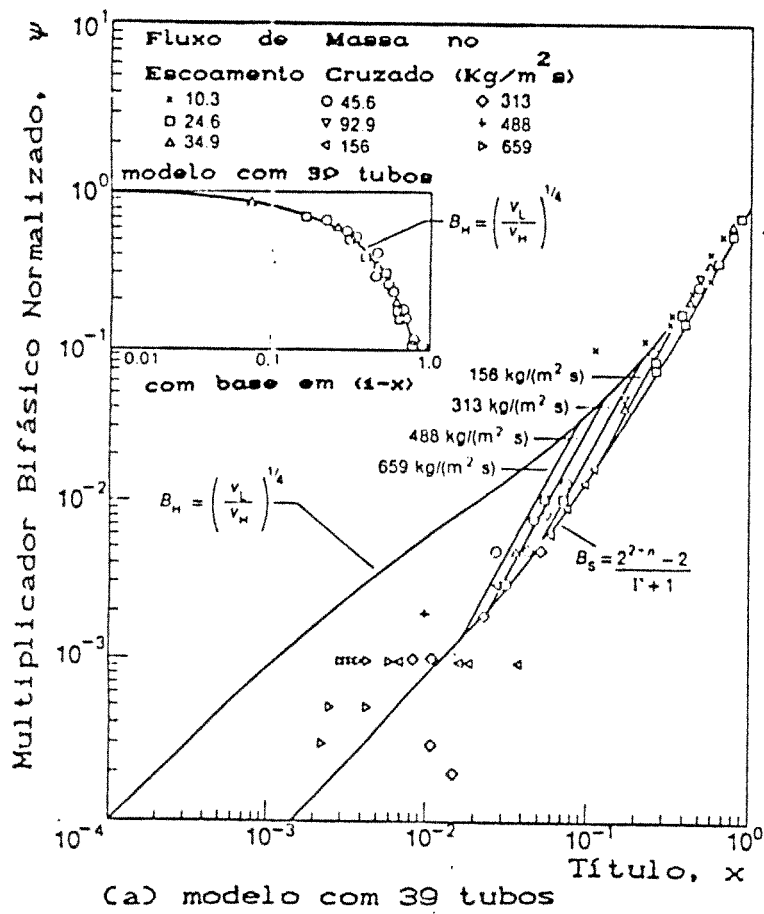


Figura 3.8 (a) Queda de Pressão na Zona da Janela

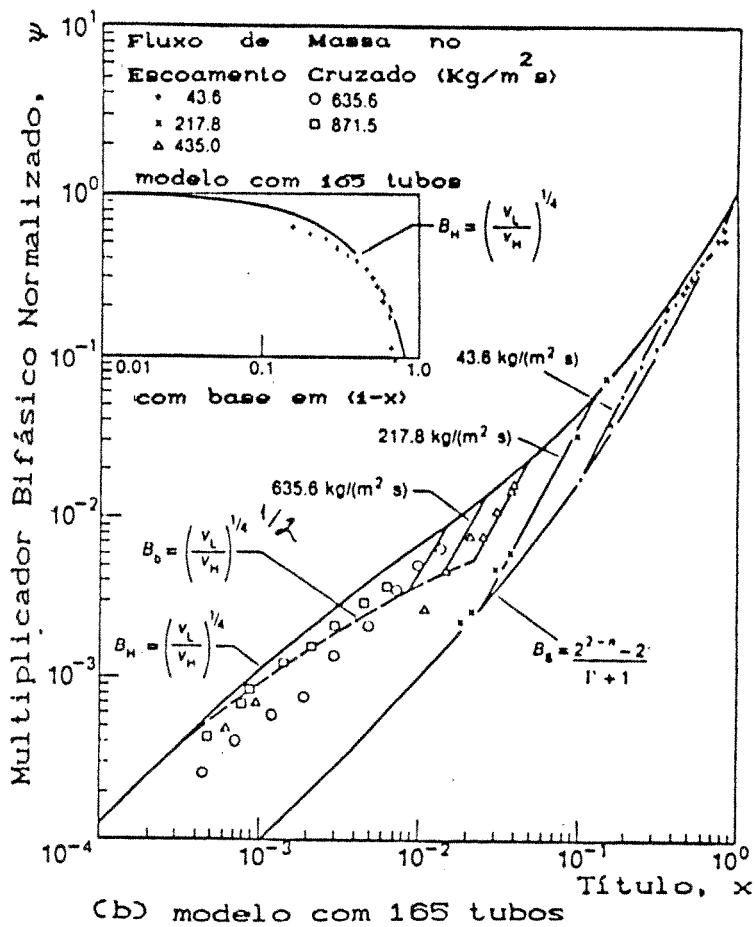


Figura 3.8 (b) Queda de Pressão na Zona da Janela

No escoamento horizontal em condensadores pode ser importante a determinação da porcentagem de tubos submersos pelo condensado e da parcela de condensado que escoar dispersa no vapor.

Define-se o parâmetro de dispersão e_c :

$$e_c = \frac{\Psi - \Psi_s}{\Psi_f - \Psi_s} \quad (3.23)$$

e a dispersão w como :

$$w = \frac{\dot{m}_{Le}}{\dot{m}_L} \quad (3.24)$$

onde :

$\dot{m}_L$ = descarga da fase líquida e

$\dot{m}_{Le}$ = descarga da parcela da fase líquida dispersa na fase vapor

O trabalho de Grant (1981) mostrou que pode-se ter aproximadamente

$$w = e_c^{1,3} \quad (3.25)$$

Admitindo que o gradiente de pressão no líquido separado deve ser igual ao do vapor com líquido nebulizado, ele concluiu que :

$$\alpha_{SL} = \frac{(1-w)(1-x)}{(1-w)(1-x) + \left\{ \left[x + w(1-x) \right]^{(2-n)} + (\Gamma^2 - 1) B_f \left[w x (1-x) \right]^{\frac{(2-n)}{2}} + x^{(2-n)} \right\}^{\frac{1}{(2-n)}}$$

onde α_{SL} é a fração de vazio na área da secção ocupada pelo líquido separado.

3.2.4 Escoamento Vertical

A queda de pressão em escoamento cruzado vertical apresenta a dificuldade adicional do gradiente de pressão diferir significativamente quando o escoamento seja ascendente ou descendente e de não se conseguir uma relação satisfatória para ambas as direcções.

O trabalho de Grant e Chisholm (1979) correlacionou dados experimentais da perda de carga média em duas secções adjacentes (uma ascendente e outra descendente), conforme mostra a Fig.3.9, e a menos da região de títulos muito baixos, onde a correlação tende a subestimar os valores de Ψ , os dados experimentais são razoavelmente correlacionados adotando-se :

$$B = 1,0 \quad e \quad n = 0,37$$

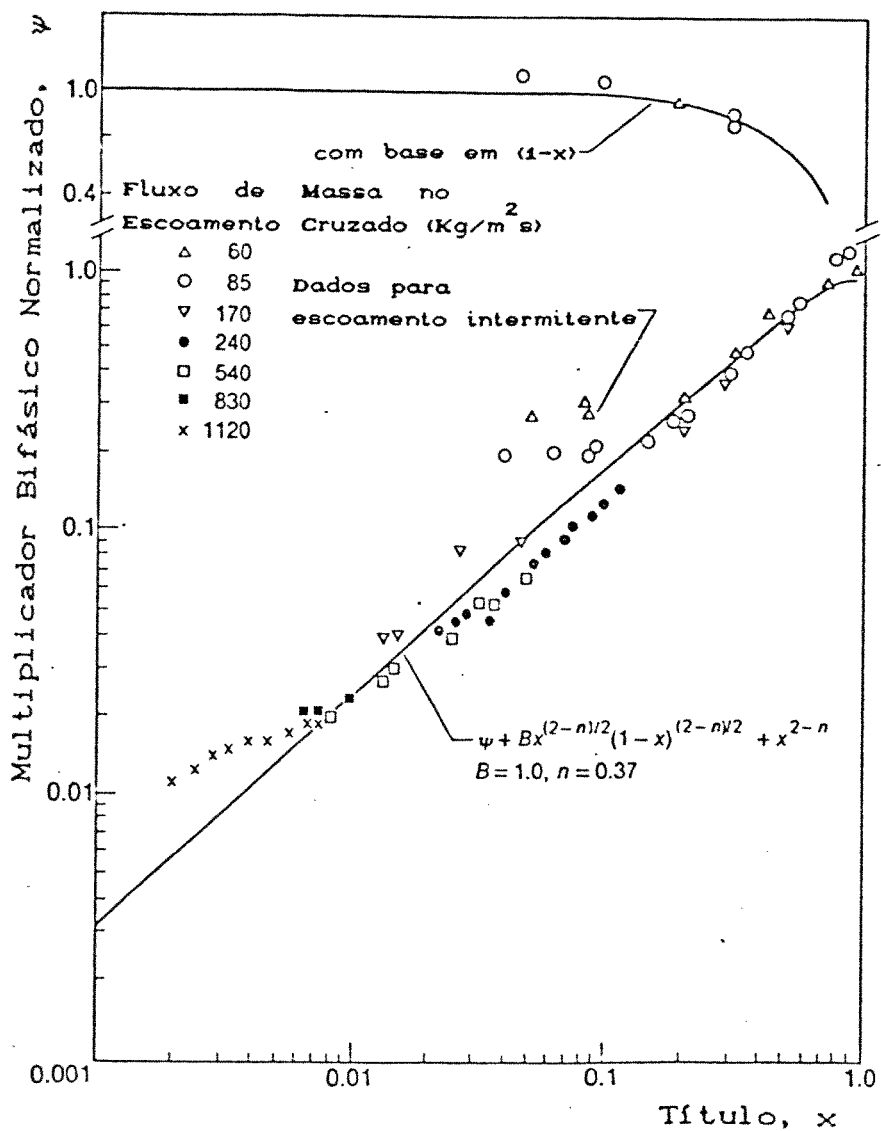


Figura 3.9 Queda de Pressão em Escoamento Bifásico Cruzado Ascendente Descendente

O gradiente de pressão na janela em escoamento vertical, foi estudado por Chisholm (1983) e, como mostra a Fig.3.10 os dados experimentais podem ser bem representados pela equação :

$$B = \left(\frac{v_L}{v_H} \right)^{1/4} \tag{3.26}$$

que é idêntica à utilizada para a janela no escoamento horizontal com padrão de escoamento nebulizado. Da mesma forma que no escoamento horizontal o expoente de Blasius seria nulo.

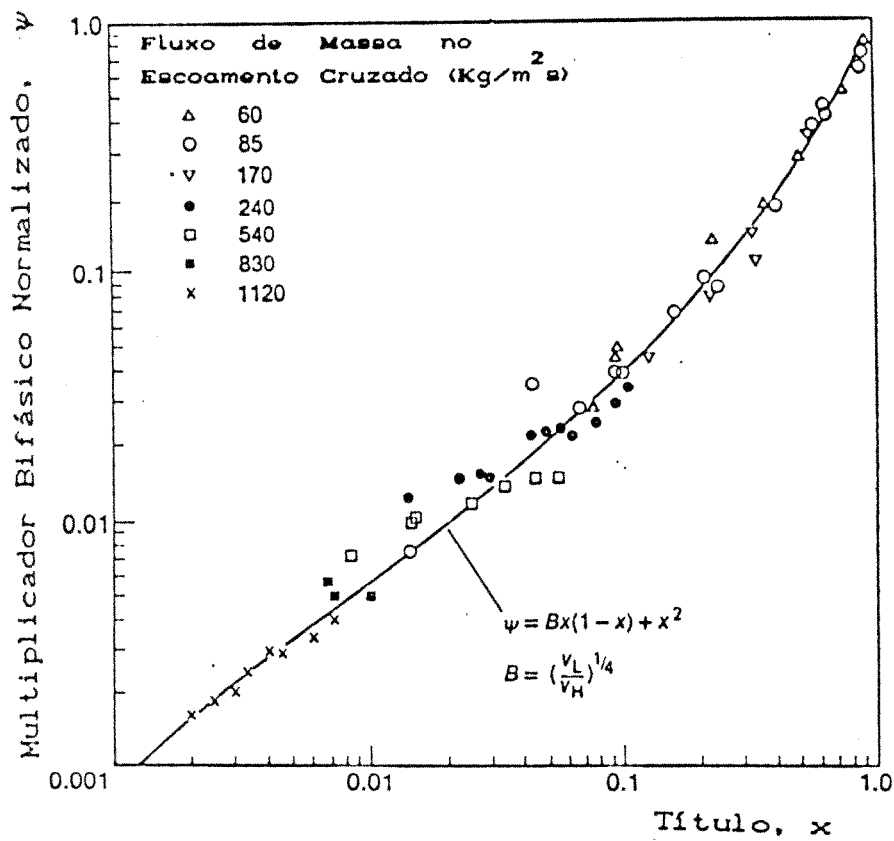


Figura 3.10 Queda de Pressão no Escamento Bifásico na Região da Janela

3.3 Coeficiente de Película do Lado do Casco

3.3.1 Condensação Sobre um Único Tubo Horizontal

Na condensação sobre um único tubo horizontal os principais fatores que afetam o coeficiente de película são:

- O diâmetro do tubo D ;
- A diferença de temperatura entre o vapor e a superfície do tubo $\Delta T = T_v - T_s$;
- A velocidade do vapor w , e a direção do escoamento;
- A contaminação do vapor (não condensáveis e óleo).

Na condensação sobre um feixe de tubos horizontais, acrescentam-se outros parâmetros a serem considerados:

- Gotejamento ("inundation"): efeito causado pelo condensado escoando dos tubos superiores do feixe por sobre os tubos inferiores;
- O efeito combinado do cisalhamento e do gotejamento;
- O arranjo do feixe.

O escoamento do filme condensado geralmente é laminar podendo tornar-se levemente turbulento devido ao cisalhamento do vapor ou ao gotejamento, quando há uma fileira vertical razoável de tubos.

Nusselt estudou a condensação sobre um único tubo de forma semelhante ao estudo da condensação sobre placa plana vertical, obtendo a seguinte equação para o coeficiente médio de película:

$$h_1 = 0,725 \left[\frac{E}{D * \Delta T} \right]^{0.25} \quad (3.27)$$

onde:

$$E = \frac{k_L^3 * \rho_L * (\rho_L - \rho_V) * g * \lambda}{\mu_L} \quad (3.28)$$

com

k_L : condutibilidade da fase líquida W/m °C

ρ_L : densidade da fase líquida Kg/m³

ρ_V : densidade da fase vapor Kg/m³

g : aceleração gravitacional m/s²

λ : calor latente de vaporização J/Kg

μ_L : viscosidade da fase líquida Kg/m s

A equação 3.27 pode ser escrita em função da taxa de condensação por unidade de comprimento do tubo Γ_1 :

$$\Gamma_1 = \frac{\dot{m}_c}{\pi d_e} \quad (3.29)$$

tal que:

$$\frac{h_1}{k_L} * \theta^{1/3} = 1.51 * Re_L^{-1/3} \quad (3.30)$$

onde:

$$\theta = \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L * (\rho_L - \rho_V) * g} \right]$$

e

$$Re_L = \frac{4 * \Gamma_1}{\mu_L} \quad (3.31)$$

Os limites de aplicação da equação de Nusselt, oriundos das hipóteses

feitas no seu desenvolvimento são:

- Aplicável a apenas um tubo isolado;
- O vapor deve estar no estado saturado, o que pode ser contornado substituindo λ na equação 3.28 por:

$$\lambda' = \lambda + c_{PL} * (T_L - T_S) \quad (3.32)$$

onde c_{PL} é o calor específico da fase líquida;

- Válidez apenas para filme condensado laminar ($Re_L < 1600$);
- Película condensada à temperatura constante;
- A única força atuando sobre o filme condensado é a gravitacional.

3.3.2 Efeito do Gotejamento

O efeito do gotejamento que ocorre no feixe de tubos, foi estudado primeiramente por Jacob (1949), que concluiu que o coeficiente de película médio, para um feixe que contenha N tubos alinhados na vertical com mesma ΔT em cada tubo, pode ser calculado substituindo D na equação 3.27 por $N*D$, ficando o coeficiente médio do feixe dado por:

$$\bar{h}_N = \frac{h_1}{N^{1/4}} \quad (3.33)$$

e o coeficiente médio do n ésimo tubo, contado de cima para baixo, por:

$$\frac{h_N}{h_1} = N^{0.75} - (N-1)^{0.75} \quad (3.34)$$

Fair (1982) recomenda, no caso de feixe de tubos em condensadores, adotar como média do número de tubos na vertical:

$$N_{V,\text{médio}} = 2/3 N_V \quad (3.35)$$

onde N_V é o número de tubos na fileira central.

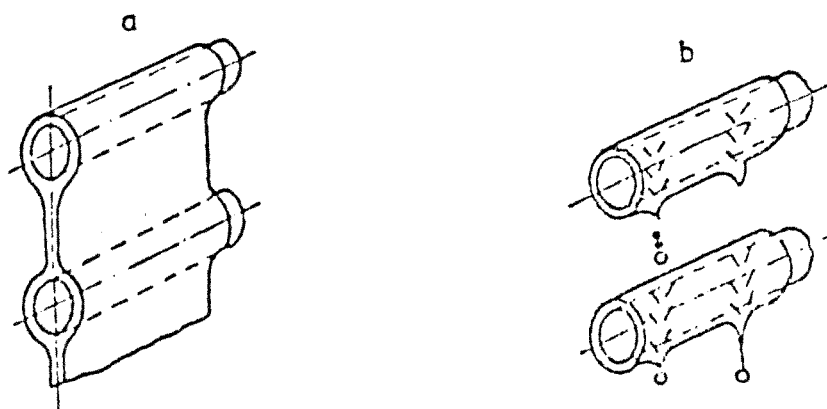
Vários experimentos demonstraram que a equação 3.34 prediz valores abaixo dos obtidos experimentalmente e a explicação dada é que na realidade o condensado escoava de tubo para tubo como mostrado na figura 3.11 (b) e não como idealizado por Jacob, figura 3.11 (a).

Kern (1958) sugere que ao invés de $N^{-1/4}$ seja utilizado $N^{-1/6}$ como o fator que considera o efeito do gotejamento, ficando o coeficiente de película médio do feixe:

$$\bar{h}_N = \frac{h_1}{N^{1/6}} \quad (3.36)$$

onde h_1 é calculado pela equação 3.27.

Esta sugestão apresenta uma maior concordância com os dados experimentais de Grant e Osment (1968).



(a) Hipótese de Nusselt

(b) Real

Figura 3.11 Drenagem do Condensado

A equação 3.36 também apresenta resultados conservativos. Mesmo com velocidades baixas do vapor, onde se despreza o efeito da tensão de cisalhamento do vapor, o condensado não escoar como previsto na teoria, ocorrendo respingos. O expoente de N precisa sofrer severas correções, especialmente em condensadores grandes.

Os seguintes valores foram obtidos, a partir de dados experimentais com feixes de tubos:

	expoente de N
Young/Wollenberg (1942)	0,05 - 0,10
Short/Brown (1951)	0
Fuke (1957)	0,05
Fujii (1972)	0,05

Fair (1982) recomenda adotar, em geral, o valor de 0,05 para o expoente de N .

Grant e Osment sugerem a correlação abaixo que representa bem seus dados experimentais:

$$\frac{\bar{h}_N}{h_1} = \left[\frac{\Gamma_N}{j_N} \right]^{-0,223} \quad (3.37)$$

onde :

Γ_N : é a taxa de condensado drenando do n -ésimo tubo por unidade de comprimento;

j_N : taxa de condensação por unidade de comprimento do n -ésimo tubo do feixe.

Esta equação pode ser resolvida de forma iterativa.

É interessante observar que caso se admita j_N igual em todos os tubos, a Eq. 8 resultaria em:

$$\bar{h}_N = \frac{h_1}{\frac{0,229}{N}} \quad (3.38)$$

A partir de dados experimentais próprios Short e Brown (1951) propuseram um tratamento diferenciado para a equação (3.34) quando N é maior ou igual a 10, que se resume em multiplicar o resultado obtido por esta equação por 1,24. Este procedimento leva a resultados semelhantes aos da equação (3.36) para o coeficiente de película médio do feixe.

Chen (1971) considerou o efeito adicional de troca de calor entre o vapor e a camada líquida entre os tubos, admitindo que esta esteja subresfriada, propondo a seguinte equação:

$$h = 0.728 \left[1 + \frac{0,2 c_{pL} \Delta T}{\lambda} (N - 1) \right] \left[\frac{E}{N D \Delta T} \right]^{0,25} \quad (3.39)$$

que, segundo Kreith (1958) concorda razoavelmente com resultados experimentais, desde que :

$$\frac{(N - 1) c_{pL} \Delta T}{\lambda} < 2$$

Segundo Butterworth (1981) este efeito só é significativo para altos valores de ΔT e ainda assim pode ser desprezado quando comparado com outros efeitos.

3.3.3 Influência da Velocidade do Vapor

A influência da velocidade do vapor sobre o filme condensado precisa ser considerada pois a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor afeta o coeficiente de película.

Os estudos teóricos da condensação com filme laminar levando em conta a velocidade do vapor ocorreram em duas direções principais :

- Refinar e desenvolver a teoria de Nusselt (solução das equações do movimento) tomando como condição de contorno a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor;

- Resolver as equações da camada limite laminar bifásica, contendo a interface líquido-vapor, assumindo que o escoamento fora da camada limite seja escoamento potencial. Para condensação sobre um tubo transversal : $U_{\varphi} = 2 U_{\infty} \sin \varphi$.

Estes estudos teóricos auxiliam o entendimento dos mecanismos físicos da condensação sobre tubos horizontais. As várias hipóteses destes modelos, no entanto, limitam seus resultados, sendo necessários dados experimentais, que geram equações empíricas mais úteis nas aplicações.

Velocidades altas do vapor alteram o coeficiente de película mesmo quando o filme condensado permanece laminar. O escoamento descendente tende a diminuir a espessura do filme condensado e escoamento ascendente tende a aumentá-la. Velocidades suficientemente altas implicam na formação de ondas na superfície do filme condensado tendo-se, nestes casos, coeficientes de película maiores do que os obtidos com escoamento estritamente laminar.

As análises teóricas de Shekriladze e Gomelaui (1966) e a de Fujii (1972) para um único tubo assumiram que a camada limite bifásica (vapor + líquido) fosse laminar e que não houvesse formação de ondas no filme condensado. Estas hipóteses só são válidas num pequeno intervalo.

Shekriladze e Gomelaui (1966) analisaram o escoamento de vapor descendente, assumindo que não houvesse separação da camada limite de vapor. Seus resultados são expressos pela equação :

$$Nu Re^{-1/2} = 0,64 \left[1 + (1 + 1,69 F)^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3.40)$$

onde :

$$F = \frac{Pr}{Fr H}$$

$$Fr = \frac{\omega^2}{g D} \quad \text{número de Froude}$$

$$H = \frac{c_{PL} \Delta T}{\lambda} \quad \text{número de mudança de fase}$$

$$Pr = \frac{\mu_L c_{PL}}{k} \quad \text{número de Prandtl}$$

$$Nu = \frac{h_1 D}{k_L} \quad \text{número de Nusselt}$$

$$Re = \frac{\rho_L \omega D}{\mu_L} \quad \text{número de Reynolds}$$

ρ_V densidade da fase vapor

μ_V viscosidade da fase vapor

Embora o fluxo de vapor condensando possa retardar a separação da camada limite de vapor, é possível que esta ocorra. Ocorrendo separação a 82° o coeficiente 0,64 da equação (3.40) se reduz para 0,42.

Uma fórmula baseada nesta mesma aproximação conservativa, que satisfaz tanto o escoamento do condensado controlado pela gravidade como pela velocidade do vapor, é proposta por Lee e Rose (1982):

$$Nu Re^{-1/2} = 0,416 \left[1 + (1 + 9,47 F)^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3.41)$$

NOTE : como se pode observar, houve uma diminuição da correção devido ao efeito da velocidade mas foi mantido o termo da equação de Nusselt.

Para efeito de melhor visualização pode-se apresentar a equação de Nusselt 3.27 com o seguinte formato

$$\text{Nu Re}^{-1/2} = 0,725 F^{1/4} = (0,276 F)^{1/4} \quad (3.42)$$

Fujii et al. (1972) analisaram o mesmo problema e seus resultados são expressos pela equação :

$$\text{Nu Re}^{-1/2} = \chi \left[1 + 0,276 F \chi^{-4} \right]^{1/4} \quad (3.43)$$

onde :

$$\chi = 0,9 \left[1 + \frac{1}{G} \right]^{1/3}$$

$$G = \left[\frac{\rho_L \mu_L}{\rho_V \mu_V} \right]^{1/2} H$$

Embora a equação 3.43 seja baseada em condições de contorno mais próximas das condições reais, as duas equações apresentam o mesmo resultado para $G > 5$ (alta taxa de condensação); para valores baixos de G a equação 3.43 fornece valores maiores de Nu .

Lee e Rose (1982) modificaram a equação 3.43 de maneira a obter resultados mais conservativos, considerando nula a troca de calor após o ponto de separação:

$$\text{Nu Re}^{-1/2} = \xi \left[1 + 0,281 F \xi^{-4} \right]^{1/4} \quad (3.44)$$

onde :

$$\xi = 0,88 \left[1 + \frac{0,74}{G} \right]^{1/3}$$

A Fig.3.12 apresenta os resultados das equações de Lee e Rose eq.3.41 e 3.44 plotados juntos com dados experimentais.

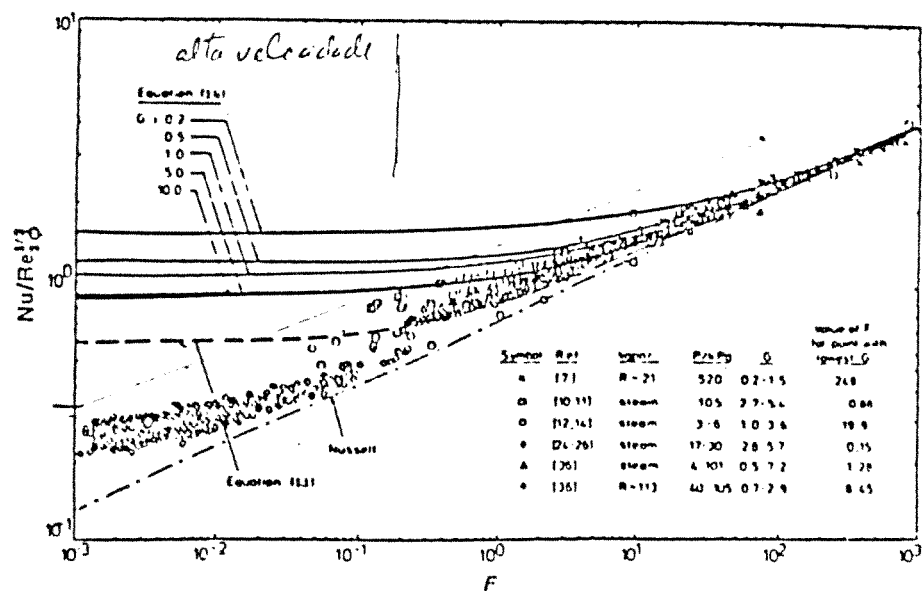


Figura 3.12 Efeito da Velocidade do Vapor: Comparação com Dados Experimentais

Fujii (1981) utilizando um perfil de velocidade do vapor melhorado obteve, para $0,03 < F < 600$, o seguinte resultado :

$$Nu Re^{-1/2} = 0,96 F^{1/5} \tag{3.45}$$

O mesmo autor resolveu o problema para várias direções do escoamento e concluiu que os resultados para escoamento horizontal são

idênticos aos de escoamento vertical descendente.

Para valores de G altos e de F baixos (alta taxa de condensação e alta velocidade do vapor) a equação 3.45 fornece Nu menores do que os obtidos pela equação 3.43. Fujii (1981) comparou os resultados experimentais para vapor d'água, de vários autores, com os resultados obtidos pela equação 3.45 e verificou um bom ajuste, conforme se pode verificar na Fig.3.13.

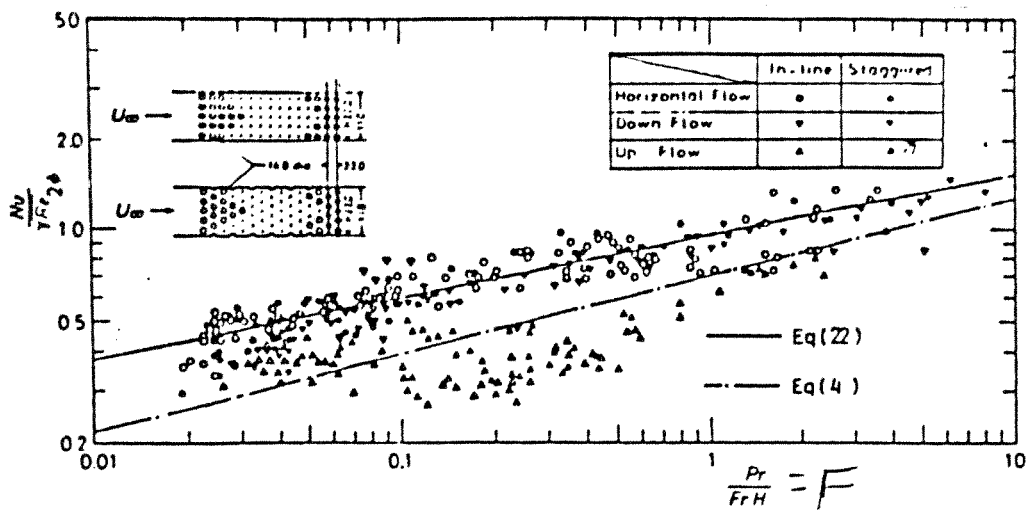


Figura 3.13 Dados Experimentais para Escoamento Horizontal, Ascendente e Descendente em Feixe de Tubos

3.3.4 Efeito Combinado da Velocidade do Vapor e do Gotejamento

Nas equações acima, verifica-se que os dois fatores, velocidade do vapor e gotejamento, são tratados separadamente, baseados na hipótese da pequena interação entre os dois fenômenos físicos. Alguns trabalhos apresentam sugestões de como se deve tratar o efeito combinado destes dois fatores.

Grant e Osment (1968) propuseram a seguinte expressão:

$$\bar{h}_N = h_1 \left[\frac{\Gamma_N}{j_N} \right]^{-0.223} (1 + 0.0095 \text{Re}_v^{11.8/\sqrt{\text{Nu}_N}}) \quad (3.46)$$

com

$$\text{Nu}_N = \frac{h_1 d_0}{k_L}$$

onde o termo de correção devido ao gotejamento é o já apresentado na equação (3.37) e o termo devido a velocidade do vapor é extraído da equação de Berman e Tumanov (1962).

Butterworth (1977) recomenda a relação

$$\bar{h}_N = N^{-0.16} \left[0.5 h_{sh}^2 + (0.25 h_{sh}^4 + h_1^4)^{1/2} \right]^{1/2} \quad (3.47)$$

onde h_{sh} é calculado pela equação (3.40) com a alteração do coeficiente 0,64 para 0,42, de forma a considerar a separação, conforme já comentado. Butterworth também sugere que a velocidade do vapor adotada neste cálculo seja a velocidade obtida considerando a não existência dos tubos dividida pela fração de vazio.

CAPÍTULO 4

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO DE CÁLCULO

4.1 Introdução

Apresenta-se neste capítulo o procedimento desenvolvido para o dimensionamento termohidráulico de condensadores casco-tubo, aplicado no presente trabalho à condensação total de substâncias puras, sem dessuperaquecimento ou subresfriamento.

No projeto de trocadores de calor, tendo-se as informações relativas aos dois fluidos, o procedimento utilizado é o de se admitir um trocador com determinada geometria e área de troca térmica e verificar se ele atende às condições especificadas do processo.

Não existe solução única, tendo em vista as várias opções à disposição do projetista, tais como:

- Escolha do fluido que escoará no interior dos tubos ou do lado do casco,
- Diâmetro, comprimento e arranjo dos tubos,
- Tipo de casco e chicanas, etc..

Portanto ao se proceder o dimensionamento termohidráulico de um trocador de calor deve-se buscar a solução mais econômica que atenda às condições do processo:

- Área de troca térmica suficiente para garantir a taxa de troca de calor necessária entre as duas correntes, e
- Perda de carga de cada corrente, dentro dos limites estabelecidos para cada uma.

O procedimento desenvolvido consiste de um algoritmo que, a

partir de um conjunto de parâmetros pré estabelecidos pelo projetista, testa de forma iterativa várias alternativas geométricas até atender às condições requeridas pelo processo.

Considerando as diferenças existentes no dimensionamento dos vários tipos de condensadores, não é possível um algoritmo geral, razão pela qual se desenvolveu procedimentos distintos para cada um dos condensadores estudados

- Condensador vertical descendente com condensação no interior dos tubos, e
- Condensador horizontal com condensação do lado do casco.

Procura-se sempre utilizar, o mais possível, a perda de carga que o processo dispõe para cada corrente, já que nesta condição tem-se maiores valores dos coeficientes de troca de calor. Assim, na condensação do lado do casco, utiliza-se o número máximo possível de chicanas e de passes nos tubos e, na condensação do lado dos tubos, apenas o número máximo de chicanas, já que no caso estudado, condensador vertical, utiliza-se apenas um passe nos tubos.

Os dados de entrada abaixo, referentes à geometria do condensador, não são alterados pelo programa:

- Arranjo e passo dos tubos, e
- Diâmetro e comprimento dos tubos.

Portanto, a variável utilizada para atender à condição do processo é o número de tubos. O programa compara, ao final de cada geometria verificada, o comprimento necessário para a condensação com o comprimento estabelecido a priori para o condensador e altera o número de tubos, determinando uma nova geometria a ser verificada, até obter um número de tubos que garanta que o comprimento desejado é igual ao comprimento necessário para a condensação total.

O condensador obtido neste procedimento não é necessariamente o melhor equipamento para o processo requerido no sentido de atender ao

processo e ser o de menor custo, pois, alguns parâmetros fixados nos dados de entrada, caso alterados, poderiam implicar numa solução mais otimizada. O procedimento de cálculo garante que, para os dados de entrada, a solução obtida é aquela que utiliza ao máximo a perda de carga disponível.

Recomenda-se que sejam testadas geometrias alternativas e comparados os resultados obtidos de forma a obter a melhor alternativa que atenda ao processo. Seguem algumas considerações relativas às possíveis alterações a serem consideradas:

- Locação dos fluidos: geralmente não é possível alterar esta escolha, pois questões referentes à resistência de depósito, pressões elevadas ou temperaturas das correntes já indicam a melhor opção em função de questões afetas à segurança e operacionalidade, como discutido no capítulo 1.

Caso não hajam restrições à locação das correntes, recomenda-se verificar os dois casos e comparar as duas soluções, escolhendo a mais econômica. Deve-se cuidar para não se tomar como única figura de mérito a área de troca térmica, pois caso se opte por alocar um fluido corrosivo do lado do casco tal opção exigirá material mais caro no casco e, portanto, o condensador com menor área não será necessariamente o mais barato.

- Arranjo : o arranjo sempre que possível deve ser o mais compacto de forma a garantir melhor troca térmica, porém limitações relativas a limpeza do lado do casco às vezes impedem tal opção.

- Número de passes nos tubos: no caso da condensação do lado do casco o programa adota o maior número possível de passes garantindo que a perda de carga não ultrapasse o limite estabelecido. No caso de condensação no interior dos tubos não se utiliza mais de um passe.

- Comprimento dos tubos: geralmente o comprimento do condensador é fixado por questões de "lay-out" e, portanto já esta amarrado. Caso seja possível arbitrar o comprimento, este é um parâmetro que pode

permitir uma melhor utilização da perda de carga disponível. Na condensação do lado dos tubos pode-se aumentar o comprimento dos tubos, diminuindo o número de tubos necessários para a troca térmica, sempre que a perda de carga for baixa, obtendo assim uma maior velocidade do fluido condensante no interior dos tubos. Esta é uma alternativa à limitação da utilização de apenas um passe nos tubos. Na condensação do lado do casco a alteração do comprimento pode permitir mais opções de espaçamento das chicanas, abrindo um leque maior de opções.

4.2 Condensador Vertical com Escoamento Descendente e Condensação no Interior dos Tubos

4.2.1 Diagrama de Blocos do Programa

A Fig. 4.1 apresenta o diagrama de blocos simplificado do programa que faz o dimensionamento termohidráulico do condensador considerado. O item 4.2.2 traz o detalhamento do procedimento de cálculo sumarizado no diagrama de blocos. O Anexo I contém o programa utilizado para os cálculos. Observar que se definiu inicialmente um número de incrementos de título ao longo do tubo, no interior do qual o fluido condensa, conforme esquematizado na Fig 4.2.

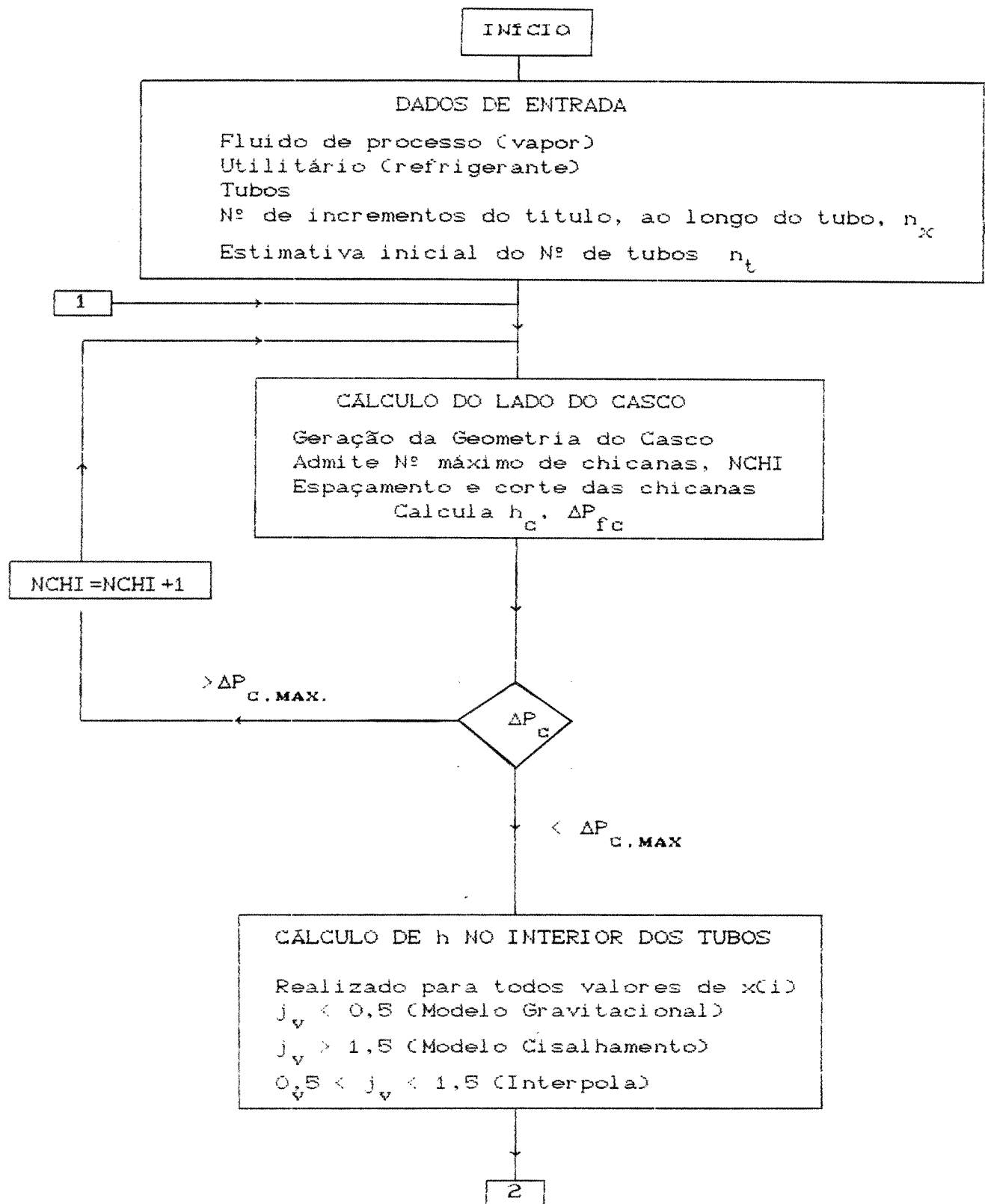


Figura 4.1-A Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Verticais.

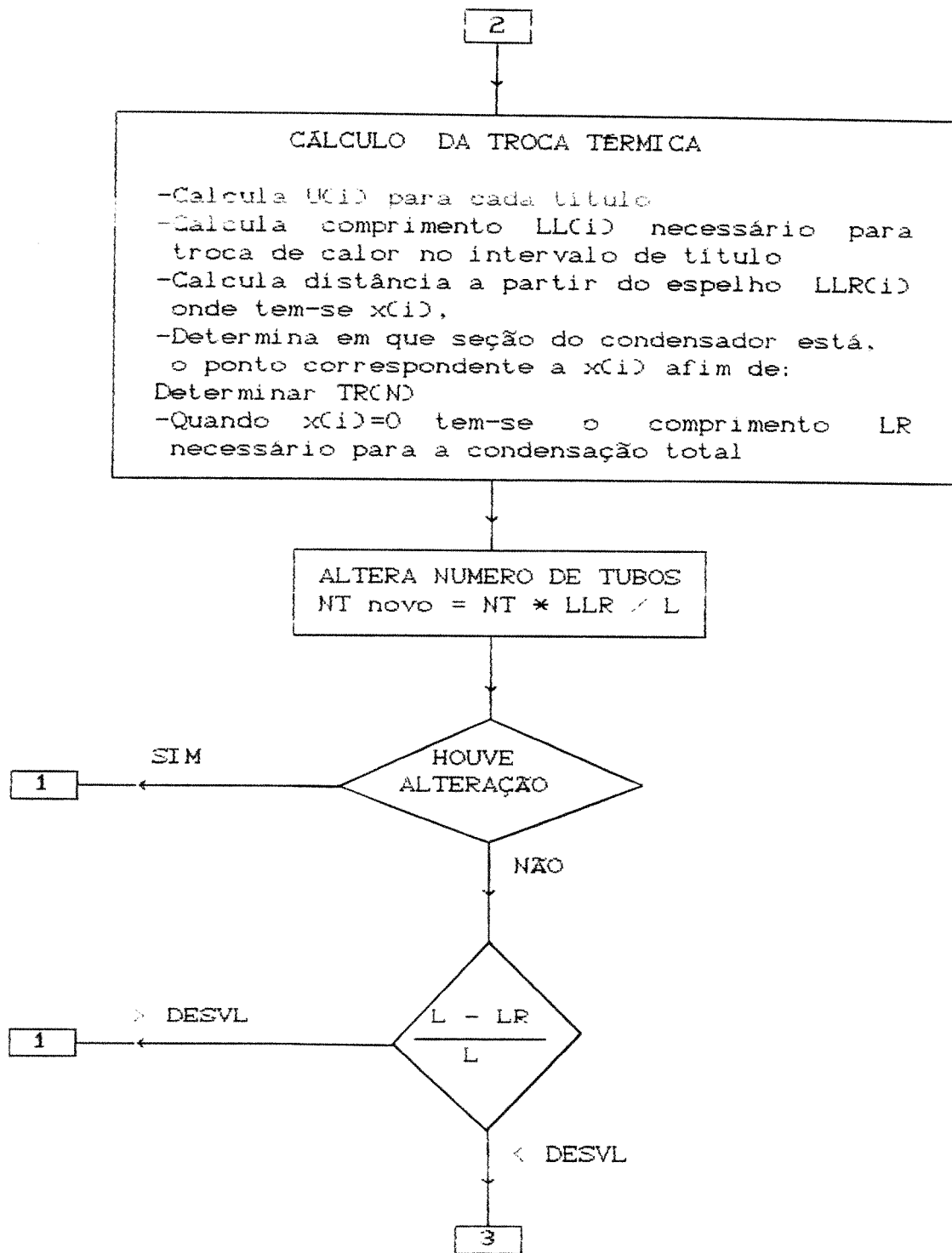


Figura 4.1-B Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Verticais.

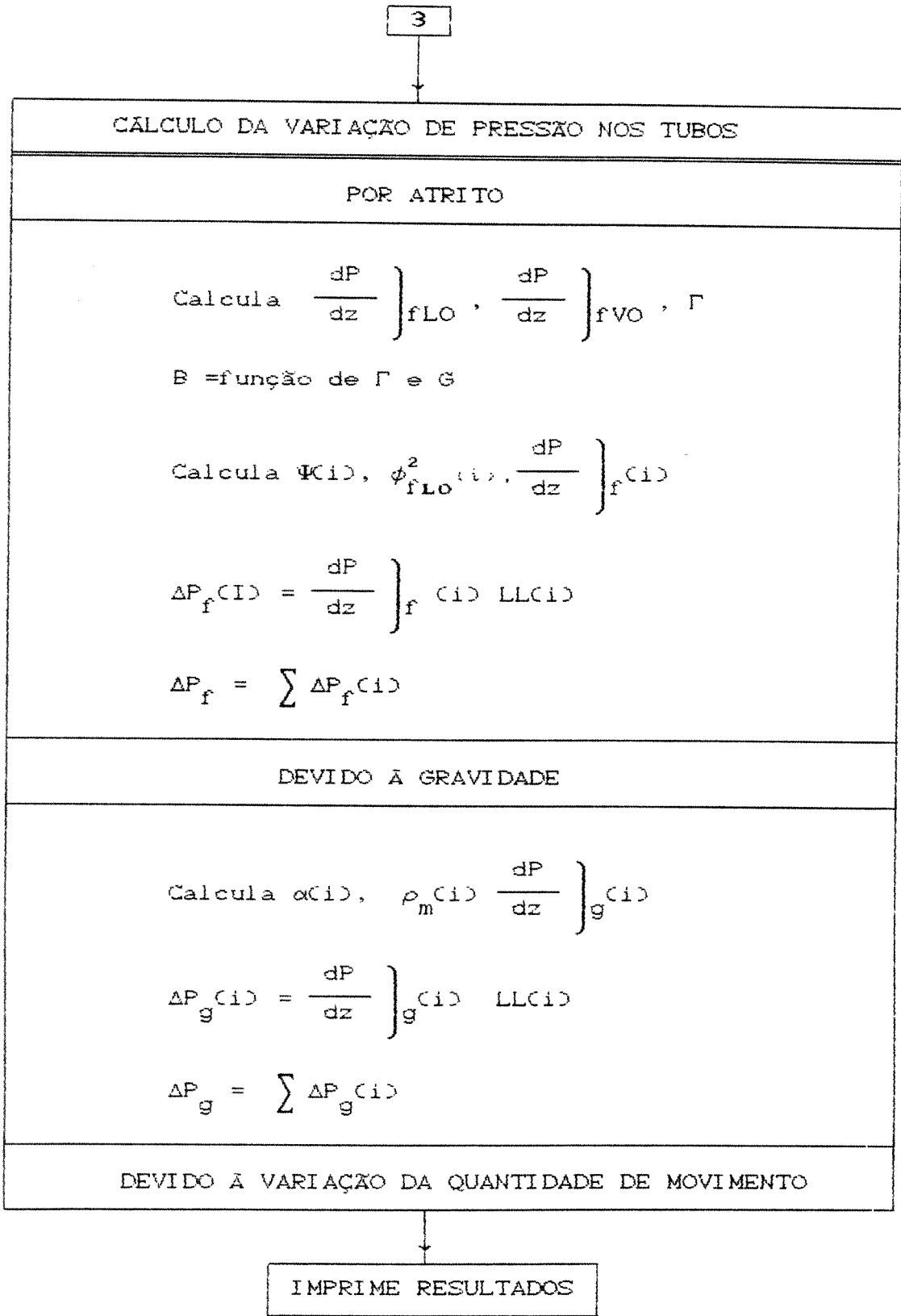


Figura 4.1-C Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Verticais.

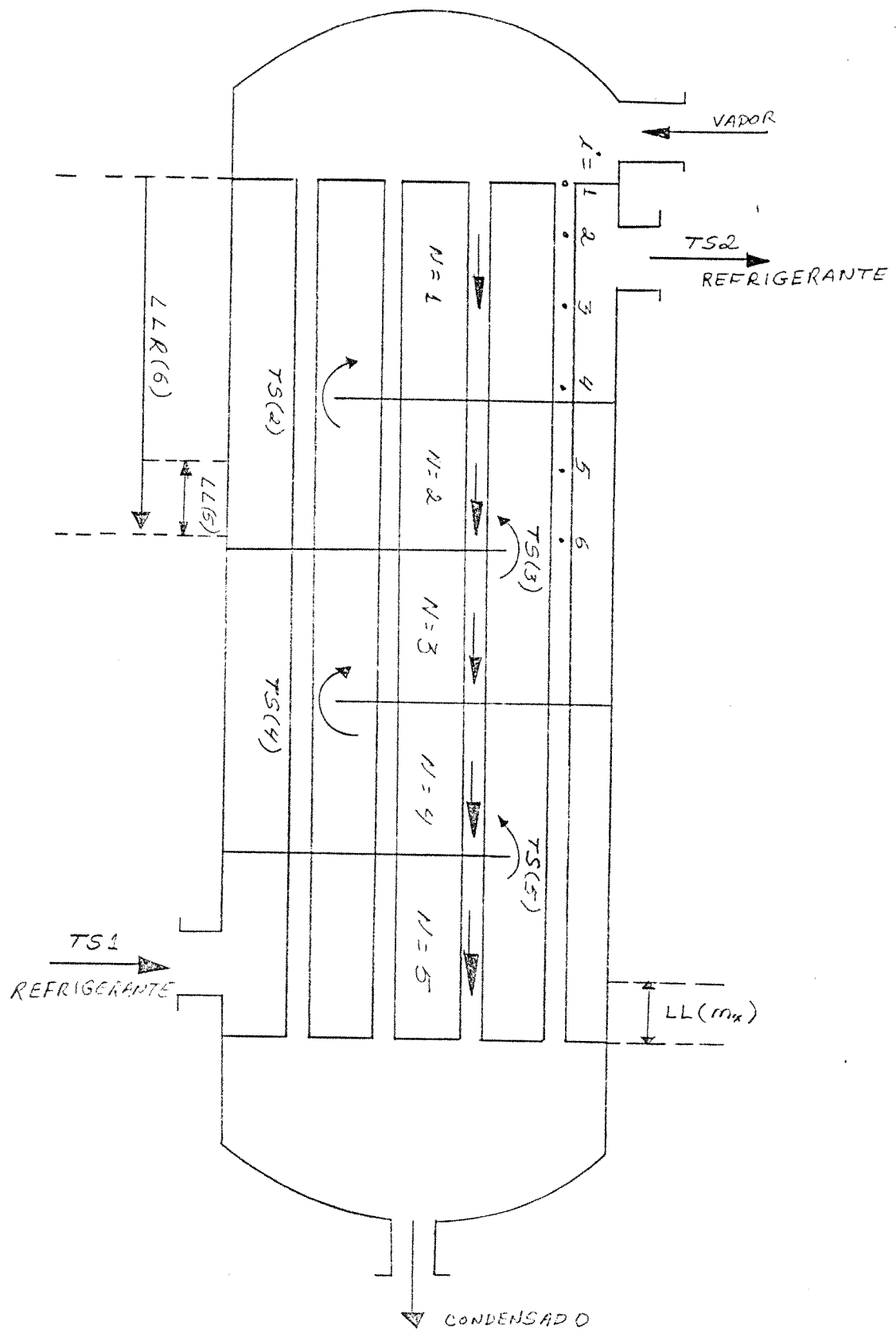


Figura 4.2 Representação Esquemática do Condensador Vertical

4.2.2 Descrição do Programa

4.2.2.1 Dados de Entrada

a. Fluido condensante (via arquivo)

Descrição	Unidade	Símbolo da Equação	Símbolo FORTRAN
Nome do fluido			
Pressão	(Pa)	P	PR
Temperatura	(°C)	T	T
Descarga	(Kg/s)	m_c	DESC
Número de Prandtl da fase líquida	(*)	Pr_L	PRL
Volume específico da fase líquida	(m ³ /Kg)	v_L	VL
Volume específico da fase vapor	(m ³ /Kg)	v_v	VV
Viscosidade da fase líquida	(Kg/m s)	μ_L	SL
Viscosidade da fase vapor	(Kg/m s)	μ_v	SV
Condutibilidade da fase líquida	(W/m K)	k_L	KL
Condutibilidade da fase vapor	(W/m K)	k_v	KV
Calor específico da fase líquida	(J/Kg K)	c_{pL}	CPL
Calor específico da fase vapor	(J/Kg K)	c_{pv}	CPV
Entalpia de vaporização	(J/Kg)	h_{Lv}	HLV
Resistência de depósito	(m ² K/W)	Rd_t	RDFC
Limite da perda de pressão	(Pa)	$\Delta P_{t,MAX}$	DPTLIM

b. Fluido Refrigerante (via arquivo)

Descrição	Unidades	Símbolo da Equação	Símbolo FORTRAN
Nome do Fluido			
Descarga	(Kg/s)	m_R	WS
Temperatura de entrada	(°C)	T_{S1}	TS1
Temperatura de saída	(°C)	T_{S2}	TS2
Limite da perda de pressão	(Pa)	$\Delta P_{c,MAX}$	DPCLIM
Viscosidade	(Kg/m s)	μ	VISC
Calor específico	(J/Kg K)	c_p	CS

Densidade	(Kg/m ³)	ρ	ROS
Número de Prandtl	(*)	Pr	PRR
Resistência de Depósito	(m ² K/W)	Rd _e	RDFR

c. Tubos (via arquivo)

Descrição	Unidades	Símbolo da Equação	Símbolo FORTRAN
Tipo de Arranjo	(*)		N6
Triangular			1
Quadrado rodado			2
Quadrado			3
Diâmetro Externo do Tubo (3/4 ou 1)	(pol)	d _e	DO
Diâmetro Interno do Tubo	(pol)	d _i	DI
Rugosidade relativa	(*)	ϵ/d_i	RU
Passo dos tubos	(pol)	p	P
Comprimento efetivo do tubo	(m)	L	L
Condutibilidade do material do tubo	(W/m K)	k _t	KTU

d. Dados Complementares

Descrição	Unidades	Símbolo da Equação	Símbolo FORTRAN
Estimativa do Coeficiente Global	(W/m ² K)	U	U
Número de Divisões do Título	(*)	n _x	IXI-1
Desvio Permitido no Comprimento	(*)	ΔL	DESVL

e. Primeira Estimativa do Número de Tubos

A estimativa inicial do número de tubos, toma como referência o valor do coeficiente global que pode ser estimado a partir da experiência acumulada ou de tabelas de valores aproximados, disponíveis na literatura.

- Cálculo da Diferença Média Logaritmica de Temperatura, DMLT:

$$DMLT = \frac{(T - T_{s1}) - (T - T_{s2})}{\ln \left[\frac{(T - T_{s1})}{(T - T_{s2})} \right]}$$

- Cálculo da Carga Térmica Desejada . Q:

$$Q = m_c h_{LV}$$

- Cálculo da Área de Troca Térmica, A_T

$$A_T = \frac{Q}{U \text{ DMLT}}$$

- Cálculo do Número de Tubos Necessários, n_t:

$$n_t = \text{int} \left\{ \frac{A_T}{\pi d_e L} \right\}$$

4.2.2.2 Cálculo do Lado do Casco

A geração da geometria do casco é efetuada pela subrotina GEOCSC tendo com dados de entrada: N6, d_e, p, n_t, e fornecendo como dados de saída:

Passo na direção do escoamento	(m)	p _P	PP
Passo na direção normal ao escoamento	(m)	p _N	PN
Diâmetro do casco	(m)	D _c	DCE
Diâmetro do feixe	(m)	D _f	DFE
Folga diametral tubo-chicana	(m)	δ _{TB}	DTB
Folga diametral casco-chicana	(m)	δ _{SB}	DSB

Os valores acima são calculados da seguinte forma:

a. Passos P_P.P_N

. para arranjo quadrado P_P = P P_N = P

. para arranjo triangular

$$P_p = \frac{P}{\cotg(30^\circ)}$$

$$P_N = \frac{P}{2}$$

. para arranjo quadrado rodado

$$P_p = P \cos(45^\circ)$$

$$P_N = P \sen(45^\circ)$$

b. Diâmetro do Feixe: $D_f = (N_f - 1) P + d_e$

onde

$$N_f = \text{int} \left\{ 1,1 \; n_t^{0,5} \right\} \quad \text{para arranjo triangular e,}$$

$$N_f = \text{int} \left\{ 1,19 \; n_t^{0,5} \right\} \quad \text{para arranjo quadrado}$$

c. Diâmetro do Casco, D_c : é escolhido a partir da Tabela abaixo, baseada em cabeçote de anel bipartido, proposta por Perry (1973).

Tabela 4.1 Valores de Diâmetro de Casco em Função do Diâmetro do Feixe de Tubos

$D_f(\text{pol.})$	6.821	8.77	10 3/4	12	14	16
$D_c(\text{pol})$	8.071	10.02	12	13 1/4	15 1/4	17 1/4

$D(\text{pol.})$	18	19 1/4	21 1/4	23 3/8	25 3/8	27 3/8
$D_c(\text{pol})$	19 1/4	21	23 1/4	25	27	39

$D(\text{pol.})$	29 3/8	31 3/8	33 3/8	35 1/4	37 1/4	40 1/4
$D_c(\text{pol})$	31	33	35	37	39	42

$D_f(\text{pol})$	42 1/4	46	50	54	58
$D_c(\text{pol})$	44	48	52	56	60

d. Folga Diametral Tubo Chicana, δ_{TB} : seguindo recomendação do TEMA, foi adotado $\delta_{TB} = 0.80 \text{ mm}$, admitindo-se comprimento não suportado de tubo $< 91.4\text{cm}$

e. Folga Diametral Casco Chicana, δ_{SB} : Adota-se o valor indicado na tabela abaixo, recomendado pelo TEMA.

Tabela 4.2 Valores de δ_{SB} Recomendados pelo TEMA

D_c (pol)	δ_{SB} (pol)
8 - 13	0.100
14 - 17	0.125
18 - 23	0.150
24 - 39	0.175
40 - 54	0.225
55 -	0.300

f. Diâmetro dos Bocais D_{BC} , D_{TBE} , D_{TBS}

O programa fornece as seguintes informações para subsidiar a escolha do diâmetro dos bocais do fluido refrigerante D_{BC} , de entrada do vapor D_{BTE} e de saída do condensado D_{BTS} :

- Para o bocal do fluido refrigerante ele informa o diâmetro máximo do bocal do casco, conforme recomendação de Kern (1950), reproduzida na tabela 4.3 e o valor limite correspondente a

$\rho u_{BC}^2 = 48000 \text{ Kg/m s}^2$.

- Para o bocal de entrada do vapor ele recomenda a seguinte escolha:

$D_{BTE} = d_i \sqrt{n_t}$,

que faz com que a velocidade do vapor, no bocal de entrada, seja igual à velocidade do vapor na entrada dos tubos.

- Para o bocal de saída do condensado D_{BTS} ele recomenda adotar a metade do diâmetro do bocal de entrada.

Após a entrada dos diâmetros escolhidos o programa fornece a velocidade e a perda de carga em cada bocal e permite a alteração dos diâmetros. Caso haja alguma alteração os cálculos são refeitos.

Tabela 4.3 Valores de D_{BC} Recomendados por Kern (1950)

D_c (pol)	D_{BC} (pol)
< 12	2
12 - 17 1/4	3
19 1/4 - 21	4
23 1/4 - 29	6
31 - 37	8
> 39	10

g. Espaçamento das Chicanas LS, LSI, LSO e Número de Chicanas, NCHI

- A distância entre as chicanas extremas e os espelhos é calculada pelas equações:

$$LSI = L1F + D_{BC}$$

$$LSO = L2F + D_{BC}$$

onde

$$L1F = 0,158 + 0,05 D_c$$

$$L2F = 0,254 + 0,105 D_c$$

Estas equações foram obtidas de ajustes sobre recomendação do TEMA, que fornece $L1F$ e $L2F$ em função de material escolhido e da pressão e temperatura de projeto do escoamento do lado do casco. A condição

adotada nestas equações é Classe 150, cabeçote de anel bipartido.

- O espaçamento adotado entre as chicanas restantes LS, é o menor valor possível entre 1/5 do diâmetro do casco ou 2 polegadas, adotando-se sempre o maior dos dois valores.

- O número de chicanas é dado pela equação:

$$NCHI = \text{int} \left\{ \frac{L - LSI - LSO}{LS} \right\} + 1$$

Caso a perda de carga no casco, que é calculada mais a frente ultrapasse o limite estabelecido, o número de chicanas é reduzido até se alcançar a condição ideal: número máximo de chicanas com perda de carga dentro dos limites estabelecidos.

h. Corte das Chicanas, LC:

O corte das chicanas é escolhido de maneira a garantir que a área do escoamento na janela seja próxima da área no escoamento cruzado. A tabela 4.4 apresenta os valores adotados.

Tabela 4.4 Corte das Chicanas

Corte das Chicanas (%) LC / D _c (%)	LS / D _c (%)
46	100
34	67
25	50
20	33
16	25
16	20

i Cálculo do Coeficiente de Película no Lado do Casco

O cálculo do coeficiente de película do lado do casco, h_c, e da perda de pressão, ΔPf_c, é efetuado pela subrotina BELL, de forma

global, utilizando o método de BELL, que é o método mais preciso disponível na literatura aberta, conforme descrito por PERRY (1973), tendo como dados de entrada: a geometria do casco, a descarga e as propriedades do fluido refrigerante.

A perda de carga nos bocais é calculada pela equação:

$$\Delta P_{BC} = 1.5 \rho u_{BC}^2$$

Caso a perda de carga total, $\Delta P_c = \Delta P_{fc} + \Delta P_{BC}$, ultrapasse o limite estabelecido, $\Delta P_{c\text{limite}}$, reduz-se o número de chicanas,

$$NCHI = NCHI - 1 ,$$

recalcula-se LS e LC e retorna-se à subrotina BELL até atingir os valores permitidos

4.2.2.3 Cálculo no Interior dos Tubos

- Fluxo de Condensado, G_c :

$$G_c = \frac{4 m_c}{n_t \pi d_i^2}$$

- Carga Térmica por Intervalo de Título, ΔQ :

O cálculo da carga térmica é feito apenas uma vez pois o decréscimo de título Δx considerado é constante:

$$\Delta Q = Q \Delta x \quad \text{onde} \quad \Delta x = 1 / n_x$$

As distâncias ao longo do tubo $LL(i)$ correspondentes aos decréscimos de título Δx variam no decorrer da condensação.

O cálculo do coeficiente de película do fluido condensante é efetuado passo a passo, para cada valor de título considerado.

Para i variando de 1 a $(n_x + 1)$ são efetuados os seguintes cálculos:

a. Título, $x(i)$:

$$x(i) = 1 - \Delta x (i - 1), \quad \text{de } x(1) = 1 \quad \text{até} \quad x(n_x + 1) = 0.$$

b. Velocidade adimensional do vapor, $j_v(i)$:

$$j_v^*(i) = \frac{m_c x(i)}{\sqrt{g d_i \rho_L (\rho_L - \rho_v)}} \quad (2.14)$$

onde:

$$\rho_L = \frac{1}{v_L} \quad \text{e} \quad \rho_v = \frac{1}{v_v}$$

c. Fluxo de massa da fase líquida considerando que ela escoe ocupando toda secção do tubo $G_L(i)$:

$$G_L(i) = G_c (1 - x(i))$$

d. Número de Reynolds, $Re_L(i)$:

$$Re_L(i) = \frac{G_L(i) d_i}{\mu_L}$$

e. Coeficiente de película, $h(i)$

Para $j_v^*(i) < 0,5$ considera-se a predominância da força gravitacional e $h(i)$ é calculado pela subrotina HMUEGRA a partir das equações abaixo, discutidas no capítulo 2:

para $Re_L(i) < 30$

$$\frac{h(i)}{K_L} \left[\frac{\mu_L^2}{g \rho_L (\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/3} = 1.1 Re_L(i)^{-1/3}$$

para $30 < Re_L(i) < 1600$

$$\frac{h(i)}{K_L} \left[\frac{\mu_L^2}{g \rho_L (\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/3} = 0.8 Re_L(i)^{-0.22}$$

para $Re_L(i) > 1600$

$$\frac{h(i)}{K_L} \left[\frac{\mu_L^2}{g \rho_L (\rho_L - \rho_v)} \right]^{1/3} = 0.023 Re_L(i)^{1/4} Pr_L$$

Para $j_v^*(i) > 1,5$ considera-se a predominância da força cisalhante e $h(i)$ é calculado pela subrotina HMUECIS a partir das seguintes equações, propostas por Kosky e Staub e discutidas no capítulo 2:

$$h(i) = \frac{\rho_L c_{PL} u_\tau}{F_2} \quad (2.193)$$

onde F_2 é dado por:

$$F_2 = Pr_L \delta^+ \quad \text{para} \quad \delta^+ \leq 5 \quad (2.194)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \quad \text{para} \quad 5 < \delta^+ \leq 30, \text{ e} \quad (2.195)$$

$$F_2 = 5 Pr_L + 5 \ln \left[1 + 5 Pr_L \right] + 2,5 \ln \frac{\delta^+}{30} \quad \text{para} \quad \delta^+ > 30, \quad (2.196)$$

com:

$$\delta^+ = \left(\frac{Re_L(i)}{2} \right)^{1/2} \quad \text{para} \quad Re_L(i) < 1250 \quad (2.197)$$

$$\delta^+ = 0,0504 Re_L(i)^{7/8} \quad \text{para} \quad Re_L(i) > 1250 \quad (2.198)$$

e, u_τ é dado por:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho_L}}$$

$$\tau_P = \frac{d_i}{4} \left(\frac{dP}{dz} \right)_f$$

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = \phi_L \left(\frac{dP}{dz} \right)_{fL}$$

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fL} = f \ G_L(i)^2 \frac{v_L}{2 d_i}$$

$$\phi_L = 1 + \frac{1.5}{X_{tt}^{0.4}} + \frac{1}{X_{tt}^{1.1}}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - x(i)}{x(i)} \right)^{0.9} \left(\frac{v_L}{v_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1}$$

o coeficiente de atrito, f , é determinado pela equação de Churchill (1977), que é uma equação ajustada sobre o diagrama de Moody.

Para $0.5 < j_v(i) < 1.5$, na transição dos domínios, interpola-se entre os valores obtidos por cada um dos procedimentos discutidos:

$$h(i) = h_{GR}(i) + (j_v(i) - 0.5) (h_{CIS}(i) - h_{GR}(i))$$

Para os dois casos limites, $x(1) = 1$ e $x(n_x+1) = 0$, o coeficiente de película $h(i)$ é calculado pela equação de Dittus Boelter:

$$h(i) = 0.023 \frac{k}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

4.2.2.4 Cálculo da Troca Térmica

Determina-se, para cada valor do título, os seguintes parâmetros:

- LLR(i) posição axial onde se tem $x(i)$;
- N número do espaçamento entre duas chicanas sucessivas (número da seção)
- $T_s(N)$ temperatura admitida para o fluido no espaço entre chicanas (admitida constante e igual ao valor da temperatura na saída da seção).
- SEC(i) designa em que espaço, N, entre duas chicanas sucessivas se encontra o ponto onde se tem $x(i)$.

Inicia-se os cálculos com $N = 1$, $T_s(N) = T_{s2}$, $SEC(i) = N$, e fazendo i variar de 1 até n_x . Calcula-se:

a. Coeficiente de película médio no interior dos tubos, na região entre dois títulos consecutivos.

$$h_T(i) = (h(i) + h(i+1)) / 2$$

b. Coeficiente global na região correspondente aos dois títulos consecutivos considerada:

$$U(i) = \left[Rd_i \frac{de}{di} + \frac{1}{h_T(i)} \frac{de}{di} + \frac{de}{2 k_T \ln \left(\frac{de}{di} \right)} + \frac{1}{h_c} + Rd_e \right]$$

c. Comprimento necessário, LL(i), para que ocorra a troca de calor no intervalo de título correspondente à região considerada:

$$LL(i) = \frac{\Delta Q}{U(i) \pi de n_T (T - T_s(N))}$$

d. Posição axial, LLR(i), onde se tem $x(i+1)$:

$$LLR(i+1) = LLR(i) + LL(i)$$

e. Verifica-se se o ponto considerado continua na mesma seção N, ou se passou para a seção seguinte

Se $LLR(i+1) > LSI + (N - 1) L_s$ então:

- incrementa-se de uma unidade o número do espaço entre chicanas

$$N = N + 1$$

- calcula-se a temperatura para o espaço entre chicanas seguinte:

$$T_{S(N)} = T_{S2} - \frac{i \Delta Q}{m_r c_p}$$

- retoma-se o cálculo para o próximo intervalo de título i , até se alcançar $i = n_x$.

4.2.2.5 Teste de Verificação

Comparação do comprimento necessário para a condensação total $L_R = LLRC(n_x + 1)$, com o comprimento adotado para o condensador L .

$$\text{Se } \left| \frac{L - L_R}{L} \right| > \text{DESVL corrige-se o valor estimado do número de}$$

tubos e retorna-se ao item 4.2.2.3 especificação da geometria do casco.

$$n_{T, \text{corr}} = \text{int} \left\{ \frac{n_T L_R}{L} \right\}$$

até se obter um condensador que atenda às condições do processo.

4.2.2.6 Cálculo da Queda de Pressão no Interior dos Tubos

a. Queda de Pressão Devido ao Atrito

O cálculo da perda de pressão por atrito do lado dos tubos é efetuado de acordo com o procedimento sugerido por Chisholm, através da subrotina DPTUB, para cada intervalo de título, baseado na Eq. 2.107, com os valores de B extraídos da Tab.2.5.

$$\psi = \frac{\phi_{Lo}^2 - 1}{\Gamma^2 - 1} = \left[B \frac{X^{\frac{(2-n)}{2}}}{(1-X)^{\frac{(2-n)}{2}}} + X^{\frac{(2-n)}{2}} \right] \tag{2.107}$$

Tabela 2.5 Valores de B para Tubos Lisos

Γ	$G_c \text{ Kg/(m}^2 \text{ s)}$	B
< 9,5	< 500	4,8
	500 < G < 1900	2400 / G
	> 1900	55 / G ^{0.5}
9,5 < Γ < 28	< 600	520 / ($\Gamma G^{0.5}$)
	> 600	21 / Γ
> 28		15000 / ($\Gamma^2 G^{0.5}$)

$$\Gamma^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fVO}}{\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fLO}} \tag{2.95}$$

onde

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fVO} = f \frac{G_c^2 v_L}{2 di}$$

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_{fLO} = f \frac{G_c^2 v_v}{2 di}$$

e, f é calculado pela equação de Churchill (1977) para cada um dos escoamentos monofásicos hipotéticos.

Para i variando de 1 a n_x o programa calcula:

$$- x_m(i) = \frac{x(i) + x(i+1)}{2}$$

$$- \psi(i) \text{ e } \phi_{fLO}^2(i)$$

$$\left[\frac{dP}{dz} \right]_f(i) = \phi_{fLO}^2(i) \left[\frac{dP}{dz} \right]_{fLO}$$

$$\Delta P_f(i) = \left[\frac{dP}{dz} \right]_f(i) LL(i)$$

Tem-se assim a perda de carga total por atrito no interior dos tubos:

$$\Delta P_f = \sum \Delta P_f(i)$$

A perda de carga dos bocais é calculada pelas equações:

$$- \text{Bocal de Entrada} \quad \Delta P_{BTE} = 0,125 \rho_v u_{BTE}^2$$

$$- \text{Bocal de Saída} \quad \Delta P_{BTS} = 0,625 \rho_L u_{BTS}^2$$

Se a perda de carga do fluido condensante ($\Delta P_f + \Delta P_{BTE} + \Delta P_{BTS}$) exceder o limite estabelecido significa não ser possível uma solução com os parâmetros pré estabelecidos e ,portanto, deve-se alterá-los de forma a diminuir a queda de pressão:

- Diâmetro dos tubos: adotar um diâmetro maior de forma a diminuir a velocidade do fluido condensante e ,consequentemente, a queda de pressão;
- Comprimento dos tubos: adotar um comprimento de tubo menor, pois para a mesma área de troca térmica exigirá um número maior de tubos, implicando numa diminuição da velocidade do fluido condensante.

b. Cálculo da Variação da Componente Gravitacional de Pressão no Interior dos Tubos

Para cada valor de título médio no intervalo entre dois títulos sucessivos, $x_m(i)$, é calculada a densidade média da mistura ρ_m e com esta, a variação de pressão gravitacional no intervalo:

$$\Delta P_z(i) = g \cdot LL(i) \cdot \rho_m$$

onde

$$\rho_m = \frac{\alpha(i)}{v_v} + \frac{(1 - \alpha(i))}{v_L}$$

e a fração de vazio é calculada pela equação de Zivi, conforme discutido no capítulo 2:

$$\alpha(i) = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{v_L}{v_v} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.48)$$

Dai:

$$\Delta P_z = \sum \Delta P_z(i)$$

c. Cálculo da Variação da Componente de Pressão do Fluido Condensante Relativa à Variação da Quantidade de Movimento

A variação da pressão devido à variação da quantidade de movimento é feita a partir de uma análise global do condensador. Tomando uma superfície de controle que envolva todo o condensador pode-se afirmar que esta componente é igual à variação do fluxo de quantidade de movimento nos bocais de saída do condensado e entrada do vapor. Assim tem-se:

$$\Delta P_a = \rho_v u_{BTE}^2 - \rho_L u_{BTS}^2$$

Ao final, o programa apresenta os vários componentes que compoem a variação de pressão do condensador considerado.

4.3 Programa Desenvolvido para Condensação do Lado do Casco

4.3.1 Diagrama de Bloco

A Fig.4.3 apresenta o diagrama de blocos simplificado correspondente ao programa que faz o dimensionamento termohidráulico do condensador considerado.

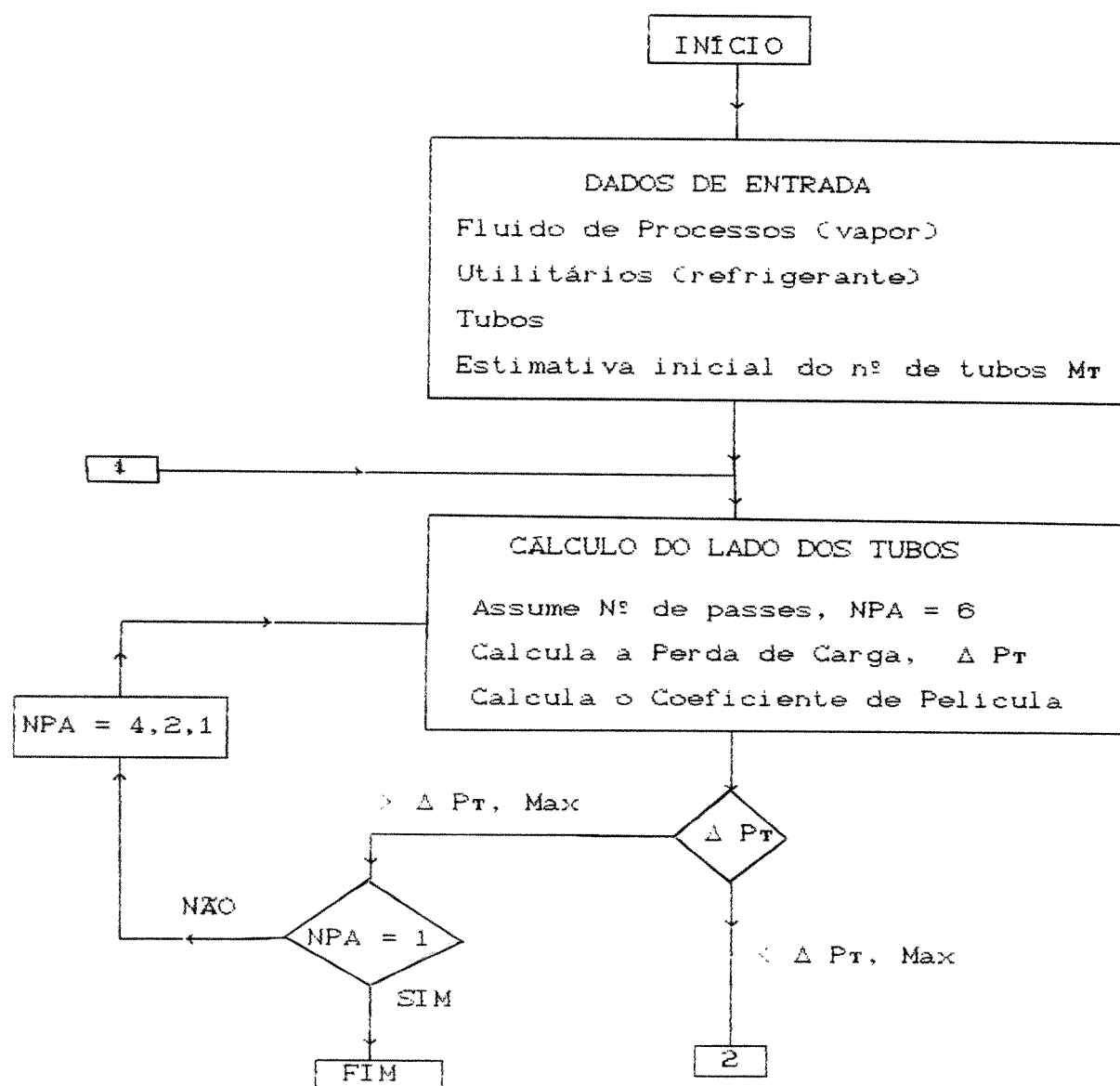


Figura 4.3-A Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Horizontais

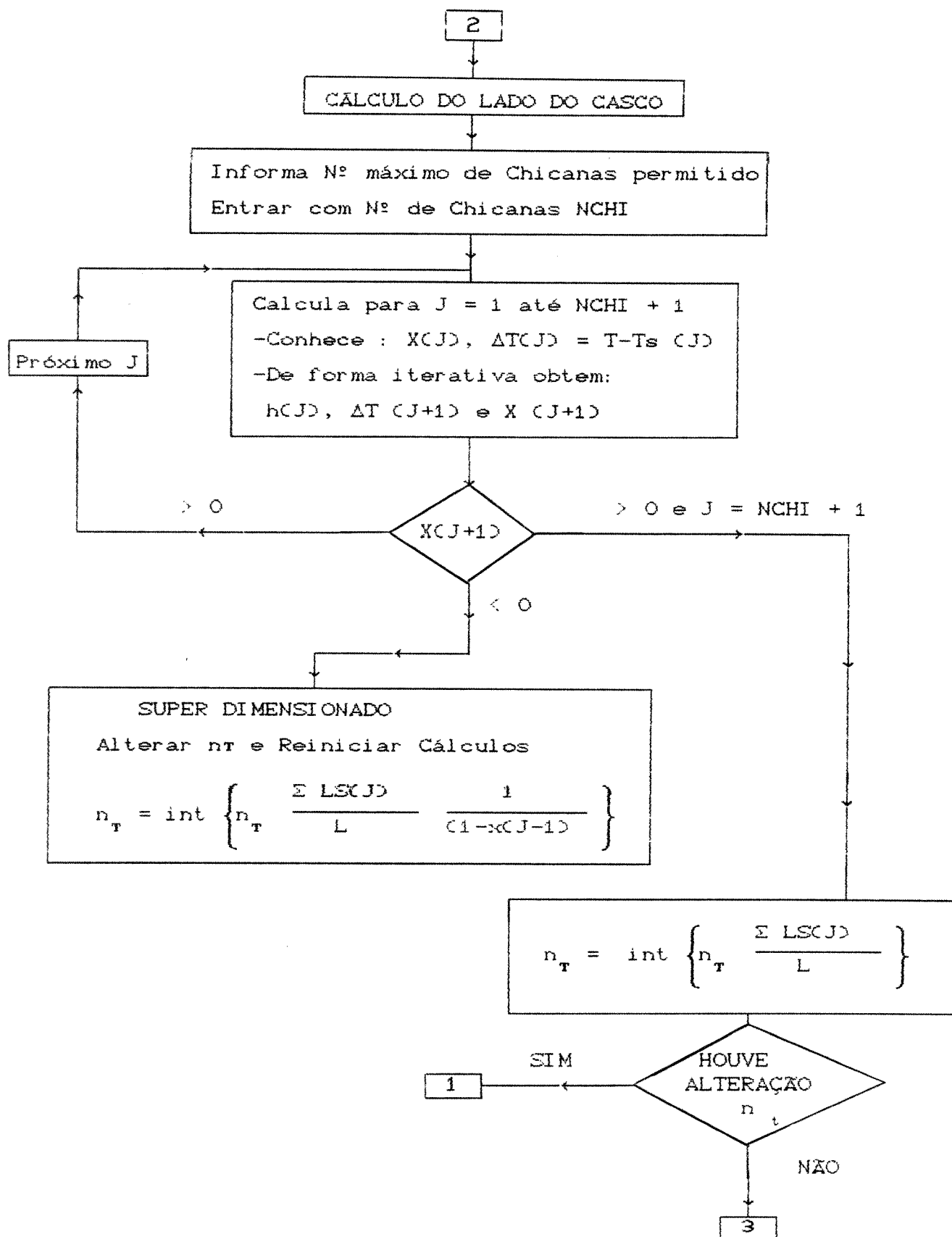


Figura 4.3-B Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Horizontais

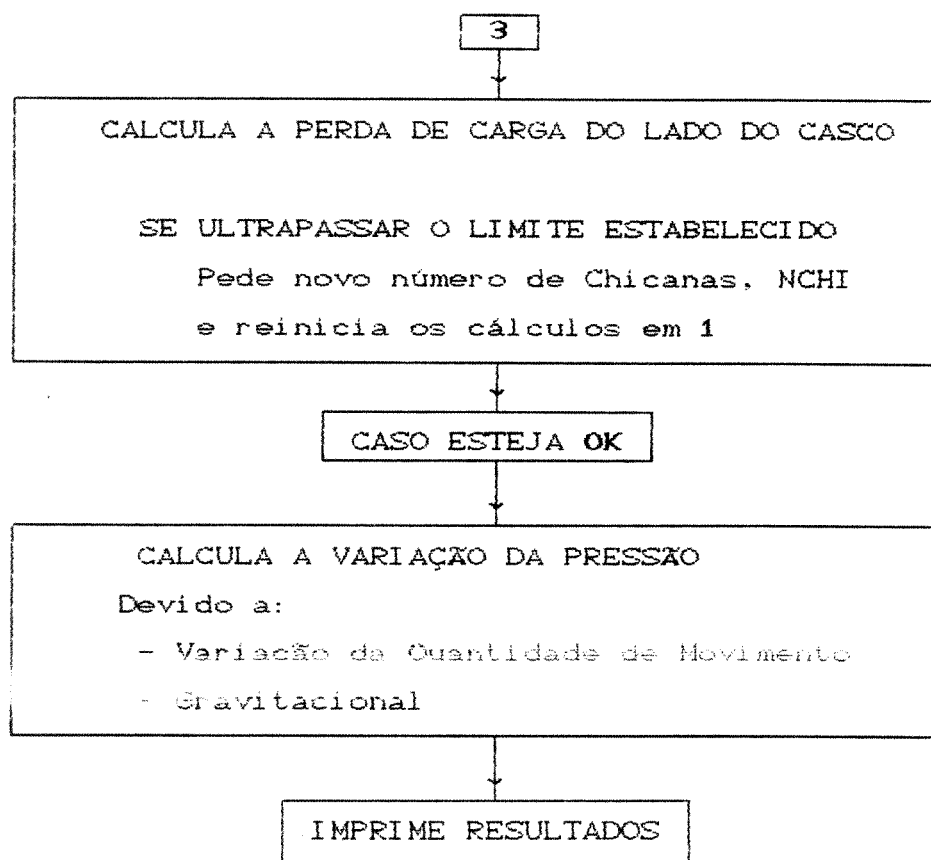


Figura 4.3-B Diagrama de Blocos Simplificado - Programa para Cálculo de Condensadores Horizontais

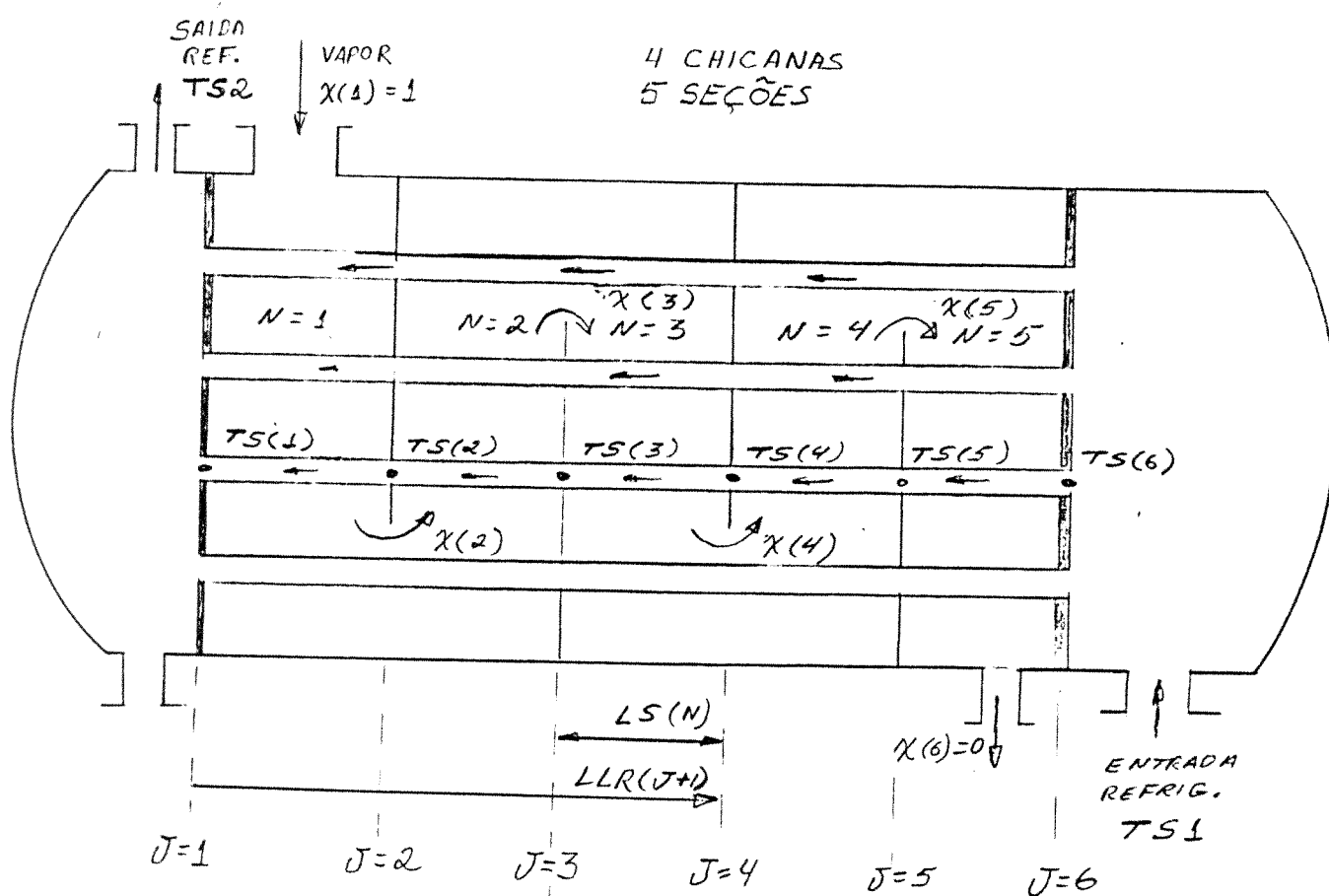


Figura 4.4 Representação Esquemática do Condensador Horizontal

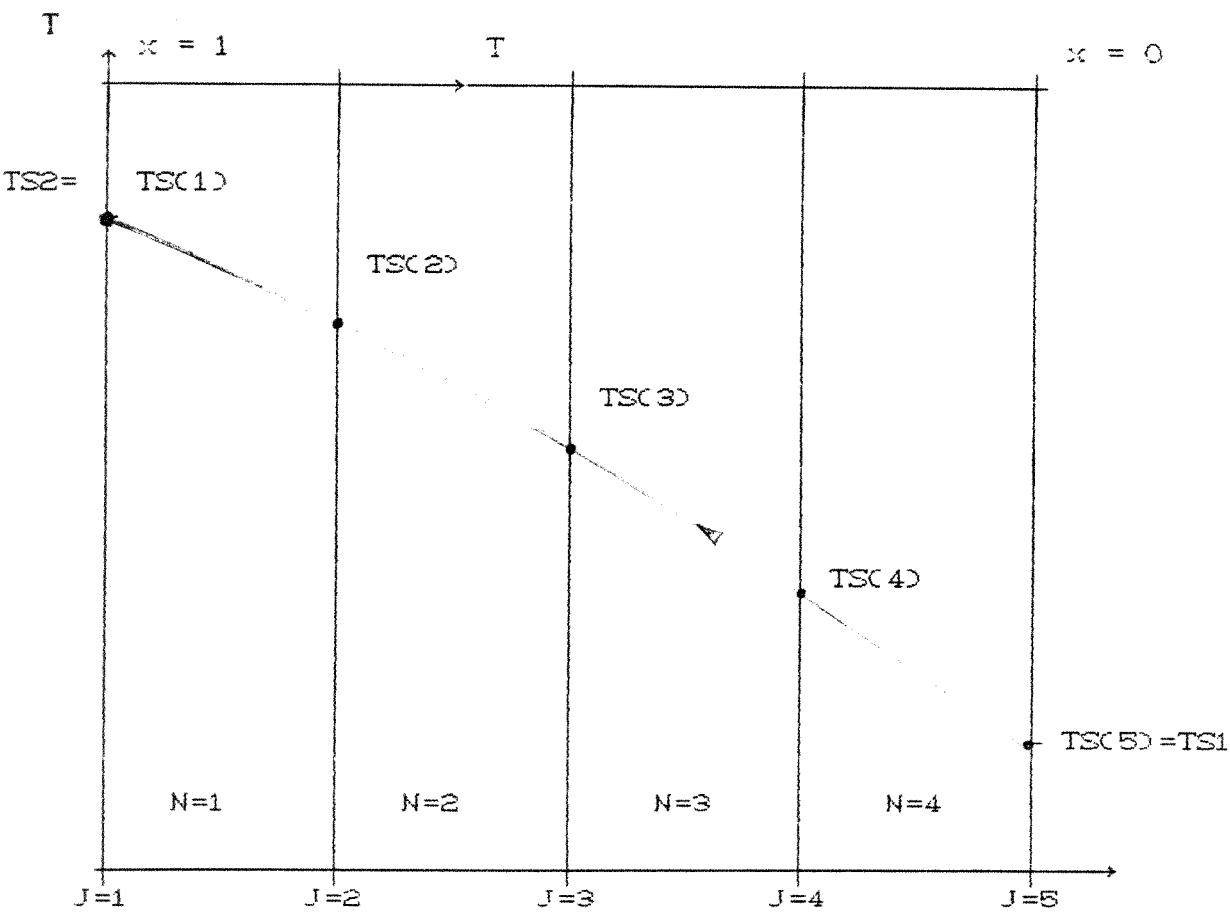


Figura 4.5 Distribuição de Temperatura

4.3.2 Descrição do programa

4.3.2.1 Dados de entrada

a) Fluido condensante (via arquivo)

Utiliza o mesmo arquivo utilizado no programa já descrito para o condensador vertical.

b) Fluido Refrigerante (via arquivo)

Utiliza o mesmo arquivo utilizado no programa anterior.

c) Tubos (via arquivo)

Utiliza o mesmo arquivo utilizado no program já descrito.

d) Dado Complementares: estimativa do coeficiente global, U (W/m^2K).

e. Primeira Estimativa do Número de Tubos

- Cálculo da Diferença Média Logaritmica de Temperatura, DMLT:

$$DMLT = \frac{(T - T_{S1}) - (T - T_{S2})}{\ln \left[\frac{(T - T_{S1})}{(T - T_{S2})} \right]}$$

- Cálculo da Carga Térmica Desejada, Q :

$$Q = m_c h_{LV}$$

- Cálculo do Número de Tubos Necessários, n_t :

$$n_t = \text{int} \left\{ \frac{A_T}{\pi d_e L} \right\}$$

onde

$$A_T = \frac{Q}{U \text{ DMLT}}$$

4.3.2.2 Cálculo do Lado dos Tubos

O programa calcula a perda de carga admitindo um condensador com 6 passes nos tubos, $n_P = 6$, caso ela ultrapasse o limite estabelecido, n_P é reduzido para 4, 2 e 1 até se alcançar uma queda de pressão abaixo do limite estabelecido.

a. Fluxo de massa no interior dos tubos, G_R :

$$G_R = \frac{4 m_R}{n_t \pi d_i^2} n_P$$

onde n_P = número de passes nos tubos

- Cálculo do número de Reynolds, Re_T e da velocidade no interior dos tubos, u_T :

$$Re_T = \frac{G_R d_i}{\mu}, \quad u_T = \frac{G_R}{\rho}$$

c. Cálculo da queda de pressão, efetuado pela subrotina PERDAT:

- . Dados entrada: $L, d_i, n_P, \rho, u_T, Re_T$
- . Dado de saída: ΔP_T

Os valores acima são calculados da seguinte forma:

- Perda de carga nos bocais:

$$\Delta P_{BT} = 0.75 \rho u_{BT}^2$$

- Perda de carga de contração e expansão:

$$\Delta P_{CE} = 0.8 n_P \rho u_T^2$$

- Perda de carga por atrito no interior dos tubos:

$$\Delta P_f = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho u_T^2}{2}$$

onde f é calculado pela equação de Churchill (1977).

- Perda de carga total do fluido condensante:

$$\Delta P_T = \Delta P_{BT} + \Delta P_{CE} + \Delta P_f$$

Caso $\Delta P_T > \Delta P_{T,MAX}$ reduz-se o número de passes até se atingir a condição $\Delta P_T < \Delta P_{T,MAX}$. Se, porventura, com apenas um passe a queda de pressão estiver acima do limite estabelecido o programa para. É necessário modificar a geometria proposta, alterando o diâmetro ou o comprimento dos tubos. Este procedimento, ou seja a alteração da geometria proposta nos dados de entrada, deve ser repetido até que seja satisfeita a perda de pressão disponível.

b. Cálculo do Coeficiente de Película

O cálculo do coeficiente de película para escoamento turbulento, $Re_T > 10.000$, é efetuado pela equação de Dittus - Boelter, com as propriedades estimadas à temperatura média do refrigerante, admitido constante ao longo de todo o tubo:

$$h_T = 0,023 \frac{k}{d_i} Re_T^{0,8} Pr^{0,4}$$

- Caso se tenha escoamento laminar, $Re_T < 2.100$, o que é pouco provável, utiliza-se a equação para temperatura de parede constante:

$$h_T = 3,66 \frac{k}{d_i}$$

- Na transição, faz-se uma interpolação linear dos valores obtidos nos limites das duas equações acima.

4.3.2.3 Geração da Geometria do Casco

A geração da geometria do casco é efetuada pela subrotina GEOCSC, conforme descrito no item 4.2.2.3, tendo como dados de entrada: $N\phi$, d_e , p , n_t , L e fornecendo como dados de saída:

Passo na direção do escoamento	(m)	PP
Passo na direção normal ao escoamento	(m)	PN
Número de tubos que cabe no casco		NTE

Diâmetro do casco	(m)	DCE
Diâmetro do feixe	(m)	DFE
Folga diametral tubo-chicana	(m)	DTB
Folga diametral casco-chicana	(m)	DSB

A escolha dos bocais e espaçamento entre chicanas é discutido a seguir:

a. Diâmetro dos Bocais D_{BCE} , D_{BCS} , D_{BT}

Na escolha dos diâmetros dos bocais, apesar de seguir o mesmo procedimento do programa descrito em 4.2, as informações fornecidas pelo programa são diversas do caso anterior em função das características distintas da geometria:

- Diâmetro do bocal de entrada do vapor, D_{BCE} : o programa informa o limite fornecido por Kern (1950) para bocal do casco e o valor limitado pela condição: $\rho_v u_{BCE}^2 < 2200 \text{ Kg/m s}^2$.

- Diâmetro do bocal de saída do condensado, D_{BCS} : o programa informa o valor limitado pela condição: $\rho_L u_{BCS}^2 < 48000 \text{ Kg/m s}^2$.

- Diâmetro dos bocais do refrigerante, D_{BT} : o program informa o valor limitado pela condição: $u_{BT} < 3 \text{ m/s}$.

Após a entrada dos diâmetros escolhidos o programa fornece a velocidade e a perda de carga em cada bocal e permite a alteração dos diâmetros. Caso haja alguma alteração os cálculos são refeitos.

b. Espaçamento das chicanas LS, LSI, LSO e número de chicanas, NCHI

O procedimento é idêntico ao do programa anterior. Ele informa o número máximo de chicanas permitido, NCHIMAX, devendo-se fornecer, como dado de entrada, o número de chicanas a ser adotado. Ao final dos cálculos de troca térmica o programa calcula a perda de carga do fluido condensante e, caso esta exceda o limite estabelecido, solicita novo valor de NCHI. Este procedimento é feito até que se atenda o

limite imposto de perda de carga.

4.3.2.4 Cálculo da Troca Térmica do Casco

Conforme se utilize 1, 2, 4 ou 6 passes nos tubos o procedimento de cálculo se torna mais complexo, particularmente quando se tem 4 ou 6 passes, já que não se conhece a temperatura do fluido refrigerante na passagem do 2º para o 3º passe e do 4º para o 5º passe como se observa na Fig.4.5.

Descreve-se, neste capítulo, o caso de um passe nos tubos; O Anexo III discute o procedimento para 2,4 ou 6 trajetos.

O cálculo é iniciado na primeira seção, delimitada pelos extremos $J = N$ e $J = N+1$, conforme representado na Fig.4.5, onde são conhecidos os valores das temperaturas do fluido refrigerante e do título do vapor em J:

$$N = 1$$

$$J = N$$

$$x(J) = 1$$

$$TSC(J) = TS1$$

$$\Delta T(J) = T - TSC(J)$$

onde T, no caso, é a temperatura do vapor a ser condensado.

O valor da Temperatura do fluido refrigerante $TSC(J+1)$, na saída da seção é admitida inicialmente igual a $TSC(J)$. Esta estimativa é corrigida, por um processo iterativo, descrito a seguir.

Calcula-se o coeficiente de película $h(N)$ do lado do casco para cada passe com a subrotina H1CAS.

- . Dados entrada: $\rho_L, \rho_V, \mu_L, \mu_V, c_{PL}, Pr_L, h_{LV}, \Delta T_{sw}$ (diferença entre a temperatura do vapor e a temperatura da parede), G_V .
- . Dados de saída: $h(N)$.

A subrotina H1CAS, contida no programa apresentado no Anexo II, calcula $h(N)$ utilizando o procedimento proposto por Fujii et al (1972), descrito no item 3.3.3.

Na sequência calcula-se o coeficiente global $UCND$ na seção considerada:

$$UCND = \left[\frac{1}{hCND} + R_{aux} \right]^{-1}$$

e a diferença de temperatura entre os fluidos:

$$\Delta T_M = \frac{TR(J) - TR(J+1)}{\ln \left[\frac{TR(J)}{TR(J+1)} \right]}$$

A taxa de transferência de calor nesta seção vale:

$$\Delta Q = UCND \cdot A_T \cdot \Delta T_M$$

É possível, então, verificar a temperatura estimada para o fluido refrigerante na saída da seção considerada:

$$TR(J+1) = TR(J) - \frac{\Delta Q}{m_R \cdot c_P}$$

Caso a estimativa não tenha sido adequada repete-se o processo calculando ΔT_{sw} , como segue:

$$\Delta T_{sw} = \frac{UCND}{hCND} \left[\frac{TR(J+1) + TR(J)}{2} \right]$$

e, na sequência $hCND$, $UCND$ e etc., até uma convergência satisfatória:

$$\left| TR(J+1)_{recalc.} - TR(J+1)_{anter.} \right| < 0,2$$

Uma vez obtida a temperatura do fluido refrigerante na saída da seção, calcula-se o título correspondente:

$$x(i+1) = x(i) - \frac{\Delta Q}{m_c \cdot h_{Lv}}$$

Este procedimento é efetuado para as seções sucessivas, verificando-se se o título, conforme calculado pela expressão acima, é negativo à saída da seção ($x(J+1) < 0$). Isto implicará na correção

do número de tubos e no retorno ao item 4.3.2.3, onde se gera nova geometria a ser testada:

$$n_{T,NOVO} = \text{int} \left\{ n_T \frac{\sum Ls(J+1)}{L} \frac{1}{(1 - x(J+1))} \right\}$$

pois o condensador estava superdimensionado.

Alcançada a última seção do condensador, $N = NCHI + 1$, verifica-se se o título é igual a zero. Corrige-se novamente o número de tubos, se necessário, conforme segue:

$$n_{T,NOVO} = n_T \frac{1}{(1 - x(i+1))}$$

4.3.2.5 Cálculo da Queda de Pressão no Lado do Casco

a. Queda de Pressão Devido ao Atrito

O cálculo da perda de pressão por atrito, no lado do casco, é efetuado de acordo com o procedimento sugerido por Chisholm (1983) e descrito no capítulo 3 (pg.3.11 - 3.14), através da subrotina DPCAS, para cada seção de escoamento cruzado e para cada janela. A somatória destes valores fornece a perda de carga no percurso do casco, ΔP_f .

A perda de carga nos bocais é calculada pelas equações:

- Bocal de entrada do vapor: $\Delta P_{BCE} = 0,5 \rho_v u_{BCE}^2$
- Bocal de saída do condensado: $\Delta P_{BCS} = 0,5 \rho_L u_{BCS}^2$

Se a perda de carga do fluido condensante:

$$(\Delta P_f + \Delta P_{BCE} + \Delta P_{BCS})$$

exceder o limite estabelecido, é informado a perda de carga e solicita novo valor de NCHI (número de chicanas). Este procedimento é repetido até que se atenda o limite imposto de perda de carga.

b. Cálculo da Variação da Componente de Pressão do Fluido Condensante Relativa à Variação da Quantidade de Movimento

A variação da pressão devido à variação da quantidade de movimento é feita a partir de uma análise global do condensador. Tomando uma superfície de controle que envolva todo o condensador pode-se afirmar que esta componente é igual à variação do fluxo de quantidade de movimento nos bocais de saída do condensado e entrada do vapor. Assim tem-se:

$$\Delta P_a = \rho_v u_{BTE}^2 - \rho_L u_{BTS}^2$$

Ao final, o programa apresenta os vários componentes que compoem a variação de pressão do condensador considerado.

CAPÍTULO 5

APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados exemplos de aplicação do procedimento desenvolvido para o dimensionamento de condensadores de substâncias puras.

Como já foi visto anteriormente, há dois tipos mais usuais de condensadores:

- Condensador Vertical com Escoamento Descendente no Interior de Tubos, e
- Condensador Horizontal com Condensação do Lado do Casco.

Para efeito de testar os programas desenvolvidos, considerou-se duas condições de processo típicas encontradas na literatura:

- Condensação de Vapor de Alcool (Kern, 1950) e
- Condensação de Vapor de Acetona (AIChE, 1968).

Apesar da recomendação usual de condensar os fluidos de processo do lado do casco, deixando a água dentro dos tubos, devido a questões de manutenção, admitiu-se a possibilidade de testar ambas as localizações do fluido, para efeito de discussão do fenômeno termohidráulico.

As condições dos processos analisados são:

VAPOR DE ALCOOL

- Descarga de Vapor de Alcool

7,5 Kg/s

- Pressão de Processo	103 KPa
- Perda de Carga Máxima Admissível para o Alcool	30 KPa
- Temperatura da Água Disponível	30°C
- Perda de Máxima Admissível para a Água	70 KPa

ACETONA

- Descarga de Vapor de Acetona	0,6 Kg/s
- Pressão de Processo	2,64 MPa
- Perda de Carga Máxima Admissível para a Acetona	30 KPa
- Temperatura da Água Disponível	30°C
- Perda de Máxima Admissível para a Água	70 KPa

5.1 CONDENSADOR VERTICAL COM ESCOAMENTO DESCENDENTE NO INTERIOR DOS TUBOS

Usualmente o comprimento dos tubos faz parte da especificação. Neste trabalho, no entanto, explorou-se várias possibilidades, com o objetivo de determinar um arranjo geométrico que utilize ao máximo as perdas de carga disponíveis, no casco e nos tubos, gerando uma geometria ótima, correspondente à menor área de troca e, conseqüentemente, ao menor custo.

Foram considerados comprimentos de 3, 4 e 6 m para os tubos. Os dados de saída estão apresentados nas Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 para a Acetona e Figuras 5.4, 5.5 e 5.6 para o Vapor de Alcool e abaixo é fornecido os dados do tubo:

-DADOS DOS TUBOS

ARRANJO	1 (triangular)
DIAMETRO EXT. INT. (m).....	.190E-01 .148E-01
PASSO (m).....	.254E-01
COMPRIMENTO (m).....	.300E+01
RUGOSIDADE RELATIVA (※).....	.000E+00
CONDUTIBILIDADE (J/Kg K)....	.348E+03

PROPRIEDADES PARA O PROCESSO DE CONDENSAÇÃO DA ACETONA

DESCARGA (Kg/s).....	.600E+00	
PRESSAO (Pa).....	.274E+07	
TEMPERATURA (C).....	.560E+02	
	LIQUIDO	VAPOR
VOLUME ESPECIFICO (M3/Kg).....	.127E-02	.462E+00
VISCOSIDADE (Kg/m S).....	.250E-04	.839E-06
CONDUTIBILIDADE (J/Kg K).....	.170E+00	.232E-01
CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....	.245E+04	.837E+03
CALOR DE VAPORIZACAO (J/Kg)...	.516E+06	
PRANDTL DO LIQUIDO.(*).....	.362E+00	
PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....	.300E+05	
DEPOSITO (m2 K/ W).....	.200E-03	

PROPRIEDADES DO FLUIDO REFRIGERANTE AGUA

DESCARGA (Kg/s).....	.370E+01	
TEMPERATURA (C).ENT. E SAIDA..	.300E+02	.500E+02
DENSIDADE (Kg/s).....	.991E+03	
VISCOSIDADE (Kg/m S).....	.181E-02	
CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....	.418E+04	
PRANDTL (*).....	.507E+01	
PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....	.700E+05	
DEPOSITO (m2 K/ W).....	.200E-03	

PROPRIEDADES PARA O PROCESSO DE CONDENSAÇÃO DO ALCOOL

DESCARGA (Kg/s).....	.750E+01	
PRESSAO (Pa).....	.103E+06	
TEMPERATURA (C).....	.118E+03	
	LIQUIDO	VAPOR
VOLUME ESPECIFICO (M3/Kg).....	.125E-02	.263E+00
VISCOSIDADE (Kg/m S).....	.620E-03	.100E-04
CONDUTIBILIDADE (J/Kg K).....	.163E+00	.215E-01
CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....	.339E+04	.218E+04
CALOR DE VAPORIZACAO (J/Kg)...	.663E+06	
PRANDTL DO LIQUIDO.(*).....	.129E+02	
PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....	.300E+05	
DEPOSITO (m2 K/ W).....	.330E-03	

PROPRIEDADES DO FLUIDO REFRIGERANTE AGUA

DESCARGA (Kg/s).....	.620E+02	
TEMPERATURA (C).ENT. E SAIDA..	.300E+02	.492E+02
DENSIDADE (Kg/s).....	.991E+03	
VISCOSIDADE (Kg/m S).....	.181E-02	
CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....	.418E+04	
PRANDTL (*).....	.507E+01	
PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....	.700E+05	
DEPOSITO (m2 K/ W).....	.200E-03	

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	119	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	41	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.810E-01	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.224E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.337E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.452E-01	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.305E+00	.273E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.152E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.762E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	
h DO REFRIGERANTE (W/ m ² k)...	.467E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.195E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.505E+04	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.145E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.310E+06	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.214E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² k) .	.106E+04	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.104E+04	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.625E+02	.137E+02
-PERDA POR ATRITO.....	.961E+03	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.235E+04	
-VARIAC. QUANTIDADE MOV.....	.478E+03	
-GRAVITACIONAL.....	.187E+04	

FIGURA 5.1 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 3m

=====		
GEOMETRIA		
NUMERO DE TUBOS	78	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	68	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.514E-01	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.222E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.332E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.379E-01	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.255E+00	.222E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.152E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.762E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	
h DO REFRIGERANTE (W/ m ² K)...	.708E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.523E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.505E+04	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.473E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.310E+06	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.187E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² K) .	.122E+04	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.243E+04	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.625E+02	.137E+02
-PERDA POR ATRITO.....	.235E+04	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.297E+04	
-VARIAC. QUANTIDADE MOV.....	.478E+03	
-GRAVITACIONAL.....	.249E+04	

FIGURA 5.2 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 4m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	49	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	88	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.627E-01	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.219E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.326E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.388E-01	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m).	.205E+00	.171E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.102E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.508E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.773E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.687E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa).	.505E+04	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.636E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.310E+06	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.176E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.129E+04	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.729E+04	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.317E+03	.693E+02
-PERDA POR ATRITO.....	.691E+04	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.624E+04	
-VARIAC.QUANTIDADE MOV.....	.242E+04	
-GRAVITACIONAL.....	.382E+04	

FIGURA 5.3 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 6m

=====		
GEOMETRIA		
NUMERO DE TUBOS	490	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	11	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.218E+00	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.345E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.478E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.133E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FELXE (m)...	.686E+00	.603E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.254E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00	
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.110E+05	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.679E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.175E+05	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.504E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.880E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.724E+03	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.605E+04	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.719E+03	.669E+03
-PERDA POR ATRITO.....	.466E+04	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.812E+04	
-VARIAC. QUANTIDADE MOV.....	.469E+04	
-GRAVITACIONAL.....	.343E+04	

FIGURA 5.4 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 3m

=====		
GEOMETRIA		
NUMERO DE TUBOS	352	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	12	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.290E+00	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.340E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.468E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.154E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m).	.591E+00	.502E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.203E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00	
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.979E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.599E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa).	.175E+05	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.424E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.843E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.756E+03	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.138E+05	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.176E+04	.669E+03
-PERDA POR ATRITO.....	.114E+05	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.176E+05	
-VARIAC. QUANTIDADE MOV.....	.130E+05	
-GRAVITACIONAL.....	.463E+04	

FIGURA 5.5 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 4m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	222	
NUMERO DE PASSES.....	1	
NUMERO DE CHICANAS.....	13	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.435E+00	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.332E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.452E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.200E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.438E+00	.400E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.203E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00	
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.563E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.695E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.175E+05	
- NO ESC. DO CASCO (Pa).....	.520E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.797E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.799E+03	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02	
FLUIDO CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.415E+05	
-PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.	.176E+04	.669E+03
-PERDA POR ATRITO.....	.391E+05	
GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...	.200E+05	
-VARIAC.QUANTIDADE MOV.....	.130E+05	
-GRAVITACIONAL.....	.704E+04	

FIGURA 5.6 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 6m

ACETONA

A primeira geometria proposta, $L = 3\text{m}$, correspondeu uma perda de carga do fluido condensante de $\Delta P_r = 1,04\text{ KPa}$, inferior à perda de carga disponível de 30 KPa . A segunda proposta de geometria, $L = 4\text{m}$, apresentou uma perda de carga de $2,43\text{ KPa}$, valor mais alto porém ainda bem abaixo do limite. A 3ª tentativa, $L = 6\text{m}$, resultou numa perda de carga de $7,29\text{ KPa}$, valor abaixo do limite estabelecido porém maior que os valores anteriores.

Os coeficientes globais obtidos foram $1060\text{ W/m}^2\text{K}$, $1220\text{ W/m}^2\text{K}$ e $1290\text{ W/m}^2\text{K}$ na 1ª, 2ª e 3ª alternativas, respectivamente, indicando que a 3ª alternativa é a melhor proporcionando uma área de troca térmica 18% e 6% menor que a 1ª e 2ª alternativa, respectivamente.

O maior aproveitamento da perda de carga disponível do fluido condensante implicou num aumento de 65% e 9% no coeficiente de película no interior dos tubos em relação à 1ª e 2ª alternativa, respectivamente, que neste caso é a resistência térmica dominante.

No escoamento do lado do casco as duas alternativas utilizaram o menor espaçamento possível entre chicanas $LS = 0,2 D_c$, nestas condições a 2ª alternativa permitiu utilizar melhor a perda de carga disponível, ($\Delta P_{\text{LIM}} = 70\text{ KPa}$) implicando num aumento de 51,6% no coeficiente de película do lado do casco, o que não afetou fortemente o coeficiente global por não ser esta, neste caso, a resistência térmica dominante no processo.

ALCOOL

No condensador com 6m de comprimento verifica-se uma perda de carga de 41 KPa , valor acima do disponível, que impede sua utilização. A escolha recai então sobre o condensador de 4m de comprimento que necessita uma menor área de troca térmica devido a um alto coeficiente de película do lado da condensação que acaba por determinar um coeficiente global maior que o do condensador de 3m de comprimento,

5.2 CONDENSADOR HORIZONTAL COM CONDENSAÇÃO DO LADO DO CASCO

Foram considerados comprimentos de 3, 4 e 6 m para os tubos. Os dados de saída estão apresentados nas Figuras 5.7, 5.8 e 5.9 para o Alcool e Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 para o Vapor de Alcool.

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	403	
NUMERO DE PASSES.....	2	
NUMERO DE CHICANAS.....	2	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.100E+01	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.100E+01	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.100E+01	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.292E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.635E+00	.594E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.254E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00	
h DO REFRIGERANTE (W/ m ² K)...	.949E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.281E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.875E+04	
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)	.142E+05	
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)	.512E+04	
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.724E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² K) .	.881E+03	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02	
PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.917E+04	
-NO ESC. CRUZADO.....	.151E+04	
-NA JANELA.....	.371E+04	
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.288E+04	.107E+04
GANHO DE PRESSAO VAR. Q. MOV(Pa)	.750E+01	
-FL. Q. MOV. BOC. VAPOR.....	.576E+04	
-FL. Q. MOV. BOC. COND.....	.107E+04	

FIGURA 5.7 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 3m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	297	
NUMERO DE PASSES.....	2	
NUMERO DE CHICANAS.....	2	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m) ..	.133E+01	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.133E+01	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.133E+01	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.245E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m) ..	.533E+00	.489E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.254E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00	
h DO REFRIGERANTE (W/ m ² k)...	.121E+05	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.482E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa) ..	.875E+04	
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)	.300E+05	
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)	.943E+04	
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.711E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² k) .	.896E+03	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02	
PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.779E+04	
-NO ESC. CRUZADO.....	.303E+03	
-NA JANELA.....	.354E+04	
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.288E+04	.107E+04
GANHO DE PRESSAO VAR. Q. MOV(Pa)	.750E+01	
-FL. Q. MOV. BOC. VAPOR.....	.576E+04	
-FL. Q. MOV. BOC. COND.....	.107E+04	

FIGURA 5.8 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 4m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	206
NUMERO DE PASSES.....	1
NUMERO DE CHICANAS.....	2
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.200E+01
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.200E+01
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.200E+01
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.202E+00
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.438E+00 .406E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)	
ENTRADA DO VAPOR.....	.254E+00
SAIDA DO CONDENSADO.....	.102E+00
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.152E+00
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.929E+04
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.311E+05
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)...	.875E+04
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)	.199E+05
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)	.245E+04
CARGA TERMICA (W).....	.497E+07
AREA DE TROCA TERMICA.....	.740E+02
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.861E+03
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.780E+02

PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE

PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.233E+05
-NO ESC. CRUZADO.....	.202E+04
-NA JANELA.....	.173E+05
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.288E+04 .107E+04

FIGURA 5.9 Principais dados de Saída - Condensação de ALCOOL L = 6m

=====		
GEOMETRIA		
NUMERO DE TUBOS	81	
NUMERO DE PASSES.....	6	
NUMERO DE CHICANAS.....	18	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.140E+00	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.275E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.337E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.761E-01	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m).	.305E+00	.273E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.102E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.508E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	
h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)...	.858E+04	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.343E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa).	.253E+04	
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)	.196E+05	
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)	.122E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.310E+06	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.145E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .	.156E+04	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02	
PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE		
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.134E+05	
-NO ESC. CRUZADO.....	.493E+04	
-NA JANELA.....	.709E+04	
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.127E+04	.111E+03
GANHO DE PRESSAO VAR.Q.MOV(Pa)	.600E+00	
-FL.Q.MOV.BOC.VAPOR.....	.253E+04	
-FL.Q.MOV.BOC.COND.....	.111E+03	

FIGURA 5.10 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 3m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	58	
NUMERO DE PASSES.....	6	
NUMERO DE CHICANAS.....	17	
ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m) ..	.212E+00	
ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....	.272E+00	
ESP.ULTIMA CHICANA (m).....	.332E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.100E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m) ..	.255E+00	.223E+00
DIAMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.102E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.508E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	
h DO REFRIGERANTE (W/ m ² K)...	.113E+05	
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.678E+05	
- NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa) ..	.253E+04	
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa) ..	.415E+05	
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa) ..	.238E+05	
CARGA TERMICA (W).....	.310E+06	
AREA DE TROCA TERMICA.....	.139E+02	
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² K) ..	.164E+04	
DIF.MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02	

PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE

PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.114E+05	
-NO ESC. CRUZADO.....	.307E+04	
-NA JANELA.....	.694E+04	
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.127E+04	.111E+03
GANHO DE PRESSAO VAR. Q. MOV(Pa)	.600E+00	
-FL. Q. MOV. BOC. VAPOR.....	.253E+04	
-FL. Q. MOV. BOC. COND.....	.111E+03	

FIGURA 5.11 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 4m

=====

GEOMETRIA

NUMERO DE TUBOS	39	
NUMERO DE PASSES.....	4	
NUMERO DE CHICANAS.....	20	
ESPAÇAMENTO DAS CHICANAS (m)...	.284E+00	
ESP. PRIMEIRA CHICANA (m).....	.272E+00	
ESP. ULTIMA CHICANA (m).....	.332E+00	
CORTE DAS CHICANAS (m).....	.117E+00	
DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)...	.255E+00	.223E+00
DIÂMETRO DOS BOCAIS (m)		
ENTRADA DO VAPOR.....	.102E+00	
SAIDA DO CONDENSADO.....	.508E-01	
FLUIDO REFRIGERANTE.....	.508E-01	

h DO REFRIGERANTE (W/ m ² K)...	.112E+05
PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)...	.599E+05
- NOS BOCAIS ENT. SAIDA (Pa)...	.253E+04
- NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)...	.417E+05
- DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)...	.156E+05

CARGA TERMICA (W).....	.310E+06
AREA DE TROCA TERMICA.....	.140E+02
COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m ² K) .	.162E+04
DIF. MEDIA LOG. DE TEMP. (C)...	.136E+02

PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE

PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....	.108E+05	
-NO ESC. CRUZADO.....	.285E+04	
-NA JANELA.....	.655E+04	
..-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..	.127E+04	.111E+03
GANHO DE PRESSAO VAR. Q. MOV(Pa)	.600E+00	
-FL. Q. MOV. BOC. VAPOR.....	.253E+04	
-FL. Q. MOV. BOC. COND.....	.111E+03	

FIGURA 5.12 Principais dados de Saída - Condensação de ACETONA L = 6m

ALCOOL

Aqui percebe-se uma grande variação no coeficiente de película do lado dos tubos (refrigerante) sendo o de $L = 4\text{m}$ o maior, porém este tem pouco efeito sobre o valor do coeficiente global.

O que não é o caso do coeficiente de película do lado do casco (condensação) que tem um efeito significativo no valor do coeficiente global, da mesma ordem das resistências de incrustação.

A melhor opção é o condensador de 4m de comprimento, já que este necessita a menor área de troca térmica. Tal fato é devido ao alto valor do coeficiente de película do lado do tubo que acaba definindo a melhor opção.

ACETONA

Como o coeficiente de película tanto do refrigerante como do fluido condensante são altos, as resistências de incrustação são as que influenciam mais fortemente o coeficiente global. As alterações de geometria afetam os coeficientes de película, porém estas alterações refletem pouco no valor final do coeficiente global.

A melhor opção é o condensador de 4m de comprimento, já que este requer a menor área de troca térmica. Isto se deve ao coeficiente de película no interior dos tubos que no caso do condensador de 3m foi muito baixo devido ao pouco aproveitamento da perda de carga disponível e no caso do condensador de 6m de comprimento, apesar da redução no número de tubos não foi possível a utilização de 6 passes nos tubos devido à excessiva perda de carga tendo-se que utilizar apenas 4 passes

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A informação relativa ao cálculo da perda de pressão e da transferência de calor na condensação de substâncias puras, no interior de tubos e no exterior de feixes de tubos encontra-se relativamente dispersa. Ela é de grande importância no projeto de trocadores de calor em que ocorre a condensação de um dos fluidos, sendo ainda usual, por falta de análise mais recente, a utilização do livro "Process Heat Transfer", de Kern, publicado em 1950, como a referência padrão da literatura aberta.

Vários trabalhos foram publicados posteriormente sobre condensação, porém nenhum deles fornece uma visão global do assunto, que permita sua aplicação em dimensionamento termohidráulico de condensadores. Este trabalho consolida e analisa a informação disponível, de forma a permitir a integração dos resultados atualizados no projeto termohidráulico de trocadores de calor.

Para efeito deste capítulo as conclusões estão organizadas em termos de condensação no interior dos tubos ou no casco.

6.1 Condensação no Interior dos Tubos

Para estudar tanto a perda de pressão como a troca térmica é importante determinar o padrão de escoamento ao longo do equipamento. Os mapas disponíveis são, em sua maior parte, para escoamento água-ar, sem mudança de fase (adiabáticos). A informação mais atual para tubos horizontais é baseada num modelo mecanicista para condensação proposto por Taitel e Dukler (1976), simplificado e corroborado por dados experimentais, por Palen Breber e Taborék (1979). O mapa é de aplicação relativamente simples, pelo formato mais adequado nas fronteiras e é recomendado por ser proveniente de um modelo mais elaborado, cujos resultados foram verificados em comparação com um conjunto de dados experimentais específicos para a condensação.

No caso de tubos verticais o escoamento é usualmente anular. Quando se estuda a transferência de calor é importante, no entanto, verificar adicionalmente, se o efeito cisalhante ou gravitacional é dominante, o que será discutido adiante.

No cálculo dos componentes gravitacional (importante apenas para o condensador vertical) e relativo à variação de quantidade de movimento, bem como no cálculo de algumas expressões para o coeficiente de transferência de calor, é necessário determinar a fração de vazio. Há dezenas de correlações propostas que podem ser agrupadas em modelos homogêneos e heterogêneos, com ou sem deslizamento entre as fases. Observa-se que a correlação de Zivi tem sido largamente utilizada na literatura relativa à condensação, apesar da fragilidade teórica das hipóteses de seu modelo. A análise comparativa das principais correlações, realizada neste, trabalho mostrou que a correlação de Zivi fornece valores intermediários, com variações inferiores à 20% o que, em princípio, explica sua grande utilização, que também se justifica pela sua simplicidade.

Para o cálculo da perda de pressão por atrito para a condensação no interior dos tubos, há os trabalhos pioneiros de Lockhart e Martinelli ainda hoje utilizados, para escoamento ar-água. Os trabalhos mais recentes ainda não fazem uso de dados de condensação. Chisholm (1970) correlacionou estes dados em termos do multiplicador bifásico ϕ_{Lo}^2 e não ϕ_L^2 , conforme o trabalho original de Lockhart e Martinelli, o que facilitou a realização dos cálculos com mudança de fase, porque ϕ_{Lo}^2 se refere ao escoamento monofásico hipotético que considera toda descarga escoando na fase líquida, evitando o recálculo de ϕ_L^2 a cada alteração de título. Baroczy (1966) observou experimentalmente o efeito não identificado anteriormente do fluxo de massa da mistura no cálculo de ϕ_L^2 . Chisholm correlacionou estes dados, em termos de ϕ_{Lo}^2 , de maneira a facilitar sua aplicação no projeto de condensadores, o que constitui o estado da arte atual.

Na transferência de calor distingue-se duas situações principais:

- uma em que predomina a tensão cisalhante na interface líquido-vapor relativamente à força gravitacional atuando no escoamento,
- e a outra em que a situação se inverte.

A primeira situação corresponde aos padrões anular, pistonado, cápsula e bolha, conforme o mapa de Taitel Dukler simplificado (Fig.2.8), enquanto a segunda situação corresponde ao padrão estratificado. No escoamento vertical a predominância é do padrão anular; deve-se certificar adicionalmente neste caso, no entanto, a possibilidade de dominância do efeito gravitacional, o que ocorre para valores baixos de j_v^* , velocidade adimensional de Wallis. Nas regiões em que predominam o efeito da tensão cisalhante há um conjunto de estudos, que podem ser organizados em três grupos:

- O das relações empíricas,
- O das relações semi analíticas, que consideram que a resistência térmica está apenas na subcamada laminar e faz uso de coeficientes obtidos a partir de dados experimentais e ,finalmente,
- O da analogia transferência de calor - transferência da quantidade de movimento.

A expressão mais recente é a de Palen, Breber e Taborék (1980) do primeiro grupo, do HTRI, que é relativamente simples de aplicar e apresenta bons resultados próximos aos das equações de Bae, Maulbetsch e Rohsenow (1971) e das equações de Kosky e Staub (1973), do terceiro grupo, objeto de comprovação experimental. Neste trabalho a última expressão foi adotada por ser a mais simples. Nas regiões em que predomina a força gravitacional no escoamento, as equações disponíveis, tanto para condensação vertical como horizontal são baseadas na teoria clássica de Nusselt. No escoamento horizontal a recomendação de cálculo leva em conta a assimetria da distribuição da película de condensado na seção do tubo. O condensado se acumula no fundo do tubo, dificultando a troca térmica, que costuma ser desprezada na região. Chaddock (1957) fornece uma expressão para

delimitar a região inundada. Para efeito de projeto, em tubos verticais, Butterworth (1981) sugere que se calcule o coeficiente de transferência de calor por expressões válidas para predominância dos efeitos cisalhante e gravitacional e que se adote o maior deles para efeito de cálculo. Observou-se neste trabalho, conforme mostrado nas Figuras 2.26 e 2.27, que esta recomendação é equivalente a estender a aplicação de j_v^* - velocidade adimensional de Wallis para delimitar a dominância dos efeitos, permitindo a determinação da equação a ser aplicada.

6.2 Condensação do Lado do Casco

Os condensadores horizontais com condensação do lado do casco são muito usados; a informação disponível na literatura aberta, no entanto, é muito restrita. O procedimento adotado para a determinação do padrão de escoamento e da variação da pressão é, em geral, semelhante ao da condensação no interior de tubos. Há poucos trabalhos e, geralmente, relativos a escoamento ar e água. O trabalho de Chisholm (1983) dá uma visão integrada do problema, por dispor os dados experimentais que obteve num esquema que determina o padrão de escoamento e a perda de pressão simultaneamente, com um procedimento de aplicação mais ampla do que o trabalho de Ishihara, desenvolvido na mesma época.

O cálculo da transferência de calor se baseia basicamente no tratamento de Nusselt, devendo se referir, no entanto, aos problemas causados pelo gotejamento entre os tubos e ao efeito do cisalhamento na interface vapor-líquido. Há alguns estudos do cisalhamento na condensação em um único tubo, enquanto os estudos de gotejamento em feixes, não levam em conta, por sua vez, o efeito do cisalhamento. Há poucos estudos já realizados considerando o efeito simultâneo dos dois fenômenos. A Fig.3.12 é importante por constituir um dos poucos exemplos de comparação de dados experimentais com equações disponíveis, provenientes, na realidade, da própria equação de Nusselt e dos estudos de condensação em um único tubo. Em termos de modelagem a tendência mais moderna consiste em resolver as equações de camada limite laminar bifásica, conforme os trabalhos de Shekriladze e

Gomelaury (1968) e Fujii (1972 e 1981) sendo que, do último, foram as expressões utilizadas neste trabalho.

6.3 Procedimento de Cálculo de Condensadores

Foram desenvolvidos procedimentos de cálculo termohidráulico de condensadores com as seguintes características principais:

- Utilização das informações mais recentes disponíveis, que se encontravam atualizadas e consolidadas apenas à nível de instituições privadas, e não disponíveis na literatura aberta;
- Cálculo passo a passo da transferência de calor e da perda de pressão do lado do fluido condensante, aumentando a precisão dos resultados obtidos.

6.4 Recomendações

Como se pode concluir pelo acompanhamento atento deste trabalho, há uma série de lacunas quanto à disponibilidade da informação necessária para o projeto termohidráulico preciso dos condensadores, se bem que 40 anos tenham transcorridos desde o trabalho pioneiro de Kern.

Ainda há necessidade de maior conhecimento do fenômeno em todos os pontos, principalmente na condensação do lado do casco.

Utilizando a informação já disponível sugere-se a continuação deste trabalho, enfocando:

- Condensação de misturas;
- Consideração de Dessuperaquecimento e de Subresfriamento;
- Existência de não condensáveis;
- Condensadores de características menos usuais, como o condensador vertical com escoamento ascendente no interior dos tubos e refulvedor vertical, onde a condensação da utilidade (vapor) se dá do lado do casco.

BIBLIOGRAFIA

- AIChE, "Equipment testing procedure heat exchangers.", Second Edition, 1968.
- AIChE, J., vol. 10, n° 1, jan. 1964, pp. 44 - 51.
- AKERS, W.M. et alii. "Condensing heat transfer within horizontal tubes." C.E.P., 54 : 89, 1958.
- ALVES, G. E. "Co-current liquid-gas flow in a pipe contractor. C.E.P., 50 : 449-56, 1954.
- ARMAND, A.A. "Resistance to two-phase flow in horizontal tubes." (in Russian). IZv. VTI, 15 (1) : 16-23, 1946. English translation, NLL n 882, Boston Spa, Yorks: National Lending Library.
- BAE, S., MAULBETSCH, J. S. and ROHSENOW, W. M., "Refrigerant forced convection condensation on inside horizontal tubes."
- BAKER, O. "Simultaneous flow of oil and gas." Oil Gas J., 53 : 185-95, July, 1954.
- BAROCZY C.J. "A systematic correlation for two-phase pressure drop." Chem. Engng. Prog. symp. ser., 62 (44) : 232-49, 1966.
- BERGELIN O.P., GAZLEY, C. "Co-current gas-liquid flow. I - Flow in horizontal tubes." Heat Transf. and Fluid. Mech. Inst., New York, ASME : 19-28, 1949.
- BELL, K. J., TABOREK, J. and FENOGLIO, F., "Interpretation of horizontal in tube condensation on heat transfer correlations with a two phase flow regime map.", CEP, Symposium Series, n° 102, vol. 66, pp. 150 - 163, 1970.
- BELL, K. J., "Temperature profile in condenser.", CEP, vol. 68, n° 7, pp. 81 - 82, july 1972.

- BERGLES, A. E., "Two phase flow and heat transfer", 1756 - 1981., Heat Transfer Engineering, vol. 2, n° 3/4, Jan-June 1981.
- BERMAN, L.D., TUMANOV, Yu. A., " Condensation heat transfer in a vapour flow over a horizontal tube.", Teploenergetika, 10, pp. 77 - 84, (1962).
- BERMAN, L. D., "Influence of vapour velocity on heat transfer with filmwise condensation on a horizontal tube.", Thermal Engineering, 26 (5), 1979, pp. 274 - 278.
- BOYKO, L. D., KRUSHILIN, G. N., "Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes.", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 10, pp. 361 - 373, 1967.
- BREBER, G., PALEN, J. W. and TABOREK, J., "Prediction of horizontal tube side condensation of pure components using flow regime criteria.", ASME, J. Heat Transfer, vol. 102, August 1980, pp. 471 - 476.
- BREBER, G. et alii. "Prediction of horizontal tube side condensation of pure components using flow regime criteria." ASME J. Heat Transfer, 102 : 471-76, August. 1980.
- BUTTERWORTH, D., COUSINS, L. B., "Use of computer programs in heat exchanger design.", AIChE, July 5, 1976.
- BUTTERWORTH, D. (1980). " Contribution on inundation without vapour shear.", Workshop on Modern Developments in Marine Condensers, Naval Post-graduate School, Monterey, California, 26 - 28 March.
- BUTTERWORTH, D., "Condensers : basic heat transfer and fluid flow", em "Heat Exchanger Thermal - Hydraulic Fundamentals Design", S. Kakç, A. E. Bergles, F. Mayinger, McGraw-Hill, 1981, pp. 289 - 314.

- BUTTERWORTH, D., "Condensers. Thermohydraulic Design.", em "Heat Exchanger Thermal - Hidraulic Fundamentals Design", S. Kakç, A. E. Bergles, F. Mayinger, McGraw-Hill, 1981, pp. 647 - 679.
- CARPENTER, F.G., COLBURN, A.P. "The effect of vapor velocity on condensation inside tubes." Proceedings of the General Discussion of Heat Transfer, The Institute of Mechanical Engineers and the ASME : 20-26, July, 1951.
- CHEN, M.M.(1961), " An analytical study of laminar film condensation :Part 1 - Flat plate; Part 2 - Single and multiple horizontal tubes.", Trans. ASME, J. Heat Transfer, vol. 83c, pp. 48 - 60.
- CHISHOLM, D., "Pressure gradients due to friction during te flow of eaporating two phase mixture in smooth tubes and channels.", Int. Journal Heat Mass Transfer, vol. 16, pp. 347 - 358, 1973.
- CHISHOLM, D. and GRANT, I. D. R., "Horizontal two phase flow across tube banks", Int. J. Heat & Fluid Flow, vol. 2, n° 2, pp. 97 - 100, 1980.
- CHISHOLM, D., "Turbulent film heat transfer coefficients during condensation in tubes.", Int. . Heat & Fluid Flow, vol. 2, n° 3, 1980, pp. 139 - 141.
- CHISHOLM, D., LAIRD A.D.K. "Two-phase flow in roug tubes." Trans. Amer. Soc. Mech., 80 (2) : 276-86, 1968.
- CHISHOLM, D., "Void fraction during two-phase flow." J. Mech. Engng. Sci., 15 (3) : 235-6, June, 1973.
- CHISHOLM, D. "Two-phase flow in pipelines and heat exchangers." Pitman Press Ltd., 1983.
- CHISHOLM, D. and GRANT, I. D. R., "Two phase flow on the shell side of a segmentally bafflede shell and tube heat exchanger", Journal of

Heat and Transfer, ASME, vol. 101, fev. 1979, pp. 38 - 42.

DEVORE Abe, "How to design multitube condensers.", Petroleum Refiner, vol. 38, n° 6, june 1959, pp. 205 - 216.

DUKLER, A. E., WICKS, M. and CLEVELAND, R. G., "Frictional pressure drop in two phase flow: A - A comparison of existing correlation for pressure loss and holdup.", AIChE, J., vol. 10, n° 1, jan. 1964, pp. 38 - 43.

DUKLER, A. E., WICKS, M. and CLEVELAND, R. G., "Frictional pressure drop in two phase flow: B - An approach through similarity analysis.",

DUKLER, A. E. et alii. "Frictional pressure drop in two-phase flow." AIChE J., 10 (1) : 38-51, 1964.

FRIEDEL, L. "Mean void fraction and friction pressure drops: comparison of some correlation with experimental data." European Two Phase Flow Group Meeting, Grenoble : 6-9, June, 1977. Paper A7.

FUJII, T., UEHARA, H., KURATA, C., "Laminar filmwise condensation of flowing vapour on a horizontal cylinder.", Int. Journal Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 235 - 246.

FUJII, T., UEHARA, H., HIRATA, Oda, K., "Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube bank.", Int. Journal Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 247 - 260.

GRANT, I.D.R., OSMENT, D.D.J., " The effect of condensate drainage on condenser performance.", NEL Report 350, (1968).

GRANT, I.D.R.(1972). " Film condensation of pure vapours. Notes for condensation and condensers course.", Birniehill Institute, NEL, East Kilbride, Glasglow.

- HOOGENDOORN, C.J. Gas-liquid flow in horizontal pipes. Chem Engg. Sci, 9 : 205-19, 1959.
- HUGHMARK, G.A. "Hold up in gas-liquid flow." C.E.P., 48(4) : 62-5, 1962.
- HEWIT, G. F. and SEMERIA, R., "Aspect of two phase gas liquid flow.", Cap. 12, pp. 265 -317.
- JACOBS, H. R., MAJOR, H., "The effect of noncondensable gases on bubble condensation in immiscible liquid.", ASME, J. of Heat Transfer, Aug. 1982, vol. 104, pp. 487 - 492.
- JASTER, H., KOSKY, P. G., "Condensation heat transfer in a mixed flow regime.", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 19, pp. 95 - 99, 1976.
- JOHANNESSEN, T., " A theoretical solution of the Lochart and Martinelli flow model for calculating two phase flow pressure drop and hold-up.", Int.Journal Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 1443 - 1449, 1972
- KASTURI, G., STEPANEK, J. and HOLLAND, F. H., "A review of two phase flow literature.", British Chemical Engineerig, April-May 1971, vol. 16, n° 4/5.
- KASTURI, G., STEPANEK, J. and HOLLAND, F. H., "A review of two phase flow literature.", British Chemical Engineerig, June 1971, vol. 16, n° 6.
- KERN, D.Q., "Process Heat Transfer", McGraw-Hill, 1950.
- KERN, D.Q.(1958), " Mathematical development of tube loading in horizontal condensers.", AIChE.J.vol.4, N° 2, pp. 157 - 160.
- KOSKY, P. G.,STAUB, F.W., "Local condensig heat transfer coefficients in the annular flow regime." AIChE J., 17(5) : 1037-43, 1971.

- KOSKY, P. G., "Thin liquid film under simultaneous shear and gravitational forces.", Int. J. Heat Mass Transfer, 14.1220, 1971.
- KUTATELADZE, S. S., "Semi-empirical theory of film condensation of pure vapours.", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 25, n° 5, pp. 653 - 660, 1982.
- KUTATELADZE, D. D., GOGONIN, N. I., DOROKHNOV, A. R., "Film condensation of flowing vapour on a bundle of plain horizontal tubes.", Thermal Engineering, 26 (5), 1979, pp. 270 - 273.
- KUTATELADZE, S. "Fundamentals of Heat Transfer." Academic Press Inc., 1963.
- LABUNTSOV, O.A. "Heat transfer in film condensation of pure steam on vertical surfaces and horizontal tubes." Teploenergetika, 4 (7) : 72-80, 1957.
- LORD, R. C., MINTON, P. E., SLUSSER, R. P., "Design parameters for condensers and reboilers.", AIChE, march 23,, 1970.
- LORD, R. C., MINTON, P. E., SLUSSER, R. P., "Design of heat exchangers.", AIChE, january 26, 1970.
- LOCKHART, R. W., MARTINELLI, R. C., "Proposed correlation of data for isothermal two phase, two component flow in pipes.", CEP, vol. 45, n° 1, pp. 39 - 48.
- MARTINELLI, R. C. and NELSON, D. B., "Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water.", Trans. ASME, 70, 695, 1948.
- MASSENA, W. A., " Steam-water critical flow using the separated flow model." Hanford Atomic Products Operation Report, HW-65739, 1960.

- MORI, Y., HIJIKATA, K., HIRASAWA, S. and NAKAYAMA, W., "Optimized Performance of condensers with outside condensing surfaces.", ASME, J. of Heat Transfer, fev. 1981, vol. 103, pp. 96 - 102.
- MODISETTE, J. L., "Two phase flow in pipelines - I: Steady-state flow.", J. Energy, nov. dec. 1983, vol. 7, n° 6, pp. 502 - 507.
- NUSSELT, W.(1916). "Surface condensation of water vapour.", Z. Ver dt Ing. vol 60, N° 27, pp. 541 - 546, and vol 60, N° 28, pp. 569 - 575.
- OWEN, R. G., SARDESAI, R. G., BUTTERWORTH, D., " Two phase pressure drop for condensation inside a horizontal tube.", em " Heat exchanger theory and practice.", Taborrek, J., Hewit, G. F., Afgan, 1983, pp. 67 - 83.
- PALEN, J. W., BREBER, G., TABOREK, J., "Prediction of flow regimes in horizontal tube side condensation.", Heat Transfer Engineering, vol. 1, n° 2, oct. dec. 1979, pp. 47 - 57.
- PREMOLI, A. et alii. "An empirical correlation for evaluating two-phase mixture density under adiabatic conditions." European Two-Phase Group Meeting, Paper B9, Milan, June, 1970.
- ROHSENOW, W. M., Cambridge, Mass., "Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation.", Trans. ASME, 78, pp. 1645 - 1648, nov. 1956.
- ROHSENOW, W. M., WEBBER, J. H. and LING, A. T., Cambridge Mass., "Effect of vapor velocity on laminar and turbulent film condensation.", Trans. ASME, 78, pp. 1637 - 1643, nov. 1956.
- RUBIN, F. L., "Multizone condensers : desuperheating, condensing, subcooling.", Heat Transfer Engineering vol. 3, n°1, july-set 1981, pp. 49 - 59.

- RUFER, C., KEZIOS, S. P., "Analysis of two phases, one component stratified flow with condensation.", Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, vol. 88, n° 3, Aug. 1966, pp. 265 - 275.
- SHAH, M.M., "A General Correlation for Heat and Transfer During Film Condensation Inside Pipes", Int. J. Heat Mass Transfer, vol.22, pp.547-556, 1979.
- SEBAN, R. A. and HODGSON, J. A., "Laminar film condensation in a tube with upward vapor flow.", Int. J. Heat and Mass Transfer vol. 25, n° 9, pp. 1291 - 1299, 1982.
- SHEKRILADZE, I. G., GOMELAURI, V.I., "Theoretical study of laminar film condensation of flowing vapour.", Int. J. Heat Mass Transfer, 9, pp. 637 - 648, (1966).
- SHORT, B.E., BROWN, H.E.(1951). " Condensation of vapour in vertical banks of horizontal tubes.", Int.Mech.Engnrs. Proc. General Discussion on Heat Transfer, pp. 27 - 31.
- SILVER, L., "Gas cooling with aqueous condensation.", Trans. Inst. Chem. Engns., vol. 25, pp. 30 - 42, 1947.
- SMITH, S.L. Void fractions in two-phase flow : "A correlation based upon an equal velocity head model. Proc. Instn. Mech. Engres., 184 (Pt 3c) : 647-64, 1969-70.
- SOLIMAN, M., SCHUSTER, J. R., BERENSON, P. J., "A general heat transfer correlation for annular flow condensation.", ASME, Journal of Heat Transfer, may 1968, pp. 267 - 276.
- SOLIMAN, M. et alii, "A general transfer correlation for annular flow condensation.", ASME Journal of Heat Transfer, Series C, 90 (2) : 267-276, May, 1968.
- SOLIMAN, H. M. and AZER, N. ., "Flow pattern during condensation inside a horizontal tube.", ASHRAE Trans., vol. 77, part 1, pp.

211, 1971.

- STANDIFORD, F. C., "Effect of non-condensibles on condensers. Design and heat transfer", CEP, july 1979, pp. 59 - 62.
- TABOREK, J., "Design methods for heat transfer equipment. A critical survey of the state of the art.", in "Heat Exchanger Thermal - Hydraulic Fundamentals Design", S. Kakç, A. E. Bergles, F. Mayinger, McGraw-Hill, 1981.
- TAITEL, Y., DUCKLER, A. E., "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas liquid flow.", AIChE J., vol. 22, n° 1, pp. 47 - 55, 1976.
- ZIVI, S. M., "Estimation of steady state void fraction by means of the principle of minimum entropy production.", J. Heat Transfer, Trans ASME, Series C, vol. 86, pp. 247 - 252.
- ZUBER, N. FINDLAY, J.A. "Average volumetric concentration in two-phase flow systems." Trans. ASME J. Heat Transfer, 87 : 453-68, November, 1965.
- WALLIS, G. B., "Annular two phase flow.", "Part 1: simple theory, Part 2 : Additional Effects", ASME, Journal of Basic Engineering, march 1970, pp. 59 - 82.

ANEXO I

ANEXO I

PROGRAMA PARA CÁLCULO DE CONDENSADOR VERTICAL, ESCOAMENTO DESCENDENTE,
COM CONDENSAÇÃO NO INTERIOR DOS TUBOS.

```

PROGRAM PRINCIPAL
REAL*8 VBCM,VBC,VBT1R,VBT1,VBT2R,VBT2,LSMIN,L1F,L2F
REAL*8 DBK,DBCM,DBC,DBT1R,DBT1,DBT2R,DBT2,DPRT,DPQM,FQM1,FQM2
REAL*8 P,L,KTU,DI,RU,PI,SLV,VLV,DPS,TSME,DESVL,G
REAL*8 XC(51),JG(51),GL(51),REL(51),HC(51),TS(51),UUC(51),
*LLR(51),HC,DPCLIM,DPRLIM,DPCCC(51),DPC,LL(51),HT(51)
REAL*8 PR,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,SIXI
REAL*8 CPL,CPV,HLV,PRL,WS,TS1,TS2,RDFC,RDFR
REAL*8 VISC,CS,ROS,PRR,DPBC,DPBT1,DPBT2
REAL*8 ROL,ROV,ST1T,DMLT,QT,LR(51),HCIS,HGRA
REAL*8 ST,AE,DO,PP,PN,DCE,DCE,LS,LSI,LSO,DTB,DSB,WP,LC
INTEGER KONT,N6,NT,NTVE,NCHI,NP,IXI,SEC(51),KAT
CHARACTER*8 FLUIDO,REFRIG,ARQ
WRITE(*,*)'ENTRE COM O NOME DO ARQUIVO DE REGISTRO'
READ(*,*)ARQ
OPEN(4,FILE=ARQ,STATUS='NEW')
10 WRITE(*,*)'***** MENU DE ENTRADA *****'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'1- ENTRAR COM DADOS DO FLUIDO CONDENSANTE'
WRITE(*,*)'2- LER DADOS DO FLUIDO CONDENSANTE'
WRITE(*,*)'3- ENTRAR COM DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE'
WRITE(*,*)'4- LER DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE'
WRITE(*,*)'5- ENTRAR COM DADOS DOS TUBOS'
WRITE(*,*)'6- LER DADOS DOS TUBOS'
WRITE(*,*)'7- RODAR O PROGRAMA'
WRITE(*,*)'8- SAIR PARA SISTEMA OPERACIONAL'
READ(*,*)KONT
GOTO(20,30,40,50,60,70,80,90)KONT

```

```
      GOTO 10
20 CALL ENTCOND
      GOTO 10
30 CALL SAICOND
      GOTO 10
40 CALL ENTREF
      GOTO 10
50 CALL SAIREF
      GOTO 10
60 CALL ENTUB
      GOTO 10
70 CALL SAITUB
      GOTO 10
```

C

C

```
PASSANDO OS DADOS PARA O PROGRAMA PRINCIPAL
```

C

```
80 WRITE(*,*)'ENTRE COM -FLUIDO CONDENSANTE E FLUIDO REFRIGERANTE'
  READ(*,*) FLUIDO,REFRIG
  OPEN(1,FILE=FLUIDO)
  READ(1,*)PR,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
  CLOSE(1)
  OPEN(1,FILE=REFRIG)
  READ(1,*)WS,TS1,TS2,VISC,CS,ROS,PRR,DPRIM,RDFR
  CLOSE(1)
  OPEN(1,FILE='TUBO')
  READ(1,*)NG,DO,P,L,KTU,DI,RU
  CLOSE(1)
```

C

C

```
CALCULOS AUXILIARES
```

C

```
ITT=0
PI=3.1416
SLV=SL/SV
VLV=VL/VV
ROL=1/VL
ROV=1/VV
GRAV=9.8
```

```

C
C   CALCULO DA DMLT
C
DMLT=((T-TS1)-(T-TS2))/LOG((T-TS1)/(T-TS2))
C
C   CALCULO DO CALOR TROCADO
C
QT=DESC*HLV
C
C   CHUTE DO COEFICIENTE GLOBAL
C
WRITE(*,*)'CHUTE O COEFICIENTE GLOBAL [W/M2 K]'
READ(*,*) U
C
WRITE(*,*)'ENTRE C/ NUMERO DE DIVISOES DO TITULO + 1 E DESVIO %
*NO COMP.'
READ(*,*)IXI,DESVL
SIXI=1./(IXI-1)
C
C   PRIMEIRA ESTIMATIVA DA AREA DE TROCA TERMICA
C
ST=QT/DMLT/U
AE=PI*DO*.0254
NT=INT(ST/AE/L)
WRITE(4,*)' NUMERO DE TUBOS NECESSARIOS= ',NT
WRITE(4,*)' DMLT= ',DMLT
WRITE(4,*)' QT= ',QT
WRITE(4,*)' AREA DE TROCA TERMICA ',ST
WRITE(*,*)' NUMERO DE TUBOS NECESSARIOS= ',NT
WRITE(*,*)' DMLT= ',DMLT
WRITE(*,*)' QT= ',QT
WRITE(*,*)' AREA DE TROCA TERMICA ',ST
C
C   DETERMINACAO DA GEOMETRIA
C
KAT=1

```

```

95 OPEN(1,FILE='TUBO')
   READ(1,*)N6,DO,P,L,KTU,DI,RU
   CLOSE(1)
   CALL GEOCS(CN6,DO,P,NT,PP,PN,DCE,DFE,DTB,DSB,NP,WP)
   IF(KAT.EQ.1) THEN
C
C   DIAMETRO DE BOCAL KERN
C
      IF(DCE.LE.12.) THEN
         DBK=2.
      ELSE IF(DCE.LE.17.25) THEN
         DBK=3.
      ELSE IF(DCE.LE.21.) THEN
         DBK=4.
      ELSE IF(DCE.LE.29.) THEN
         DBK=6.
      ELSE IF(DCE.LE.37.) THEN
         DBK=8.
      ELSE
         DBK=10.
      ENDIF
      ENDIF
      DCE=.0254*DCE
      DFE=.0254*DFE
      DO=.0254*DO
      DI=.0254*DI
      P=.0254*P
      PP=.0254*PP
      PN=.0254*PN
      IF(KAT.EQ.1) THEN
C
C   CALCULO DO DIAMETRO DO BOCAL DO CASCO E DO TUBO
C
         VBCM=(48057./ROS)**.5
         DBCM=(4*WS/PI/ROS/VBCM)**.5
         DBT1R=DI*NT**.5
         DBT2R=DBT1R/2

```

```

VBT1R=4*DESC/PI/ROV/DBT1R**2
VBT2R=4*DESC/PI/ROL/DBT2R**2
93 WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'VBCM (ROL VL2=48057) = ',VBCM,' m/s'
WRITE(*,*)'DBCM = ',DBCM/.0254,' pol'
WRITE(*,*)'Dboc MAX=',DCE/2/.0254,' pol'
WRITE(*,*)'dBOC KERN = ',DBK,' pol'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'DBT1R = ',DBT1R/.0254,' pol'
WRITE(*,*)'VBT1R = ',VBT1R,' m/s'
WRITE(*,*)'DBT2R = ',DBT2R/.0254,' pol'
WRITE(*,*)'VBT2R = ',VBT2R,' m/s'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. DO BOCAL DO CASCO em pol'
READ(*,*)DBC
DBC=DBC*.0254
VBC=4*WS/PI/ROS/DBC**2
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. BOCAIS DO TUBO ENT SAIDA em pol'
READ(*,*)DBT1,DBT2
DBT1=DBT1*.0254
DBT2=DBT2*.0254
VBT1=4*DESC/PI/ROV/DBT1**2
VBT2=4*DESC/PI/ROL/DBT2**2
FQM1=VBT1**2*ROV
FQM2=VBT2**2*ROL
DPQM=FQM1-FQM2
DPBT1=.125*ROV*VBT1**2
DPBT2=.625*ROL*VBT2**2
DPBC=1.5*ROS*VBC**2
WRITE(*,*)'DBT1 = ',DBT1/.0254,' DPBT1 = ',DPBT1
WRITE(*,*)'VBT1 = ',VBT1
WRITE(*,*)'DBT2 = ',DBT2/.0254,' DPBT2 = ',DPBT2
WRITE(*,*)'VBT2 = ',VBT2
WRITE(*,*)'DBC = ',DBC/.0254,' DPBC = ',DPBC
WRITE(*,*)'VBC = ',VBC
WRITE(*,*)'ENTRE COM (1) PARA ALTERAR ALGUM DIAMETRO'
READ(*,*)JI

```



```

IFCJI.EQ.1) THEN
GOTO 93
ENDIF
ENDIF
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BOCAL DE ENTRADA DOS TUBOS'
WRITE(4,*)'DBT1 = ',DBT1/0.0254,' pol'
WRITE(4,*)'DPBT1 = ',DPBT1,' Pa'
WRITE(4,*)'VBT1 = ',VBT1,' m/s'
WRITE(4,*)'FQM1 = ',FQM1
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BOCAL DE SAIDA DOS TUBOS'
WRITE(4,*)'DBT2 = ',DBT2/0.0254,' pol'
WRITE(4,*)'DPBT2 = ',DPBT2,' Pa'
WRITE(4,*)'VBT2 = ',VBT2,' m/s'
WRITE(4,*)'FQM2 = ',FQM2
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'GANHO PRESSAO VAR. Q. MOV. = ',DPQM
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BOCAIS DO CASCO'
WRITE(4,*)'DBC = ',DBC/0.0254,' pol'
WRITE(4,*)'DPBC = ',DPBC,' Pa'
WRITE(4,*)'VBC = ',VBC,' m/s'
C
C   CALCULO DO LADO DO CASCO
C
C   ESPACAMENTO DA PRIMEIRA E ULTIMA CHICANA
L1F=.158+.05*DCE
L2F=.254+.105*DCE
LSI=L1F+DBC
LSO=L2F+DBC
C   ESPACAMENTO MINNIMO ENTRE CHICANAS
LSMIN=.2*DCE
IF(LSMIN.LE..0508) THEN
    LSMIN=.0508
ENDIF

```

C

C CALCULO DO NUMERO DE CHICANAS

C

NCHI=INT((L-LSI-LSO)/LSMIN)+1

105 LS=(L-LSI-LSO)/(NCHI-1)

LC=DCE*(.07042+.388975*LS/DCE)

CALL BELL (WS,VISC,CS,ROS,PRR,L,LS,LSI,LSO,NSS,NP,WP,
*DTB,DSB,NT,DCE,DFE,LC,P,PP,PN,DO,N6,HC,DPS)

DPRT=DPS+DPBC

C

C TESTE DA PRESSAO DO LADO DO CASCO

C

IF(DPRT.GT.DPRLIM) THEN

NCHI=NCHI-1

GOTO 105

ENDIF

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'NUMERO DE TUBOS = ',NT

WRITE(4,*)'COMPRIMENTO DO TROCADOR = ',L,' m'

WRITE(4,*)'DIAMETRO DO CASCO = ',DCE/.0254,' pol'

WRITE(4,*)'DIAMETRO DO CASCO = ',DCE,' m'

WRITE(4,*)'DIAMETRO DO FEIXE = ',DFE/.0254,' pol'

WRITE(4,*)'DIAMETRO DO FEIXE = ',DFE,' m'

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'NUMER DE CHICANAS = ',NCHI

WRITE(4,*)'ESPACAMENTO DAS CHICANAS = ',LS,' m'

WRITE(4,*)'CORTE DAS CHICANAS',LC,' m'

WRITE(4,*)'ESP. PRIMEIRA CHIC. = ',LSI,' m'

WRITE(4,*)'ESP. ULTIMA CHIC. = ',LSO,' m'

WRITE(4,*)'ESP. MIN. CHICANAS = ',LSMIN,' m'

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'PERDA DE PRESSAO DO REFRIGERANTE = ',DPRT,' PA'

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'COEFICIENTE DE PELICULA = ',HC,' W/m² C'

C

C CALCULO DE H NO INTERIOR DOS TUBOS

C

WRITE(4,*)

```

WRITE(4,*) 'DADOS DA CONDENSACAO DO LADO DO CASCO'
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) ' I          X(I)          JG(I)          HGRA
*   HCIS          H(I) '
WRITE(4,*)
ST1T=PI*DI**2/4
G=DESC/NT/ST1T
DO 100 I=1,IXI
X(I)=1+SIXI-I*SIXI
JG(I)=G*X(I)/SQRT(GRAV*DI*ROV*(ROL-ROV))
GL(I)=G*(1-X(I))
REL(I)=GL(I)*DI/SL

```

C

```

IF(I.EQ.1) THEN
REV=G*DI/SV
HGRA=.023*KV/DI*REV**.8*(SV*CPV/KV)**.3
HCIS=HGRA
GOTO 97
ELSEIF(I.EQ.IXI) THEN
HGRA=.023*KL/DI*REL(I)**.8*PRL**.3
HCIS=HGRA
GOTO 97
ENDIF

```

C

```

CALL HMUEGRA (SL,ROL,ROV,REL(I),KL,PRL,HGRA)
CALL HMUECIS (REL(I),RU,G,X(I),VL,DI,VLV,SLV,PRL,CPL,HCIS)
97  IF (JG(I).LE..5) THEN
    H(I)=HGRA
  ELSE IF (JG(I).GE.1.5) THEN
    H(I)=HCIS
  ELSE
    H(I)=HGRA+(JG(I)-.5)*(HCIS-HGRA)
  ENDIF
WRITE(4,400)I,X(I),JG(I),HGRA,HCIS,H(I)
400 FORMAT(1X,I4,5E12.4)
100 CONTINUE

```

C

C VERIFICACAO DO TROCADOR

C

LR(1)=LS0

DO 110 N=1,NCHI-1

LR(N+1)=LR(N)+LS

110 CONTINUE

LR(NCHI)=L

LLR(1)=0

N=1

TSCN)=TS2

DQ=QT*SIXI

DO 130 I=1,IXI-1

SECC(I)=N

C

HT(I)=(HC(I)+HC(I+1))/2

UUC(I)=1/(DO/DI/HT(I)+RDFC*DO/DI+DO/2/KTU*LOG(DO/DI)+1/HC+RDFR)

LL(I)=DQ/(UUC(I)*PI*DO*NT*(T-TSCN))

LLR(I+1)=LLR(I)+LL(I)

IF (LLR(I+1).GE.LR(N)) THEN

N=N+1

TSCN)=TS2-I*DQ/WS/CS

ENDIF

130 CONTINUE

C

C IMPRESSAO DOS RESULTADOS FINAIS

C

WRITE(4,*)'RESULTADOS DO TESTE'

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'SEC X UUC(I) LL(I) LLR(I+1) REL(I)

* GL(I)'

WRITE(4,*)' W/M2 K M M

* Kg/m2 S'

WRITE(4,500)(SECC(I),X(I),UUC(I),LL(I),LLR(I+1),GL(I),REL(I),

*I=1,IXI-1)

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)' N LRCN) TSCN) TSCN+1)'

WRITE(4,*)

```

WRITE(4,520)(J,LRC(J),TSC(J),TSC(J+1),J=1,N)
500 FORMAT (1X,I3,F5.2,5E11.4)
520 FORMAT (1X,I3,3E15.4)

```

C

C

```

TESTE COMPARANDO L COM L NECSSARIO

```

C

```

WRITE(4,*)'L=',L,' LLR(IXI)=' ,LLR(IXI)
IF(ABSCL-LLR(IXI))/L.GE.DESVL)THEN
  NTVE=NT
  NT=INT(NT*LLR(IXI)/L)
  WRITE(4,*)'ALTEROU NT DE',NTVE,' PARA',NT
  WRITE(*,*)'ALTEROU NT DE',NTVE,' PARA',NT
  IF(NT.NE.NTVE)THEN
    KAT=2
    GOTO 95
  ENDIF
ENDIF

```

```

ENDIF

```

```

WRITE(4,*)'CONDENSADOR VERTICAL CONDENSACAO NOS TUBOS'

```

```

WRITE(4,*)

```

```

WRITE(4,*)'PROPRIEDADES DO FLUIDO CONDENSANTE ',FLUIDO

```

```

WRITE(4,*)

```

```

WRITE(4,101)'DESCARGA (Kg/s).....',DESC

```

```

WRITE(4,101)'PRESSAO (Pa).....',PR

```

```

WRITE(4,101)'TEMPERATURA (C).....',T

```

```

WRITE(4,*)'          ', ' LIQUIDO          VAPOR'

```

```

WRITE(4,102)'VOLUME ESPECIFICO (M3/Kg).....',VL,VV

```

```

WRITE(4,102)'VISCOSIDADE (Kg/m S).....',SL,SV

```

```

WRITE(4,102)'CONDUTIBILIDADE (J/Kg K).....',KL,KV

```

```

WRITE(4,102)'CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....',CPL,CPV

```

```

WRITE(4,101)'CALOR DE VAPORIZACAO (J/Kg)...',HLV

```

```

WRITE(4,101)'PRANDTL DO LIQUIDO.(*).....',PRL

```

```

WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....',DPCLIM

```

```

WRITE(4,101)'DEPOSITO (m2 K/ W).....',RDFC

```

```

WRITE(4,*)

```

```

WRITE(4,*)'PROPRIDADES DO FLUIDO REFRIGERANTE ', REFRIG

```

```

WRITE(4,*)

```

```

WRITE(4,101)'DESCARGA (Kg/s).....',WS

```

```

WRITE(4,102)'TEMPERATURA (C).ENT. E SAIDA...',TS1,TS2
WRITE(4,102)'DENSIDADE (Kg/s).....',ROS
WRITE(4,101)'VISCOSIDADE (Kg/m S).....',VISC
WRITE(4,101)'CALOR ESPECIFICO (J/Kg).....',CS
WRITE(4,101)'PRANDTL (*).....',PRR
WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa)....',DPRLIM
WRITE(4,101)'DEPOSITO (m2 K/ W).....',RDFR
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'TUBOS'
WRITE(4,*)
WRITE(4,103)'ARRANJO .....',N6
WRITE(4,102)'DIAMETRO EXT. INT. (pol).....',DO,DI
WRITE(4,101)'PASSO (pol).....',P
WRITE(4,101)'COMPRIMENTO (m).....',L
WRITE(4,101)'RUGOSIDADE RELATIVA (*).....',RU
WRITE(4,101)'CONDUTIBILIDADE.....',KTU
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'GEOMETRIA'
WRITE(4,*)
WRITE(4,103)'NUMERO DE TUBOS .....',NT
WRITE(4,*)'NUMERO DE PASSES..... 1'
WRITE(4,103)'NUMERO DE CHICANAS.....',NCHI
WRITE(4,101)'ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m)..'LS
WRITE(4,101)'ESP.PRIMEIRA CHICANA (m).....',LSI
WRITE(4,101)'ESP.ULTIMA CHICANA (m).....',LSO
WRITE(4,101)'CORTE DAS CHICANAS (m).....',LC
WRITE(4,102)'DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m)..'DCE,DFE
WRITE(4,*)'DIAMETRO DOS BOCAIS (m)'
WRITE(4,101)'ENTRADA DO VAPOR.....',DBT1
WRITE(4,101)'SAIDA DO CONDENSADO.....',DBT2
WRITE(4,101)'FLUIDO REFRIGERANTE.....',DBC
WRITE(4,*)
WRITE(4,101)'h DO REFRIGERANTE (W/ m2 k)....',HC
WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa)....',DPRT
WRITE(4,102)' - NOS BOCAIS ENT.SAIDA (Pa)..'DPBT1,DPBT2
WRITE(4,101)' - NO ESC. DO CASCO (Pa).....',DPS
WRITE(4,*)

```

```
WRITE(4,101)'CARGA TERMICA (W).....',QT
WRITE(4,101)'AREA DE TROCA TERMICA.....',NT*PI*DO*L
WRITE(4,101)'COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 k) .',QT/DMLT/NT/PI/DO/L
WRITE(4,101)'DIF. MEDIA LOG. DE TEMP. (C)....',DMLT
WRITE(4,*)
101 FORMAT(1X,A30,2X,E9.3)
102 FORMAT(1X,A30,2X,2E9.3)
103 FORMAT(1X,A30,2X,I4)
    CALL DPTUB (G,DI,SL,SV,RUG,VL,VV,IXI,X,LL,DPBT1,DPBT2,DPQM)
90  STOP
    CLOSE(4)
    END
```

SUBROUTINE ENTCOND

REAL*8 P, T, DESC, VL, VV, SL, SV, KL, KV, CPL, CPV, HLV, PRL, DPCLIM, RDFC
 CHARACTER FLUIDO*8

WRITE(*,*) 'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO CONDENSANTE'

READ(*,*) FLUIDO

WRITE(*,*) 'PRESSAO(Pa) TEMPERATURA(C) DESCARGA(Kg/s) '

READ(*,*) P, T, DESC

WRITE(*,*) 'VOL. ESP. L(m³/Kg) VOL. ESP. V(m³/Kg) VISC. LIQ. (Kg/m*s)

* VISC. V(Kg/m*s) '

READ(*,*) VL, VV, SL, SV

WRITE(*,*) 'COND. LC(W/m*K) COND. VC(W/m*K) CAL. ESP. LC(J/Kg*K)

* CAL. ESP. VC(J/Kg*K) '

READ(*,*) KL, KV, CPL, CPV

WRITE(*,*) ' ENT VAPORIZ(J/Kg) PRANDTL DPCLIM'

READ(*,*) HLV, PRL, DPCLIM

WRITE(*,*) 'RESISTENCIA DE DEPOSITO m² K / W'

READ(*,*) RDFC

OPEN(1, FILE=FLUIDO, STATUS='NEW')

WRITE(1,*) P, T, DESC, VL, VV, SL, SV, KL, KV, CPL, CPV, HLV, PRL, DPCLIM, RDFC

CLOSE(1)

RETURN

END

SUBROUTINE SAI COND

```

REAL*8 P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CHARACTER FLUIDO*8
WRITE(*,*)'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO'
READ(*,*)FLUIDO
OPEN(1,FILE=FLUIDO)
READ(1,*)P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CLOSE(1)
WRITE(*,*)'***** ',FLUIDO,' *****'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'  PRESSAO      TEMPERATURA      DESCARGA      DPCLIM
* PRANDTL'
WRITE(*,*)'  ( Pa )          ( C )          (Kg/s)          ( Pa )
* ( * ) '
WRITE(*,*)
WRITE(*,10)P,T,DESC,DPCLIM,PRL
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'VOL. ESP. Lq      VOL. ESP. Vp      COND. LIQ.      COND. VAP.
*VISC. LIQ      VISC. VAP. '
WRITE(*,*)' (m3/Kg)          (m3/Kg)          (W/m*K)          (W/m*K)
*(Kg/m*s)      (Kg/m*s)      '
WRITE(*,*)
WRITE(*,10)VL,VV,KL,KV,SL,SV
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'CAL. ESP. Lq      CAL. ESP. Vp      ENTTL. V-L '
WRITE(*,*)' (J/Kg*K)          (J/Kg*K)          (J/Kg)      '
WRITE(*,*)
WRITE(*,10)CPL,CPV,HLV
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'RESISTENCIA DE DEPOSITO = ',RDFC,' m2 K/ W'
10 FORMAT(6E13.5)
RETURN
END

```

SUBROUTINE ENTREF

REAL*8 WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR

CHARACTER REFRIG*8

WRITE(*,*) 'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO REFRIGERANTE'

READ(*,*) REFRIG

WRITE(*,*) 'DESCARGA KG/S TEMPERATURA DE ENTRADA E SAIDA'

READ(*,*) WS, TS1, TS2

WRITE(*,*) 'VISCOSIDADE KG/M*S'

READ(*,*) VISC

WRITE(*,*) 'CALOR ESPECIFICO J/KG*K'

READ(*,*) CS

WRITE(*,*) 'DENSIDADE KG/S'

READ(*,*) ROS

WRITE(*,*) 'NUMERO DE PRANDTL'

READ(*,*) PRR

WRITE(*,*) 'PERDA DE CARGA MAX. NO CASCO EM Pa'

READ(*,*) DPRLIM

WRITE(*,*) 'RESISTENCIA DE DEPOSITO m² K / W'

READ(*,*) RDFR

OPEN(1, FILE=REFRIG, STATUS='NEW')

WRITE(1,*) WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR

CLOSE(1)

RETURN

END

SUBROUTINE SAIREF

```

REAL*8 WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR
CHARACTER*8 REFRIG
WRITE(*,*) 'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO'
READ(*,*) REFRIG
OPEN (1, FILE=REFRIG)
READ(1, *) WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR
CLOSE(1)
WRITE(*,*) 'FLUIDO REFRIGERANTE.....', REFRIG
WRITE(*,*) 'DESCARGA = ', WS, ' Kg/s'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'TEMPERATURA DE ENTRADA E SAIDA ( C ) = ', TS1, TS2
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'VISCOSIDADE', VISC, ' Kg/m * s'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'CALOR ESPECIFICO', CS, ' J/Kg K'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'DENSIDADE', ROS, ' Kg/M3'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'PRANDTL', PRR
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'PERDA DE CARGA MAX. NO CASCO = ', DPRLIM, ' PA'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*) 'RESISTENCIA DE DEPOSITO = ', RDFR, ' m2 K/ W'
RETURN
END

```

SUBROUTINE ENTTUB

```
INTEGER N6
REAL*8 DO,P,L,KTU,DI,RU
WRITE(*,*)'ENTRE COM O TIPO DO ARRANJO'
WRITE(*,*)'1-----TRIANGULAR'
WRITE(*,*)'2-----QUADRADO RODADO'
WRITE(*,*)'3-----QUADRADO'
READ(*,*)N6
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. EXT. DO TUBO (.75 OU 1.0 pol.)'
READ(*,*)DO
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. INT. (pol) E A RUGOSIDADE REL'
READ(*,*)DI,RU
WRITE(*,*)'ENTRE COM O PASSO (.9375 OU 1.0 OU 1.25 pol.)'
READ(*,*)P
WRITE(*,*)'ENTRE COM O COMPRIMENTO EFETIVO DO TUBO (M)'
READ(*,*)L
WRITE(*,*)'ENTRE CONDUTIBILIDADE DO TUBO (W/M*K)'
READ(*,*)KTU
OPEN (1,FILE='TUBO',STATUS='NEW')
WRITE(1,*) N6,DO,P,L,KTU,DI,RU
CLOSE(1)
RETURN
END
```

SUBROUTINE SAI TUB

INTEGER N6

REAL*8 D0,P,L,KTU,DI,RU

OPEN(1,FILE='TUBO')

READ(1,*)N6,D0,P,L,KTU,DI,RU

CLOSE(1)

WRITE(*,*)'N6=',N6,' DO=',D0,' DI=',DI,' RU=',RU

WRITE(*,*)'P=',P,' L=',L,' KTU=',KTU

RETURN

END

```
SUBROUTINE GEOCSC (N6,DO,P,NT,PP,PN,DCE,DFE,DTB,DSB,NP,WP,)
```

```
INTEGER K,NT,N6,NF,NP
```

```
REAL*8 DCE,DFE,DCC(23),DFC(23),PP,PN,P,DO,WP,DTB,DSB
```

```
IF(N6.EQ.1) THEN
```

```
    IF(DO.EQ..75) THEN
```

```
        IF(P.EQ.1.) THEN
```

```
            PP=.866
```

```
            PN=.500
```

```
            NF=INT(1.1*NT**..5)
```

```
        ELSE
```

```
            PP=.814
```

```
            PN=.469
```

```
        ENDIF
```

```
    ELSE
```

```
        PP=1.082
```

```
        PN=.625
```

```
    ENDIF
```

```
ELSE IF(N6.EQ.2) THEN
```

```
    IF(DO.EQ.1.0) THEN
```

```
        PP=.884
```

```
        PN=.884
```

```
        NF=INT(1.19*NT**..5)
```

```
    ELSE
```

```
        PP=.707
```

```
        PN=.707
```

```
    ENDIF
```

```
ELSE
```

```
    IF(DO.EQ.1.0) THEN
```

```
        PP=1.25
```

```
        PN=1.25
```

```
        NF=INT(1.19*NT**..5)
```

```
    ELSE
```

```
        PP=1.0
```

```
        PN=1.0
```

```
    ENDIF
```

```
ENDIF
```

```

DFE=(NF-1)*P+DO
OPEN(1,FILE='DC')
OPEN(2,FILE='DF')
READ(1,*)(DC(K),K=1,23)
READ(2,*)(DF(K),K=1,23)
DO 10 K=1,23
  IF(DF(K).GE.DFE) THEN
    DCE=DC(K)
    GOTO 20
  ENDIF
10 CONTINUE
20 CLOSE(1)
   CLOSE(2)
C   FOLGA DIAMETRAL TUBO-CHICANA
C
   DTB=1/32*.0254
C
C   FOLGA DIAMETRAL CASCO-CHICANA
C
   IF(DCE.GE.55.) THEN
     DSB=.300
   ELSEIF(DCE.GE.40.) THEN
     DSB=.225
   ELSEIF(DCE.GE.24.) THEN
     DSB=.175
   ELSEIF(DCE.GE.18.) THEN
     DSB=.150
   ELSEIF(DCE.GE.14.) THEN
     DSB=.125
   ELSE
     DSB=.100
   ENDIF
   DSB=.0254*DSB
NP=0
WP=0.
RETURN
END

```

SUBROUTINE HMUEGRAC SL,ROL,ROV,REL,KL,PRL,HGRA)

REAL*8 SL,ROL,ROV,REL,KL,PRL,HGRA,AUX,GRAV

GRAV=9.8

AUX=(SL**2/ROL/(ROL-ROV)/GRAV)**.333

IF(REL.LE.30.) THEN

HGRA=1.1*KL/AUX/REL**.333

ELSE IF(REL.LE.1600.) THEN

HGRA=.8*KL/AUX/REL**.22

ELSE

HGRA=.023*REL**.25*PRL**.5*KL/AUX

ENDIF

RETURN

END

SUBROUTINE HMUECISREL, RU, G, X, VL, DI, VLV, SLV, PRL, CPL, HCIS)

REAL*8 REL, RU, G, X, VL, DI, VLV, SLV, PRL, CPL, HCIS, DM, FAT, DPDZL, XTT, FACL,
*TT, DPDZF

C

C

CALCULO DE S+

C

IF (REL. LE. 1250.) THEN

DM=SQRT(REL/2)

ELSE

DM=.0540*REL**(7./8.)

ENDIF

C

C

CALCULO DE (DP/DZ)1

C

CALL FATR(REL, RU, FAT)

DPDZL=FAT*(G*(1-X))**2*VL/2/DI

C

C

CALCULO DE FACL=O/L

C

XTT=((1-X)/X)**.9*VLV**.5*SLV**.1

FACL=1+1.5/XTT**.4+1/XTT**1.1

C

C

CALCULO DE TT=T+

C

IF (DM. LE. 5.) THEN

TT=PRL*DM

ELSEIF (DM. LE. 30.) THEN

TT=5*(PRL+LOG(1+PRL*(DM/5-1)))

ELSE

TT=5*(PRL+LOG(1+5*PRL)+.5*LOG(DM/30))

ENDIF

C

C

CALCULO DE HCIS

C

HCIS=CPL*G*(1-X)*FACL*SQRT(FAT/2/9.8)/TT

C

C CALCULO DE (DP/DZ)f

C

DPDZF=DPDZL*FACL**2

RETURN

END

SUBROUTINE BELL (WS,VISC,CS,ROS,PRL,L,LS,LSI,LSO,NSS,NP,WP,
*DTB,DSB,NT,DC,DF,LC,P,PP,PN,DO,N6,H0,DPS)

REAL*8 N,LC,DC,DF,P,PP,PN,DO,WP,DTB,DSB,L,LSI,LSO,LS,WS,
*VISC,CS,PRL,ROS

REAL*8 NLIN,RB,RSZ,DPS,NC,NCW

INTEGER NT,NPC,NB,NSS

REAL*8 AF,FC,SM,FSBP,STB,TETA

REAL*8 SSB,SWG,SWT,SW,DW,RES,A1,A2,A3,A4,A

REAL*8 JI,HID,JC,RS,RM,JL,RBI,CB

REAL*8 JB,JR,LSIE,LSOE,JS,H0,B1,B2,B3,B4,B

REAL*8 FI,DPBI,DPWI,PX,RL

C

C

AQUI ABRIA O ARQUIVO PARA ENTRADA DE DADOS

C

PI=3.1416

GC=1.

C

C

***** PARAMETROS GEOMETRICOS *****

C

C

NUM. DE TUBOS NUMA SECAO RETA DO FLUXO (3)

C

$NC = DC * (1 - 2 * LC / DC) / PP$

C

C

FRACAO DO TOTAL DE TUBOS NUMA SECAO DE FLUXO (4)

C

$AF = \text{ACOS}((DC - 2 * LC) / DF)$

$FC = (PI + \text{SIN}(2 * AF) - 2 * AF) / PI$

C

C

NUM. DE FILEIRAS REAIS DE FLUXO CRUZADO POR JANELA (5)

C

$NCW = .8 * LC / PP$

C

C

AREA DO FLUXO CRUZADO NA LINHA CENTRAL (6)

C

IF(N6.EQ.1) THEN

$SM = LS * (DC - DF + (DF - DO) / P * (P - DO))$

ELSE

SM=LS*(DC-DF+(DF-DO)/PN*(P-DO))

ENDIF

C

C

FRACAO DA AREA DA SECAO DISPONIVEL AO FLUXO DE CONTORNO (7)

C

FSBP=(DC-DF+NP*WP/2)*LS/SM

C

C

AREA DE VAZAMENTO ENTRE O TUBO E A CHICANA P/ UMA CHICANA (8)

C

STB=PI*DO*DTB*(1+FC)*NT/2/2

C

C

ANGULO DO CORTE DA CHICANA (9)

C

TETA=2*ACOS(1-2*LC/DC)

C

C

AREA DE VAZAMENTO ENTRE O CASCO E A CHICANA (10)

C

SSB=PI*DC*DSB*(1-TETA/2/PI)/2

C

C

AREA DE ESCOAMENTO ATRAVES DA JANELA (12)

C

SWG=DC**2*(TETA/2-(1-2*LC/DC)*SIN(TETA/2))/4

SWT=NT*(1-FC)*PI*DO**2/8

SW=SWG-SWT

C

C

DIAMETRO EQUIVALENTE DA JANELA (13)

C

DW=4*SW/(PI*NT*(1-FC)*DO/2+DC*TETA)

C

C

NUMERO DE CHICANAS

C

NB=(L-LSI-LSO)/LS+1

C

C

***** COEFICIENTE DE PELICULA *****

C

C

REYNOLDS DO CASCO (1)

```

C
RES=DO*WS/VISC/SM
C
C   CALCULO DE JI
C
C   IFCRES. GT. 100000. ) THEN
C   WRITE(*,*) 'RES>100000  FORA DO RANGE'
C
C   ARRANJO TRIANGULAR          30 GRAUS
C
C   ELSE IFCN6. EQ. 1 ) THEN
C   A3=1.450
C   A4=.519
C       IFCRES. GT. 1000. ) THEN
C       A1=.321
C       A2=-.388
C       ELSE IFCRES. GT. 100. ) THEN
C       A1=.593
C       A2=-.477
C       ELSE IFCRES. GT. 10. ) THEN
C       A1=1.360
C       A2=-.657
C       ELSE
C       A1=1.400
C       A2=-.667
C       ENDIF
C
C   ARRANJO QUADRADO RODADO      45 GRAUS
C
C   ELSE IFCN6. EQ. 2 ) THEN
C   A3=1.930
C   A4=.500
C       IFCRES. GT. 1000. ) THEN
C       A1=.370
C       A2=-.396
C       ELSE IFCRES. GT. 100. ) THEN
C       A1=.730

```

```

A2=-.500
ELSE IF(RES. GT. 10.) THEN
A1=.498
A2=-.656
ELSE
A1=1.550
A2=-.667
ENDIF

```

C

C

ARRANJO QUADRADO

90 GRAUS

C

ELSE

A3=1.187

A4=.370

IF(RES. GT. 10000.) THEN

A1=.370

A2=-.395

ELSE IF(RES. GT. 1000.) THEN

A1=.107

A2=-.266

ELSE IF(RES. GT. 100.) THEN

A1=.408

A2=-.460

ELSE IF(RES. GT. 10.) THEN

A1=.900

A2=-.631

ELSE

A1=.970

A2=-.667

ENDIF

ENDIF

A=A3/(1+.14*RES**A4)

JI=A1*(1.33*DO/P)**A*RES**A2

C

C

CALCULO DE H IDEAL

(3)

C

VISCW=VISC

C

$$HID = JI * CS * WS / SM * (VISC / VISCW) ** .14 / PRL ** .666$$

C

C

FATOR DE CORRECAO P/OS EFEITOS DA CONFIGURACAO DA CHICANA (4)

C

$$JC = .55 + .72 * FC$$

C

C

FATOR DE CORRECAO P/OS EFEITOS DO VAZAMENTO NA CHICANA (5)

C

$$RS = SSB / (SSB + STB)$$

$$RM = (SSB + STB) / SM$$

$$JL = .44 * (1 - RS) + (1 - .44 * (1 - RS)) * EXP(-2 * RMD)$$

C

C

FATOR DE CORRECAO P/OS EFEITOS DE CONTORNO DO FEIXE (6)

C

$$\text{IF}((DC - DF) . GE. .038) \text{ THEN}$$

$$NSS = INT(NC / 5)$$

$$\text{ENDIF}$$

$$RBI = NSS / NC$$

$$\text{IF}(RBI . GE. .5) \text{ THEN}$$

$$JB = 1.0$$

$$\text{ELSE}$$

$$\text{IF}(RES . GT. 100.) \text{ THEN}$$

$$CB = 1.25$$

$$\text{ELSE}$$

$$CB = 1.35$$

$$\text{ENDIF}$$

$$JB = EXP(-CB * FSBP * (1 - (2 * RBI) ** .333))$$

$$\text{ENDIF}$$

C

C

FATOR DE CORRECAO P/ GRADIENTE DE TEMP. ADVERSO (7)

C

PROVISORIAMENTE ADOTADO IGUAL A 1

C

$$JR = 1.0$$

C

C

FATOR DE CORRECAO /ESPACAMENTO DESIGUAL DE CHICANAS (8)

C

LSIE=LSI/LS

LSOE=LSO/LS

IF(RES. GT. 100.) THEN

N=.6

ELSE

N=.333

ENDIF

JS=((NB-1)+LSIE**((1-N)+LSOE**((1-N)))/(NB-1)+LSIE+LSOE)

C

C

COEFICIENTE DE PELICULA

C

H0=HID*JC*JL*JB*JR*JS

C

C

***** QUEDA DE PRESSAO *****

C

C

CALCULO DE FI FATOR DE ATRITO

(1)

C

IF(RES. GT. 100000.) THEN

WRITE(*,*) ' RES>100000 FORA DO RANGE'

C

C

ARRANJO TRIANGULAR 30 GRAUS

C

ELSE IF(N6. EQ. 1) THEN

B3=7.00

B4=.500

IF(RES. GT. 10000.) THEN

B1=.372

B2=-.123

ELSE IF(RES. GT. 1000.) THEN

B1=.486

B2=-.152

ELSE IF(RES. GT. 100.) THEN

B1=4.570

B2=-.476

ELSE IF(RES. GT. 10) THEN

B1=45.100

B2=-.973


```
ELSE
B1=48.000
B2=-1.000
ENDIF
```

C
C
C

ARRANJO QUADRADO RODADO 45 GRAUS

```
ELSE IF(N6.EQ.2) THEN
B3=6.590
B4=.520
  IF(RES.GT.10000.) THEN
    B1=.303
    B2=-.126
  ELSE IF(RES.GT.1000.) THEN
    B1=.333
    B2=-.136
  ELSE IF(RES.GT.100.) THEN
    B1=3.500
    B2=-.476
  ELSE IF(RES.GT.10.) THEN
    B1=26.200
    B2=-.913
  ELSE
    B1=32.000
    B2=-1.00
  ENDIF
```

C
C
C

ARRANJO QUADRADO 90 GRAUS

```
ELSE
B3=6.30
B4=.378
  IF(RES.GT.10000.) THEN
    B1=.391
    B2=-.148
  ELSE IF(RES.GT.1000.) THEN
    B1=.815
```

```

      B2=.022
      ELSE IF(RES.GT.100.) THEN
      B1=6.090
      B2=-.602
      ELSE IF(RES.GT.10.) THEN
      B1=32.100
      B2=-.963
      ELSE
      B1=35.00
      B2=-1.00
      ENDIF
    ENDIF
    B=B3/(1+.14*RES**B4)
    FI=B1*(1.33*D0/P)**B*RES**B2

```

C

C

CALC.DE DELTA P P/ UMA SECAO RETA IDEAL

(2)

C

$$DPBI = 4 * FI * WS^{**2} * NC / 2 / ROS / GC / SM^{**2} * (VISW / VISC)^{**1.4}$$

C

C

CALC.DE DELTA P P/ UMA SECAO DE JANELA IDEAL

(3)

C

IF(RES.GE.100.) THEN

$$DPWI = WS^{**2} * (2 + .6 * NCW) / 2 / GC / SM / SW / ROS$$

ELSE

$$DPWI = 26 * (VISC * WS / (SM * SW)^{**5} / ROS) * (NCW / (P - D0) + LS / DW^{**2}) + WS^{**2}$$

$$* / SM / SW / ROS$$

ENDIF

C

C

FATOR DE CORRECAO P/EFEITO DE VAZAMENTO NA CHICANA

(4)

C

$$PX = -.15 * (1 + RS) + .8$$

$$RL = EXP(-1.33 * (1 + RS) * RM^{**PX})$$

C

C

FATOR DE CORRECAO P/O CONTORNO DO FEIXE

(5)

C

IF(RBI.GE..5) THEN

RB=1.0

ELSE

IF (RES. GT. 100.) THEN

CP=3.7

ELSE

CP=4.5

ENDIF

RB=EXP(-CP*FSBP*(1-(2*RBI)**.333))

ENDIF

C

C

FATOR DE CORRECAO P/ESPACAMENTO DESIGUAL DE CHICANAS

(6)

C

IF (RES. GT. 100.) THEN

NLIN=1.6

ELSE

NLIN=1.

ENDIF

RSZ=(LSIE**(-NLIN)+LSOE**(-NLIN))/2

C

C

CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO DO LADO DO CASCO

(7)

C

DPS=((NB-1)*DPBI*RB+NB*DPWI)*RL+2*DPBI*RB*(1+NCW/NC)*RSZ

C

RETURN

END

SUBROUTINE FATRCRE,RUG,FATD

REAL*8 RE,RUG,A,B,FAT

B=(37530./RE)**16

A=(2.457*LOG(1./((7./RE)**.9+.27*RUG)))**16

FAT=8*((8/RE)**12+1./((A+B)**1.5)**(1./12)

RETURN

END

```

SUBROUTINE DPTUBCG,DI,SL,SV,RUG,VL,VV,IXI,X,LL,DPBT1,DPBT2,DPQMD
REAL*8 G,DI,SL,SV,RUG,VL,VV,X(51),LL(51),DPBT1,DPBT2,DPG(51)
INTEGER IXI,I
REAL*8 RELO,REVO,FATLO,FATVO,DPLO,DPVO,SIGMA,NB0,NB2,NB1,B
REAL*8 ALFA(51),DPQM
REAL*8 XMC(51),FI(51),FLO2(51),DPDZ(51),DPF(51),SDPF,RK,ROM,SDPG
RK=(VV/VL)**.5
RELO=G*DI/SL
REVO=G*DI/SV
CALL FATR(RELO,RUG,FATLO)
CALL FATR(REVO,RUG,FATVO)
DPLO=FATLO*G**2*VL/2./DI
DPVO=FATVO*G**2*VV/2./DI
SIGMA=(DPVO/DPLO)**.5
NB0=LOG(FATLO/FATVO)/LOG(SL/SV)
NB2=(2.-NB0)/2.
NB1=2-NB0
IF(SIGMA.LE.9.5) THEN
  IF(G.LE.500.) THEN
    B=4.8
  ELSE IF(G.LT.1900.) THEN
    B=2400./G
  ELSE
    B=55./G**.5
  ENDIF
ELSE IF(SIGMA.LT.28.) THEN
  IF(G.LE.600.) THEN
    B=520./SIGMA/G**.5
  ELSE
    B=21./SIGMA
  ENDIF
ELSE
  B=15000./SIGMA**2/G*.5
ENDIF
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'PERDA DE CARGA DO LADO DOS TUBOS'
WRITE(4,*)'*****'
WRITE(4,*)'  RELO=',RELO,'  REVO=',REVO

```

```

WRITE(4,*) ' FATLO=',FATLO,' FATVO=',FATVO
WRITE(4,*) ' DPLO=',DPLO,' DPVO=',DPVO
WRITE(4,*) ' G=',G,' SIGMA=',SIGMA
WRITE(4,*) ' NBO=',NBO,' B=',B
WRITE(4,*) '*****'
SDPF=0.
SDPG=0.
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) ' I ', ' XMCI ' ', ' FICI ' ', ' FLO2CI
* ', ' DPDZCI ' ', ' DPFCI '
WRITE(4,*)
DO 100 I=1,IXI-1
XMCI=(XCI+XCI+1)/2
FICI=B*XMCI**NB2*(1-XMCI)**NB2+XMCI**NB1
FLO2CI=FICI*(SIGMA**2-1)+1
DPDZCI=FLO2CI*DPLO
DPFCI=LLCI*DPDZCI
ALFACI=XMCI*VV/(XMCI*VV+RK*(1-XMCI)*VL)
ROM=ALFACI/VV+(1-ALFACI)/VL
DPGCI=9.8*LLCI*ROM
SDPF=SDPF+DPFCI
SDPG=SDPG+DPGCI
WRITE(4,200)I,XMCI,FICI,FLO2CI,DPDZCI,DPFCI
200 FORMAT(' ',I3,5F12.4)
100 CONTINUE
WRITE(4,*) ' PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE'
WRITE(4,*)
WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....',SDPF+DPBT1+DPBT2
WRITE(4,102)' -PERDA NOS BOCAIS ENT.SAIDA.',DPBT1,DPBT2
WRITE(4,101)' -PERDA POR ATRITO.....',SDPF
WRITE(4,*)
WRITE(4,102)'GANHO DE PRESSAO TOTAL (Pa)...',DPQM+SDPG
WRITE(4,101)' -VARIAC. QUANTIDADE MOV.....',DPQM
WRITE(4,101)' -GRAVITACIONAL.....',SDPG
101 FORMAT(1X,A30,2X,E9.3)
102 FORMAT(1X,A30,2X,2E9.3)
RETURN
END

```

ANEXO I I

PROGRAMA PARA CALCULO DE CONDENSADOR HORIZONTAL

PROGRAM PRINCIPAL

```

C *****
C   ESPACAMENTO LS=CONSTANTE
C   VERSAO PARA 1, 2, 4, 6, PASSES NOS TUBOS PRIMEIRO TESTE
C   *****
REAL*8 VBC1M,DBC1M,DBC1,VBC1,DPBC1,L1F,VBTM,VBT,DPTCE,SDPC
REAL*8 VBC2M,DBC2M,DBC2,VBC2,DPBC2,L2F,DBTM,DBT,DPBT,DPTT
REAL*8 P,L,KTU,DI,RU,PI,SLV,VLV,DPS,UU,H1,DBK,LSM
REAL*8 X(51),TR(51),LS(51),SLS(51),WV(51),H(51),U(51)
REAL*8 PR,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,SIXI,HR(51),UR(51)
REAL*8 CPL,CPV,HLV,PRL,WS,TS1,TS2,TRR(51),RDFR,RDFC
REAL*8 VISC,CS,ROS,PRR,QR,QI,QIR,QV,QVR,FQM1,FQM2,DPQM
REAL*8 ROL,ROV,ST1T,DMLT,QT,LR,DPCLIM,DPRLIM
REAL*8 ST,AE,DO,PP,PN,DCE,DFE,LSI,LSO,DTB,DSB,WF,LC,LSMIN
INTEGER KONT,N6,NT,NTE,NCHI,NP,IXI,NSEC,NPA,KCA,KPA,NCHIMAX
INTEGER NTVE,NSUB
CHARACTER*8 FLUIDO,REFRIG,ARQ
REAL*8 RET,UT,KS,HT,RAUX,AUX,LSMI,VEV,ATT,TRM,DTSW,Q,TRT
REAL*8 TRRM,DTRSW,TRRT,DTISW,DTVSW,DTIRSW,DTVRSW
REAL*8 VT,DPT,TIR(51),TIRR(51),TVR(51),TVRR(51)
REAL*8 HI(51),HV(51),HIR(51),HVR(51),TIRT,TVRT,TIRRT,TVRRT
REAL*8 DT,DTRM,DTIM,DTVM,DTIRM,DTVRM,TIRM,TVRM,TIRRM,TVRRM
C
WRITE(*,*)'ENTRE COM O NOME DO ARQUIVO PARA REGISTRO'
READ(*,*)ARQ
OPEN(4,FILE=ARQ,STATUS='NEW')

10 WRITE(*,*)'***** MENU DE ENTRADA *****'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'1- ENTRAR COM DADOS DO FLUIDO CONDENSANTE'
WRITE(*,*)'2- LER DADOS DO FLUIDO CONDENSANTE'
WRITE(*,*)'3- ENTRAR COM DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE'

```



```

WRITE(*,*)'4- LER DADOS DO FLUIDO REFRIGERANTE'
WRITE(*,*)'5- ENTRAR COM DADOS DOS TUBOS'
WRITE(*,*)'6- LER DADOS DOS TUBOS'
WRITE(*,*)'7- RODAR O PROGRAMA'
WRITE(*,*)'8- SAIR PARA SISTEMA OPERACIONAL'
READ(*,*) KONT
GOTO(20,30,40,50,60,70,80,90)KONT
GOTO 10
20 CALL ENTCOND
GOTO 10
30 CALL SAICOND
GOTO 10
40 CALL ENTREF
GOTO 10
50 CALL SAIREF
GOTO 10
60 CALL ENTUB
GOTO 10
70 CALL SAITUB
GOTO 10
C
C PASSANDO OS DADOS PARA O PROGRAMA PRINCIPAL
C
80 WRITE(*,*)'ENTRE COM -FLUIDO CONDENSANTE E FLUIDO REFRIGERANTE'
READ(*,*) FLUIDO,REFRIG
OPEN(1,FILE=FLUIDO)
READ(1,*)PR,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CLOSE(1)
OPEN(1,FILE=REFRIG)
READ(1,*)WS,TS1,TS2,VISC,CS,ROS,PRR,DPRLIM,RDFR
CLOSE(1)
OPEN(1,FILE='TUBO')
READ(1,*)NG,DO,P,L,KTU,DI,RU
CLOSE(1)
C
C CALCULOS AUXILIARES
C

```

KPA=1

KCA=1

PI=3.1416

SLV=SL/SV

VLV=VL/VV

ROL=1/VL

ROV=1/VV

C

C

CALCULO DA DMLT

C

$DMLT = ((T - TS1) - (T - TS2)) / \log((T - TS1) / (T - TS2))$

C

C

CALCULO DO CALOR TROCADO

C

$QT = DESC * HLV$

C

C

CHUTE DO COEFICIENTE GLOBAL

C

WRITE(*,*) 'CHUTE O COEFICIENTE GLOBAL [W/M2 K]'

READ(*,*) UU

C

C

PRIMEIRA ESTIMATIVA DA AREA DE TROCA TERMICA

C

$ST = QT / DMLT / UU$

$AE = PI * DO * .0254$

$NT = INT(ST / AE / L)$

C

C

DETERMINACAO DA GEOMETRIA

C

95 OPEN(1, FILE='TUBO')

READ(1,*) N6, DO, P, L, KTU, DI, RU

CLOSE(1)

CALL GEOCSG (N6, DO, P, NT, PP, PN, NTE, DCE, DFE, DTB, DSB, NP, WP)

C

C

CONVERSAO DE UNIDADES

C

C

DIAMETRO DE BOCAL KERN

C

```

IFCKPA.EQ.1) THEN
IFCDCE.LE.12.) THEN
    DBK=2.
ELSE IFCDCE.LE.17.25) THEN
    DBK=3.
ELSE IFCDCE.LE.21.) THEN
    DBK=4.
ELSE IFCDCE.LE.29.) THEN
    DBK=6.
ELSE IFCDCE.LE.37.) THEN
    DBK=8.
ELSE
    DBK=10.
ENDIF
ENDIF
DCE=.0254*DCE
DFE=.0254*DFE
DO=.0254*DO
DI=.0254*DI
P=.0254*P
PP=.0254*PP
PN=.0254*PN
ST1T=PI*DI**2/4
IFCKPA.EQ.1) THEN
KPA=2

```

C

C

CALCULO DO DIAMETRO DO BOCAL DO CASCO

C

```

VBC1M=(2200./ROV)**.5
DBC1M=(4*DESC/PI/ROV/VBC1M)**.5
WRITE(*,*)'VELOCIDADE MAX BOC. =',VBC1M,'m/s'
WRITE(*,*)'Dboc ENT.CASCO (ROV VV2=2200) =',DBC1M/.0254,'pol'
WRITE(*,*)'Dboc MAX =',DCE/2/.0254,'pol'
WRITE(*,*)'dBOC KERN = ',DBK
VBC2M=(48057./ROL)**.5
DBC2M=(4*DESC/PI/ROL/VBC2M)**.5

```

```

WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'VBC2M (ROL VL2=48057) = ',VBC2M
WRITE(*,*)'DBC2M = ',DBC2M/.0254
WRITE(*,*)

```

C
C
C

CALCULO DO DIAMETRO DO BOCAL DO TUBO

```

VBTM=3.
DBTM=(4*WS/PI/ROS/VBTM)**.5
WRITE (*,*)
93 WRITE (*,*)'Dboc TUBO (VTmax= 3 m/s)= ',DBTM/.0354,'pol'
WRITE (*,*)
WRITE(*,*)'ENTRE COM OS DIAM. BOCAIS CASCO, ENT. E SAI. em pol'
READ(*,*)DBC1,DBC2
DBC1=DBC1*.0254
DBC2=DBC2*.0254
WRITE (*,*)'ENTRE COM O DIAMETRO DOS BOCAIS DO TUBO em pol'
READ(*,*)DBT
DBT=DBT*.0254
VBT=4*WS/ROS/PI/DBT**2
DPBT=.75*ROS*VBT**2
VBC1=4*DESC/PI/ROV/DBC1**2
VBC2=4*DESC/PI/ROL/DBC2**2
DPBC1=ROV*VBC1**2/2
DPBC2=ROL*VBC2**2
FQM1=ROV*VBC1**2
FQM2=ROL*VBC2**2
DPQM=FQM1-FQM2
WRITE(*,*)'DBC1 = ',DBC1/.0254,'DPBC1 = ',DPBC1
WRITE(*,*)'DBC2 = ',DBC2/.0254,'DPBC2 = ',DPBC2
WRITE(*,*)'DBT = ',DBT/.0254,'DPBT = ',DPBT
WRITE(*,*)'ENTRE COM (1) PARA ALTERAR ALGUM DIAMETRO'
READ(*,*)JI
IF(JI.EQ.1)THEN
GOTO 93
ENDIF
ENDIF

```

```

WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BOCAIS DO CASCO'
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DIAMETRO DO BOCAL DE ENTRADA ',DBC1/.0254,' pol'
WRITE(4,*)'DIAMETRO DO BOCAL DE SAIDA ',DBC2/.0254,' pol'
WRITE(4,*)'PERDA DE CARGA NO BOCAL DE ENTRADA',DPBC1,' Pa'
WRITE(4,*)'PERDA DE CARGA NO BOCAL DE SAIDA',DPBC2,' Pa'
WRITE(4,*)'VELOCIDADE NO BOCAL DE ENTRADA ',VBC1,' m/s'
WRITE(4,*)'VELOCIDADE NO BOCAL DE SAIDA ',VBC2,' m/s'
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'FQM1 = ',FQM1
WRITE(4,*)'FQM2 = ',FQM2
WRITE(4,*)'GANHO DE PRESSAO VAR. Q. MOV. = ',DPQM

```

C
C
C

```

CALCULO DO LADO DO TUBO

TSM=(TS2+TS1)/2
NPA=6
97 G=(WS/NT/ST1T)*NPA
RET=G*DI/VISC
VT=G/ROS
CALL PERDAT(L,DI,NPA,ROS,VT,RU,RET,DPT,DPTCE)
DPTT=DPT+DPTCE+DPBT
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'NUMERO DE PASSES = ',NPA
WRITE(4,*)'PERDA DE CARGA DO LADO DOS TUBOS ',DPTT,' Pa'
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DPT = ',DPT
WRITE(4,*)'DPTCE = ',DPTCE
WRITE(4,*)'DPBT = ',DPBT
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DIAMETRO BOCAIS DO TUBO = ',DBT/.0254,' pol'
WRITE(4,*)'VELOCIDADE NOS BOCAIS DO TUBO = ',VBT,' m/s'
IF(DPTT.GT.DPRLIM) THEN
    NPA=NPA-2
    IF(NPA.EQ.0) THEN
        NPA=1
    
```

```

ENDIF
IFCNPA.LT.O) THEN
GOTO 90

```

```

ENDIF
GOTO 97
ENDIF

```

C
C
C

```

CALCULO E HT UTILIZANDO DITTUS BOELTER

```

```

NUT=0.023*RET**.8*PRR**.4
KS=VISC*CS/PRR
HT=NUT*KS/DI

```

C

```

IF (RET.LT.2100.) THEN
HT=3.66*KS/DI
ELSE
IF (RET.LT.10000) THEN
TER=1.25-RET/8000.
HT=TER*3.66*KS/DI+(1-TER)*HT
ENDIF
ENDIF
RAUX=DO/DI/HT+DO/2/KTU*DLOG(DO/DI)+RDFC+RDFR

```

C
C
C

```

IMPRESSAO DOS RESULTADOS DO TUBO

```

```

WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'TUBOS UTILIZADOS, CABE NO CASCO',NT,NTE
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'CARGA TERMICA',QT
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'DIAMETRO DO CASCO E DO FEIXE',DCE,DFE
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'COMPRIMENTO DO TUBO, G KG/M2S',L,G
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'ARRANJO N6',N6
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'REYNOLDS NOS TUBOS',RET

```

```

WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'COEFICIENTE DE PELICULA NOS TUBOS ',HT
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)' RAUX      ,      RAUX -1      ',RAUX,1/RAUX
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'RESISTENCIAS DE DEPOSITOS',RDFC,RDFR
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'FLUIDO CONDENSANTE -----> ',FLUIDO
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DESCARGA  KG/S      -----> ',DESC
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'FLUIDO REFRIGERANTE -----> ',REFRIG
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DESCARGA KG/S      -----> ',WS
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'TEMPERAT. DE ENT. E SAID----> ',TS1,TS2
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'DIAM. EXT. E INT. TUBO --> ',DO,DI
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'PASSO E COMPRIMENTO TUBO-> ',P,L
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'AREA DE TROCA TERMICA ---> ',NT*AE*L

```

C

C

INICIANDO CALCULO DO CASCO

C

C

ESPACAMENTO DA PRIMEIRA E ULTIMA CHICANA

L1F=.158+.05*DCE

L2F=.254+.105*DCE

LSI=L1F+DBC1

LSO=L2F+DBC2

C

C

ESPACAMENTO MINIMO DAS CHICANAS

C

LSMIN=.2*DCE

IF(LSMIN.LE.2) THEN

LSMIN=2

ENDIF

LSMIN=.0254*LSMIN

C

C

CALCULO DO NUMERO DE CHICANAS

C

96 NCHIMAX=INT((L-LSI-LSO)/LSMIN)+1

LSMI=(L-LSI-LSO)/(NCHIMAX-1)

WRITE(*,*)'NCHIMAX = ',NCHIMAX

WRITE(*,*)'LSMI = ',LSMI

IF(KCA.EQ.1) THEN

WRITE(*,*)'OPCAO P/ NUMERO DE CHICANAS E 1 P/REVER OU <>1 CTE'

READ(*,*)NCHI,KCA

ENDIF

LSM=(L-LSI-LSO)/(NCHI-1)

IF(LSM.GE.LSI) THEN

IF(LSM.GE.LSO) THEN

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)' PODE ADOTAR LSI=LSO=LSM'

WRITE(4,*)

LSM= L/(NCHI+1)

LSI=LSM

LSO=LSM

ENDIF

ENDIF

LC=DCE*(.07042+.388975*LSM/DCE)

WRITE(*,*)'NCHI = ',NCHI

WRITE(*,*)'LSM = ',LSM

WRITE(4,*)

WRITE(4,*)'NCHI = ',NCHI

WRITE(4,*)'LSM = ',LSM

WRITE(4,*)'ESPACAMENTO PRIMEIRA CHICANA ',LSI

WRITE(4,*)'ESPACAMENTO ULTIMA CHICANA ',LSO

WRITE(4,*)'ESPACAMENTO MINIMO DE CHICANAS',LSMIN

TR(1)=T-TS1

TRR(1)=T-TS2

TIR(1)=(TR(1)*TRR(1))**.5

TIRR(1)=TIR(1)


```

IF (NPA.EQ.6) THEN
  TIRC(1)=(TRC(1)**2*TRRC(1))**(1./3)
  TIRRC(1)=TIRC(1)
  TVRC(1)=(TRC(1)*TRRC(1)**2)**(1./3)
  TVRRC(1)=TVRC(1)
ENDIF

```

```

XC(1)=1
SLSC(1)=0
AUX=(DCE-DFE)+(DFE-DO)*(P-DO)/P

```

C
C
C

```

  ALTERANDO COM DO

```

```

  NSEC=NCHI+1
  DO 1000 N=1,NSEC

```

C
C
C

```

  SUBSTITUINDO COMPLS

```

```

IFCN.EQ.1) THEN
  LSCN=LSI
ELSE IFCN.EQ.NCHI+1) THEN
  LSCN=LSO
ELSE
  LSCN=LSM
ENDIF
SLSC(N+1)=SLSC(N)+LSCN
WVCN=DESC*XC(N)/AUX/LSCN
ATT=NT*AE*LSCN
VEV=WVCN/ROV

```

C
C
C

```

  TESTA COM QUANTO PASSES

```

```

  GOTO(100,200,90,400,90,600)NPA

```

C

C VALORES INICIAIS PARA CALCULO DO CASCO UM PASSE

C

100 TRC(N+1)=TRC(N)

DTSW=TRC(N)

C

C CALCULA H DO CASCO

C

1100 CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV,HC(N))

C

UC(N)=1/(1/HC(N)+RAUX)

IF (TRC(N).EQ. TRC(N+1)) THEN

DTM=TRC(N)

ELSE

DTM=(TRC(N)-TRC(N+1))/DLOG(TRC(N)/TRC(N+1))

ENDIF

Q=UC(N)*ATT*DTM

TRT=TRC(N)-Q/WS/CS

IF (DABS(TRC(N+1)-TRT).GT..2) THEN

TRC(N+1)=TRT

TRM=(TRC(N)+TRC(N+1))/2

DTSW=UC(N)*TRM/HC(N)

GOTO 1100

ENDIF

TRC(N+1)=TRT

XC(N+1)=XC(N)-Q/DESC/HLV

GOTO 900

C

C

C

C VALORES INICIAIS PARA CALCULO DO CASCO DOIS PASSES

C

200 TRC(N+1)=TRC(N)

TRRC(N+1)=TRRC(N)

DTSW=TRC(N)

DTRSW=TRRC(N)

C

C CALCULA H DO CASCO

C

```

1200 CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV,HCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTRSW,DO,VEV,HRCND)

```

C

```

      UCND=1/(C1/HCND+RAUX)
      URCD=1/(C1/HRCND+RAUX)
      IF (TRCND.EQ.TRCD+1) THEN
        DTM=TRCND
      ELSE
        DTM=(TRCND-TRCD+1)/DLOG(TRCND/TRCD+1)
      ENDIF
      IF (TRRCND.EQ.TRRCND+1) THEN
        DTRM=TRRCND
      ELSE
        DTRM=(TRRCND-TRRCND+1)/DLOG(TRRCND/TRRCND+1)
      ENDIF
      Q=UCND*ATT*DTM/2
      QR=URCD*ATT*DTRM/2
      TRT=TRCND-Q/WS/CS
      TRRT=TRRCND+QR/WS/CS
      IF (DABS(TRCD+1-TRT).GT..2.OR.DABS(TRRCND+1-TRRT).GT.
*.2) THEN
        TRCD+1=TRT
        TRM=(TRCND+TRCD+1)/2
        DTSW=UCND*TRM/HCND
        TRRCND+1=TRRT
        TRRM=(TRRCND+TRRCND+1)/2
        DTRSW=URCD*TRRM/HRCND
        GOTO 1200
      ENDIF
      TRCD+1=TRT
      TRRCND+1=TRRT
      XCND+1=XCND-(Q+QR)/DESC/HLV
      GOTO 900

```

C

C

```

*****

```

C

C VALORES INICIAIS PARA CALCULO DO CASCO QUATRO PASSES

C

```
400 TRCN+1)=TRCND
   TRRCN+1)=TRRCND
   TIRCN+1)=TIRCNND
   TIRRCN+1)=TIRRCND
   DTSW=TRCND
   DTRSW=TRRCND
   DTISW=TIRCNND
   DTIRSW=TIRRCND
```

C

C CALCULA H DO CASCO

C

```
1400 CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV,HCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTRSW,DO,VEV,HRCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTISW,DO,VEV,HCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTIRSW,DO,VEV,HIRCND)
      HCND=(HCND+HRCND+HCND+HIRCND)/4
```

C

```
UCND=1/(1/HCND+RAUX)
IF (TRCND.EQ. TRCN+1)) THEN
  DTM=TRCND
ELSE
  DTM=(TRCND-TRCN+1)/DLOGC TRCND/ TRCN+1)
ENDIF
IF (TRRCND.EQ. TRRCN+1)) THEN
  DTRM=TRRCND
ELSE
  DTRM=(TRRCND-TRRCN+1)/DLOGC TRRCND/ TRRCN+1)
ENDIF
IF (TIRCNND.EQ. TIRCN+1)) THEN
  DTIM=TIRCNND
ELSE
  DTIM=(TIRCNND-TIRCN+1)/DLOGC TIRCNND/ TIRCN+1)
ENDIF
IF (TIRRCND.EQ. TIRRCN+1)) THEN
  DTIRM=TIRRCND
```

```

ELSE
DTIRM=(TIRRCN)-TIRRCN+1)/DLOG(TIRRCN)/TIRRCN+1))
ENDIF
Q=UCN)*ATT*DTM/4
QR=UCN)*ATT*DTRM/4
QI=UCN)*ATT*DTIM/4
QIR=UCN)*ATT*DTIRM/4
TRT=TRCN)-Q/WS/CS
TRRT=TRRCN)+QR/WS/CS
TIRT=TIRCN)-QI/WS/CS
TIRRT=TIRRCN)+QIR/WS/CS
IF (DABS(TRCN+1)-TRT).GT..2. OR. DABS(TRRCN+1)-TRRT).GT..2
*. OR. DABS(TIRCN+1)-TIRT).GT..2. OR. DABS(TIRRCN+1)-TIRRT).GT..2) THEN
    TRCN+1)=TRT
    TRM=(TRCN)+TRCN+1))/2
    DTSW=UCN)*TRM/HCN)
    TRRCN+1)=TRRT
    TRRM=(TRRCN)+TRRCN+1))/2
    DTRSW=UCN)*TRRM/HCN)
    TIRCN+1)=TIRT
    TIIRM=(TIRCN)+TIRCN+1))/2
    DTISW=UCN)*TIIRM/HCN)
    TIRRCN+1)=TIRRT
    TIIRM=(TIRRCN)+TIRRCN+1))/2
    DTIRSW=UCN)*TIIRM/HCN)
    GOTO 1400
ENDIF
TRCN+1)=TRT
TRRCN+1)=TRRT
TIRCN+1)=TIRT
TIRRCN+1)=TIRRT
XCN+1)=XCN)-(Q+QR+QI+QIR)/DESC/HLV
GOTO 900

```

C
C
C
C

VALORES INICIAIS PARA CALCULO DO CASCO SEIS PASSES

C

```

600 TRCN+1)=TRCND
   TRRCN+1)=TRRCND
   TIRCN+1)=TIRCNND
   TIRRCN+1)=TIRRCND
   TVRCN+1)=TVRCND
   TVRRCN+1)=TVRRCND
   DTSW=TRCND
   DTRSW=TRRCND
   DTISW=TIRCNND
   DTIRSW=TIRRCND
   DTVSW=TVRCND
   DTVRSW=TVRRCND

```

C

C

```

CALCULA H DO CASCO

```

C

```

1600 CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV,HCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTRSW,DO,VEV,HRCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTISW,DO,VEV,HICND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTIRSW,DO,VEV,HIRCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTVSW,DO,VEV,HVCND)
      CALL H1CASCROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTVRSW,DO,VEV,HVRCND)
      HCND=(HCND+HRCND+HICND+HIRCND+HVCND+HVRCND)/6

```

C

```

UCND=1/(1/HCND+RAUX)

```

```

IF (TRCND.EQ.TRCN+1)) THEN

```

```

DTM=TRCND

```

```

ELSE

```

```

DTM=(TRCND-TRCN+1))/DLOG(TRCND/TRCN+1))

```

```

ENDIF

```

```

IF (TRRCND.EQ.TRRCN+1)) THEN

```

```

DTRM=TRRCND

```

```

ELSE

```

```

DTRM=(TRRCND-TRRCN+1))/DLOG(TRRCND/TRRCN+1))

```

```

ENDIF

```

```

IF (TIRCNND.EQ.TIRCN+1)) THEN

```

```

DTIM=TI RCND
ELSE
DTIM=(TI RCND -TI RCN+1)) /DLOG(TI RCND /TI RCN+1))
ENDIF
IF (TI RR CN).EQ. TI RR CN+1)) THEN
DTIRM=TI RR CN
ELSE
DTIRM=(TI RR CN -TI RR CN+1)) /DLOG(TI RR CN /TI RR CN+1))
ENDIF
IF (TV RCND).EQ. TV RCN+1)) THEN
DTVM=TV RCND
ELSE
DTVM=(TV RCND -TV RCN+1)) /DLOG(TV RCND /TV RCN+1))
ENDIF
IF (TV RR CN).EQ. TV RR CN+1)) THEN
DTV RM=TV RR CN
ELSE
DTV RM=(TV RR CN -TV RR CN+1)) /DLOG(TV RR CN /TV RR CN+1))
ENDIF
Q=UCND *ATT*DTM/6
QR=UCND *ATT*DTRM/6
QI=UCND *ATT*DTIM/6
QIR=UCND *ATT*DTIRM/6
QV=UCND *ATT*DTVM/6
QVR=UCND *ATT*DTV RM/6
TRT=TR CN -Q/WS/CS
TRRT=TR RCND +QR/WS/CS
TIRT=TI RCND -QI/WS/CS
TIRRT=TI RR CN +QIR/WS/CS
TVRT=TV RCND -QV/WS/CS
TVRRT=TV RR CN +QVR/WS/CS
IF (DABS(TR CN+1) -TRT).GT..2. OR. DABS(TR RCN+1) -TRRT).GT..2
*. OR. DABS(TI RCN+1) -TIRT).GT..2. OR. DABS(TI RR CN+1) -TIRRT).GT..2
*. OR. DABS(TV RCN+1) -TVRT).GT..2. OR. DABS(TV RR CN+1) -TVRRT).GT..2) THEN
    TRCN+1)=TRT
    TRM=(TR CN +TR CN+1))/2
    DT SW=UCND *TRM/HCND

```

```

TRRC(N+1)=TRRT
TRRM=(TRRC(N)+TRRC(N+1))/2
DTRSW=UC(N)*TRRM/HC(N)
TIRC(N+1)=TIRT
TIRM=(TIRC(N)+TIRC(N+1))/2
DTISW=UC(N)*TIRM/HC(N)
TIIRC(N+1)=TIIRT
TIIRM=(TIIRC(N)+TIIRC(N+1))/2
DTIRSW=UC(N)*TIIRM/HC(N)
TVRC(N+1)=TVRT
TVRM=(TVRC(N)+TVRC(N+1))/2
DTVSW=UC(N)*TVRM/HC(N)
TVIRC(N+1)=TVIRT
TVIRM=(TVIRC(N)+TVIRC(N+1))/2
DTVRSW=UC(N)*TVIRM/HC(N)
GOTO 1600
ENDIF

```

```

TR(N+1)=TRT
TRRC(N+1)=TRRT
TIRC(N+1)=TIRT
TIIRC(N+1)=TIIRT
TVRC(N+1)=TVRT
TVIRC(N+1)=TVIRT
XC(N+1)=XC(N)-(Q+QR+QI+QIR+QV+QVR)/DESC/HLV

```

```

C *****

```

```

C

```

```

C   TESTA SE O TITULO E NEGATIVO

```

```

C

```

```

900   IF (XC(N+1).LT.0) THEN
WRITE(4,*) 'TROCADOR MUITO GRANDE OCORRERA SUBRESFRIAMENTO',NT
WRITE(*,*) 'TROCADOR MUITO GRANDE OCORRERA SUBRESFRIAMENTO',NT
NTVE=NT
      NT=NT*SLSC(N+1)/L/(1-XC(N+1))
WRITE(4,*) 'NT  ALTERADO  PARA = ',NT
WRITE(*,*) 'NT  ALTERADO  PARA = ',NT
NSUB=N+1
IF (NT.NE.NTVE) THEN

```



```

        GOTO 95
    ENDIF
    GOTO 333
    ENDIF
1000 CONTINUE
C
C    TESTA TITULO E CORRIGE NUMERO DE TUBOS
C
    WRITE(4,*)
    WRITE(4,*)'FIM DO CALCULO PARA ESTE NT'
    WRITE(4,*)'NT= ',NT

    WRITE(*,*)
    WRITE(*,*)'FIM DO CALCULO PARA ESTE NT'
    WRITE(*,*)'NT= ',NT
    NTVE=NT
    NT=NT*SLSCND/L/(1-XCND)
    IF(NT.NE.NTVE)THEN
        WRITE(4,*)
        WRITE(*,*)
        WRITE(4,*)'NT  ALTERADO  PARA = ',NT
        WRITE(*,*)'NT  ALTERADO  PARA = ',NT
        GOTO 95
    ENDIF
    WRITE(4,*)
    WRITE(*,*)
    WRITE(4,*)'***** DEU CERTO *****'
333 CALL DPCASCDESC,VL,VV,SL,SV,DCE,DFE,P,PP,PN,DO,WP,
    *DTB,DSB,LS,X,NT,NP,N6,NSEC,DPBC1,DPBC2,SDPC)
    IF(SDPC.GE.DPCLIM) THEN
        WRITE(*,*)'ESTOUROU A PERDA NO CASCO DIMINUIR NCHI',NCHI
        WRITE(*,*)'ENTRE COM OUTRO VALOR DE NCHI'
        READ(*,*)NCHI
        GOTO 96
    ENDIF
    WRITE(4,*)
    WRITE(4,101)'GANHO DE PRESSAO VAR.Q.MOV(Pa)',DESC

```

```

WRITE(4,101) ' -FL. Q. MOV. BOC. VAPOR..... ', FQM1
WRITE(4,101) ' -FL. Q. MOV. BOC. COND..... ', FQM2
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'CONDENSADOR HORIZONTAL CONDENSACAO NO CASCO'
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'PROPRIEDADES DO FLUIDO CONDENSANTE ', FLUIDO
WRITE(4,*)
WRITE(4,101) 'DESCARGA (Kg/s)..... ', DESC
WRITE(4,101) 'PRESSAO (Pa)..... ', PR
WRITE(4,101) 'TEMPERATURA (C)..... ', T
WRITE(4,*) ' ', ' LIQUIDO VAPOR'
WRITE(4,102) 'VOLUME ESPECIFICO (M3/Kg)..... ', VL, VV
WRITE(4,102) 'VISCOSIDADE (Kg/m S)..... ', SL, SV
WRITE(4,102) 'CONDUTIBILIDADE (J/Kg K)..... ', KL, KV
WRITE(4,102) 'CALOR ESPECIFICO (J/Kg)..... ', CPL, CPV
WRITE(4,101) 'CALOR DE VAPORIZACAO (J/Kg)... ', HLV
WRITE(4,101) 'PRANDTL DO LIQUIDO.(*)..... ', PRL
WRITE(4,101) 'PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa).... ', DPCLIM
WRITE(4,101) 'DEPOSITO (m2 K/ W)..... ', RDFC
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'PROPRIDADES DO FLUIDO REFRIGERANTE ', REFRIG
WRITE(4,*)
WRITE(4,101) 'DESCARGA (Kg/s)..... ', WS
WRITE(4,102) 'TEMPERATURA (C). ENT. E SAIDA... ', TS1, TS2
WRITE(4,102) 'DENSIDADE (Kg/s)..... ', ROS
WRITE(4,101) 'VISCOSIDADE (Kg/m S)..... ', VISC
WRITE(4,101) 'CALOR ESPECIFICO (J/Kg)..... ', CS
WRITE(4,101) 'PRANDTL (*)..... ', PRR
WRITE(4,101) 'PERDA DE CARGA MAXIMA (Pa).... ', DPRLIM
WRITE(4,101) 'DEPOSITO (m2 K/ W)..... ', RDFR
WRITE(4,*)
WRITE(4,*) 'TUBOS'
WRITE(4,*)
WRITE(4,103) 'ARRANJO ..... ', N6
WRITE(4,102) 'DIAMETRO EXT. INT. (pol)..... ', DO, DI
WRITE(4,101) 'PASSO (pol)..... ', P
WRITE(4,101) 'COMPRIMENTO (m)..... ', L

```

```

WRITE(4,101)'RUGOSIDADE RELATIVA (*). . . . .',RU
WRITE(4,101)'CONDUTIBILIDADE. . . . .',KTU
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'GEOMETRIA'
WRITE(4,*)
WRITE(4,103)'NUMERO DE TUBOS . . . . .',NT
WRITE(4,103)'NUMERO DE PASSES. . . . .',NPA
WRITE(4,103)'NUMERO DE CHICANAS. . . . .',NCHI
WRITE(4,101)'ESPACAMENTO DAS CHICANAS (m). . .',LSM
WRITE(4,101)'ESP. PRIMEIRA CHICANA (m). . . . .',LSI
WRITE(4,101)'ESP. ULTIMA CHICANA (m). . . . .',LSO
WRITE(4,101)'CORTE DAS CHICANAS (m). . . . .',LC
WRITE(4,102)'DIAM. DO CASCO E DO FEIXE (m).',DCE,DFE
WRITE(4,*)'DIAMETRO DOS BOCAIS (m)'
WRITE(4,101)'ENTRADA DO VAPOR. . . . .',DBC1
WRITE(4,101)'SAIDA DO CONDENSADO. . . . .',DBC2
WRITE(4,101)'FLUIDO REFRIGERANTE. . . . .',DBT
WRITE(4,*)
WRITE(4,101)'h DO REFRIGERANTE (W/ m2 K). . .',HT
WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA REFRIG. (Pa). . .',DPTT
WRITE(4,101)' - NOS BOCAIS ENT. SAIDA (Pa).',DPBT
WRITE(4,101)' - NO INTERIOR DOS TUBOS (Pa)',DPT
WRITE(4,101)' - DE CONTRACAO EXPANSAO (Pa)',DPTCE
WRITE(4,*)
WRITE(4,101)'CARGA TERMICA (W). . . . .',QT
WRITE(4,101)'AREA DE TROCA TERMICA. . . . .',NT*AE*L
WRITE(4,101)'COEF. GLOBAL MEDIO (W/ m2 K) . .',QT/DMLT/NT/AE/L
WRITE(4,101)'DIF. MEDIA LOG. DE TEMP. (C). . .',DMLT
WRITE(4,*)
101 FORMAT(1X,A30,2X,E9.3)
102 FORMAT(1X,A30,2X,2E9.3)
103 FORMAT(1X,A30,2X,I4)
      CALL IMPREC(N,LS,SLS,X,H,HR,HI,HIR,U,HV,HVR,TR,TRR,TIR,TIRR,TVR,
      *TVRR,UR,NPA)
      CLOSE(4)
90 STOP
      END

```

```

SUBROUTINE IMPREC(N,LS,SLS,X,H,HR,HI,HIR,U,HV,HVR,TR,TRR,TIR,
*TIRR,TVR,TVRR,UR,NPA)

```

```

REAL*8 LSC(51),SLSC(51),XC(51),HC(51),HRC(51),HI(51),HIR(51),UC(51)
REAL*8 HVC(51),HVR(51),TRC(51),TRRC(51),TIRC(51),TIRR(51),TVR(51)
REAL*8 TVRR(51),UR(51)

```

```

INTEGER N,JI,IJI,NPA

```

```

WRITE(4,*)' N !   LSCND   !   XCND   !   SLSCND   !   HCND   !
* UCND   !'

```

```

DO 2000 JI=1,N

```

```

WRITE(4,2020)JI,LSC(JI),XC(JI),SLSC(JI),HC(JI),UC(JI)

```

```

2000 CONTINUE

```

```

WRITE(4,*)' N !   TRCND   !   HCND   !   TRRCND   !   HRCND   !
* URCND   !'

```

```

DO 2100 JI=1,N

```

```

WRITE(4,2020)JI,TRC(JI),HC(JI),TRRC(JI),HRC(JI),URC(JI)

```

```

2100 CONTINUE

```

```

IF(NPA.GE.4)THEN

```

```

WRITE(4,*)' N !   TIRCND   !   TIRRND   !   HICND   !   HIRCND   !'

```

```

DO 2200 JI=1,N

```

```

WRITE(4,2030)JI,TIRC(JI),TIRR(JI),HIC(JI),HIRC(JI)

```

```

2200 CONTINUE

```

```

ENDIF

```

```

IF(NPA.EQ.6)THEN

```

```

WRITE(4,*)' N !   TVRCND !   TVRRND   !   HVCND   !   HVRND   !'

```

```

DO 2300 JI=1,N

```

```

WRITE(4,2030)JI,TVRC(JI),TVRR(JI),HVC(JI),HVR(JI)

```

```

2300 CONTINUE

```

```

ENDIF

```

```

2020 FORMAT(' ',I3,5F12.4)

```

```

2030 FORMAT(' ',I3,4F12.4)

```

```

RETURN

```

```

END

```

```
SUBROUTINE GEOCSC (N6,D0,P,NT,PP,PN,NTE,DCE,DFE,DTB,DSB,NP,WP)
```

```
INTEGER K,NT,NTE,NC(23),N6,NP
```

```
REAL*8 DCE,DFE,DC(23),DF(23),PP,PN,P,D0,DTB,DSB,WP
```

```
CHARACTER*1 UM
```

```
IF(N6.EQ.1) THEN
```

```
  IF(D0.EQ..75) THEN
```

```
    IF(P.EQ.1.) THEN
```

```
      PP=.866
```

```
      PN=.500
```

```
      UM='B'
```

```
    ELSE
```

```
      PP=.814
```

```
      PN=.469
```

```
      UM='C'
```

```
    ENDIF
```

```
  ELSE
```

```
    PP=1.082
```

```
    PN=.625
```

```
    UM='A'
```

```
  ENDIF
```

```
ELSE IF(N6.EQ.2) THEN
```

```
  IF(D0.EQ.1.0) THEN
```

```
    PP=.884
```

```
    PN=.884
```

```
    UM='D'
```

```
  ELSE
```

```
    PP=.707
```

```
    PN=.707
```

```
    UM='E'
```

```
  ENDIF
```

```
ELSE
```

```
  IF(D0.EQ.1.0) THEN
```

```
    PP=1.25
```

```
    PN=1.25
```

```
    UM='D'
```

```
  ELSE
```

```

      PP=1.0
      PN=1.0
      UM='E'
      ENDIF
ENDIF
OPEN(1,FILE='DC')
OPEN(2,FILE='DF')
OPEN(3,FILE=UM)
READ(1,*)(DC(K),K=1,23)
READ(2,*)(DF(K),K=1,23)
READ(3,*)(N(K),K=1,23)
DO 10 K=1,23
  IF(N(K).GE.NT) THEN
    NTE=N(K)
    DCE=DC(K)
    DFE=DF(K)
    GOTO 20
  ENDIF
10 CONTINUE
20 CLOSE(1)
   CLOSE(2)
   CLOSE(3)
C
C   FOLGA DIAMETRAL TUBO-CHICANA
C
   DTB=1/32*.0254
C
C   FOLGA DIAMETRAL CASCO-CHICANA
C
   IF(DCE.GE.55.) THEN
     DSB=.300
   ELSEIF(DCE.GE.40.) THEN
     DSB=.225
   ELSEIF(DCE.GE.24.) THEN
     DSB=.175
   ELSEIF(DCE.GE.18.) THEN
     DSB=.150

```

```
ELSEIF (DCE. GE. 14.) THEN  
DSB=.125  
ELSE  
DSB=.100  
ENDIF  
DSB=.0254*DSB  
NP=0  
WP=0.  
RETURN  
END
```

SUBROUTINE H1CASC(ROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV,H1)

REAL*8 ROL,ROV,SL,SV,KL,CPL,PRL,HLV,DTSW,DO,VEV

REAL*8 RE,FR,H,F,G,X,NURE,NU,H1

RE=ROL*VEV*DO/SL

FR=VEV**2/9.8/DO

H=CPL*DTSW/HLV

F=PRL/FR/H

G=(ROL/ROV*SL/SV)**.5*H/PRL

X=.9*(1+1/G)**(1/3)

NURE=X*(1+.276*F/X**4)**.25

NU=NURE*RE**.5

H1=NU*KL/DO

RETURN

END

SUBROUTINE ENTCOND

```

REAL*8 P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CHARACTER FLUIDO*8
WRITE(*,*)'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO CONDENSANTE'
READ(*,*)FLUIDO
WRITE(*,*)'PRESSAO(Pa)      TEMPERATURA(C)      DESCARGA(Kg/s) '
READ(*,*)P,T,DESC
WRITE(*,*)'VOL. ESP. L(m3/Kg)  VOL. ESP. V(m3/Kg)  VISC. LIQ. (Kg/m*s)
* VISC. V(Kg/m*s)'
READ(*,*)VL,VV,SL,SV
WRITE(*,*)'COND. L(W/m*K)  COND. V(W/m*K)      CAL. ESP. L(J/Kg*K)
* CAL. ESP. V(J/Kg*K)'
READ(*,*)KL,KV,CPL,CPV
WRITE(*,*)'  ENT VAPORIZ(J/Kg)  PRANDTL      DPCLIM'
READ(*,*)HLV,PRL,DPCLIM
WRITE(*,*)'RESISTENCIA DE DEPOSITO m2 K / W'
READ(*,*)RDFC
OPEN(1,FILE=FLUIDO,STATUS='NEW')
WRITE(1,*)P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CLOSE(1)
RETURN
END

```

C
C
C

SUBROUTINE SAI COND

```

REAL*8 P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CHARACTER FLUIDO*8
WRITE(*,*)'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO'
READ(*,*)FLUIDO
OPEN(1,FILE=FLUIDO)
READ(1,*)P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,KL,KV,CPL,CPV,HLV,PRL,DPCLIM,RDFC
CLOSE(1)
WRITE(*,*)'*****  ' .FLUIDO,'  *****'
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'  PRESSAO      TEMPERATURA      DESCARGA      DPCLIM

```

```

* PRANDTL'
WRITE(*,*)' ( Pa )          ( C )          (Kg/s)
* ( Pa )          ( * ) '
WRITE(*,10)P,T,DESC,DPCLIM,PRL
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'VOL. ESP. Lq      VOL. ESP. Vp      COND. LIQ.      COND. VAP.
*VISC. LIQ      VISC. VAP. '
WRITE(*,*)' (m3/Kg)          (m3/Kg)          (W/m*K)          (W/m*K)
*(Kg/m*s)      (Kg/m*s)      '
WRITE(*,10)VL,VV,KL,KV,SL,SV
WRITE(*,*)
WRITE(*,*)'CAL. ESP. Lq      CAL. ESP. Vp      ENTTLP. V-L '
WRITE(*,*)' (J/Kg*K)          (J/Kg*K)          (J/Kg)          '
WRITE(*,10)CPL,CPV,HLV
WRITE(*,*)'RESISTENCIA DE DEPOSITO = ',RDFC,'m2 K/ W'
10 FORMAT(6E13.5)
RETURN
END

```

```
SUBROUTINE ENTREF

REAL*8 WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDRF
CHARACTER REFRIG*8
WRITE(*,*) 'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO REFRIGERANTE'
READ(*,*) REFRIG
WRITE(*,*) 'DESCARGA KG/S TEMPERATURA DE ENTRADA E SAIDA'
READ(*,*) WS, TS1, TS2
WRITE(*,*) 'VISCOSIDADE KG/M*S'
READ(*,*) VISC
WRITE(*,*) 'CALOR ESPECIFICO J/KG*K'
READ(*,*) CS
WRITE(*,*) 'DENSIDADE KG/S'
READ(*,*) ROS
WRITE(*,*) 'NUMERO DE PRANDTL'
READ(*,*) PRR
WRITE(*,*) 'PERDA DE CARGA MAX. NO CASCO EM Pa'
READ(*,*) DPRLIM
WRITE(*,*) 'RESISTENCIA DE DEPOSITO m2 K / W'
READ(*,*) RDRF
OPEN(1, FILE=REFRIG, STATUS='NEW')
WRITE(1,*) WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDRF
CLOSE(1)
RETURN
END
```

SUBROUTINE SAIREF

```
REAL*8 WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR
CHARACTER*8 REFRIG
WRITE(*,*) 'ENTRE COM O NOME DO FLUIDO'
READ(*,*) REFRIG
OPEN (1, FILE=REFRIG)
READ(1,*) WS, TS1, TS2, VISC, CS, ROS, PRR, DPRLIM, RDFR
CLOSE(1)
WRITE(*,*) 'WS=', WS, '      TS1=', TS1, '      TS2=', TS2
WRITE(*,*) 'VISCOSIDADE', VISC, 'Kg/m * s'
WRITE(*,*) 'CALOR ESPECIFICO', CS, 'J/Kg K'
WRITE(*,*) 'DENSIDADE', ROS, 'Kg/M3'
WRITE(*,*) 'PRANDTL', PRR
WRITE(*,*) 'PERDA DE CARGA MAX. NO CASCO = ', DPRLIM, ' PA'
WRITE(*,*) 'RESISTENCIA DE DEPOSITO = ', RDFR, 'm2 K/ W'
RETURN
END
```

SUBROUTINE ENTUB

```
INTEGER N6
REAL*8 DO,P,L,KTU,DI,RU
WRITE(*,*)'ENTRE COM O TIPO DO ARRANJO'
WRITE(*,*)'1-----TRIANGULAR'
WRITE(*,*)'2-----QUADRADO RODADO'
WRITE(*,*)'3-----QUADRADO'
READ(*,*)N6
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. EXT. DO TUBO (.75 OU 1.0 pol.)'
READ(*,*)DO
WRITE(*,*)'ENTRE COM O DIAM. INT. (pol) E A RUGOSIDADE REL'
READ(*,*)DI,RU
WRITE(*,*)'ENTRE COM O PASSO (.9375 OU 1.0 OU 1.25 pol.)'
READ(*,*)P
WRITE(*,*)'ENTRE COM O COMPRIMENTO EFETIVO DO TUBO (MD)'
READ(*,*)L
WRITE(*,*)'ENTRE CONDUTIBILIDADE DO TUBO (W/M*K)'
READ(*,*)KTU
OPEN (1,FILE='TUBO',STATUS='NEW')
WRITE(1,*) N6,DO,P,L,KTU,DI,RU
CLOSE(1)
RETURN
END
```

SUBROUTINE SAITUB

INTEGER N6

REAL*8 DO,P,L,KTU,DI,RU

OPEN(1,FILE='TUBO')

READ(1,*)N6,DO,P,L,KTU,DI,RU

CLOSE(1)

WRITE(*,*)'N6=',N6,' DO=',DO,' DI=',DI,' RU=',RU

WRITE(*,*)'P=',P,' L=',L,' KTU=',KTU

RETURN

END

SUBROUTINE PERDAT(L,DI,NPA,ROS,VT,RU,RET,DPT,DPTCE)

INTEGER NPA

REAL*8 L,DI,ROS,VT,RU,RET,A,B,FAT,DPT,DPTCE

B=(37530./RET)**16

A=(2.457*DLOG(1./((7./RET)**.9+.27*RU)))**16

FAT=8*((8./RET)**12+1./(A+B)**1.5)**(1./12)

DPT=(FAT*L/DI+1.6*NPA)*ROS*VT**2/2

DPTCE=.8*NPA*ROS*VT**2

RETURN

END

```

SUBROUTINE DPCASC(DESC,VL,VV,SL,SV,DC,DF,PA,PP,PN,DO,WP,
*DTB,DSB,LS,X,NT,NP,N6,N,DPBC1,DPBC2,SDPC)

```

```

REAL*8 P,T,DESC,VL,VV,SL,SV,ZX,SDPBI,SDPWI,DPBC1,DPBC2,SDPC
REAL*8 LC,DC,DF,PA,PP,PN,DO,WP,DTB,DSB,LSC(50),GS,RBL,RBV,RLL,RLV
REAL*8 DPBI,DPWIL,DPWIV,DPBIL,DPBIV,PX,RL,FIL,FIV,B,X(50)
REAL*8 SIGMA,NBLA,FRLO,BF,BS,R,POE,EOP,XCHU,XB,K,ALFAB,XF,XS
REAL*8 ROSL,ROSV,NC,BP,NTPM,TFM2,BB,SIXI,YYLS
REAL*8 BW,NTPW,TFMW,DPWI
INTEGER NT,NSS,NP,N6,IXI,IPAD
REAL*8 TFM2,NTPC,DPBC,NTBN,NTES,TFBN,TFES,DPBN,DPES,DESV
REAL*8 DESL,GSL,GSV,REL,XTT,TFIL,TFIV,DPL,DPV

```

```

ROSL=1/VL

```

```

ROSV=1/VV

```

```

NSS=0

```

```

SDPWI=0

```

```

SDPBI=0

```

```

LC=DC*(.07042+.388975*LSC(I)/DC)

```

```

DO 200 I=1,N

```

```

IF((I.LE.2).OR.(I.EQ.N)) THEN

```

```

WRITE(4,*)'***** I = ',I,' *****'

```

```

CALL BELL (DESC,SL,ROSL,LS,NSS,NP,WP,DTB,DSB,NT,DC,
*DF,LC,PA,PP,PN,DO,N6,NC,GS,DPBIL,DPWIL,FIL,RBL,RLL)

```

```

CALL BELL (DESC,SV,ROSV,LS,NSS,NP,WP,DTB,DSB,NT,DC,
*DF,LC,PA,PP,PN,DO,N6,NC,GS,DPBIV,DPWIV,FIV,RBV,RLV)

```

```

SIGMA=(DPBIV/DPBIL)**.5

```

```

NBLA=LOG(FIL/FIV)/LOG(SL/SV)

```

```

FRLO=GS**2*VL**2/9.8/DO

```

```

BF=(SL/SV)**(NBLA/2)

```

```

BS=(2**((2-NBLA)-2))/(SIGMA+1)

```

```

R=1.3+.09*FRLO*NC**2*(SL/SV)**NBLA

```

```

POE=2/(2-NBLA)

```

```

EOP=1/POE

```

C

CALCULO ITERATIVO DE XB E BB


```

XCHU=1.
100 BB=1/SQRT(1+XCHU*(VV/VL-1))
XB=1/(1+((R-1)/BB)**POE)
  IF(ABS((XCHU-XB)/XB).GT..001) THEN
    XCHU=XB
    GOTO 100
  ENDIF
K=1/BB
ALFAB=1/(1+K*(1-XB)/XB*(VL/VV))

```

C

```

XF=1/(1+((R-1)/BF)**POE)
XS=1/(1+((R-1)/BS)**POE)
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'ALFAB = ', ALFAB,' XB= ', XB
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'XF= ',XF,' XS= ',XS
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BB= ', BB,' BF= ',BF
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'BS= ',BS
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'SIGMA = ',SIGMA,' NBLA= ',NBLA
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'R= ',R,' FRLO= ',FRLO
ENDIF
WRITE(4,*)

```

C

C

TESTE DO PADRAO DE ESCOAMENTO CRUZADO

C

```

WRITE(4,*)'CRUZADO NUM. ',I
ZX=(X(I)+X(I+1))/2
IF(ZX.GT.XF) THEN
  WRITE(4,*)'PADRAO NEBULIZADO'
  IPAD=1
  B=BF
  NTPM=B*ZX**EOP*(1-ZX)**EOP+ZX***(2-NBLA)
ELSE

```

```

IFC ALFAB. LT. .75) THEN
    IFC ZX. LT. XB) THEN
        WRITE(4,*) 'PADRAO BOLHA'
        IPAD=2
        B=BB
        NTPM=B*ZX**EOP*(1-ZX)**EOP+ZX**(2-NBLA)
    ELSE
        WRITE(4,*) 'TRANSICAO BOLHA NEBULIZADO'
        IPAD=3
        NTPM=R*ZX**(2-NBLA)
    ENDIF
ELSE
    IFC ZX. LT. XS) THEN
        WRITE(4,*) 'ESCOAMENTO ESTRATIFICADO'
        IPAD=4
        B=BS
        NTPM=B*ZX**EOP*(1-ZX)**EOP+ZX**(2-NBLA)
    ELSE
        WRITE(4,*) 'TRANSICAO ESTRATIFICADO NEBULIZADO'
        IPAD=5
        NTPM=R*ZX**(2-NBLA)
    ENDIF
ENDIF
ENDIF

C
C          CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO
C

TFM2=NTPM*(SIGMA**2-1)+1
DPBI=TFM2*DPBIL
SDPBI=SDPBI+DPBI
WRITE(4,*) 'ZX = ',ZX,' NTPM = ',NTPM
WRITE(4,*) 'TFM2 = ',TFM2,' DPBI = ',DPBI
WRITE(4,*)
IF CI. LT. N) THEN

C
C          TESTE DO PADRAO DE ESCOAMENTO JANELA
C

```

```

WRITE(4,*) 'JANELA  NUM. ',I
IF(XCI).GT.XF) THEN
    WRITE(4,*) 'PADRAO NEBULIZADO'
    IPAD=1
    BW=BB**2.5
    NTPW=BW*XCI*(1-XCI)+XCI*XCI
ELSE
    IF(CALFAB.LT..75) THEN
        IF(XCI).LT.XB) THEN
            WRITE(4,*) 'PADRAO BOLHA'
            IPAD=2
            B=BB
            NTPW=B*XCI*(1-XCI)+XCI*XCI
        ELSE
            WRITE(4,*) 'TRANSICAO BOLHA NEBULIZADO'
            IPAD=3
            NTPW=R*XCI*XCI
        ENDIF
    ELSE
        IF(XCI).LT.XS) THEN
            WRITE(4,*) 'ESCOAMENTO ESTRATIFICADO'
            IPAD=4
            BW=2/(SIGMA+1)
            NTPW=BW*XCI*(1-XCI)+XCI*XCI
        ELSE
            WRITE(4,*) 'TRANSICAO ESTRATIFICADO NEBULIZADO'
            IPAD=5
            NTPW=R*XCI*XCI
        ENDIF
    ENDIF
ENDIF
ENDIF

C
C                                     CALCULO DA QUEDA DE PRESSAO
C

TFMW=NTPW*(SIGMA**2-1)+1
DPWI=TFMW*DPWIL
SDPBI=SDPBI+DPBI

```

```

SDPWI=SDPWI+DPWI
WRITE(4,*)'XCI) = ',XCI), ' NTPW = ',NTPW
WRITE(4,*)'TFMW = ',TFMW, ' DPWI = ',DPWI
WRITE(4,*)
ENDIF
200 CONTINUE
SDPC=SDPWI+SDPBI+DPBC1+DPBC2
WRITE(*,*)'DPBC1 = ',DPBC1
WRITE(*,*)'DPBC2 = ',DPBC2
WRITE(*,*)'PERDAS NOS ESCOAMENTOS CRUZADOS',SDPBI
WRITE(*,*)'PERDAS NAS JANELAS',SDPWI
WRITE(*,*)'PERDA DE CARGA TOTAL = ',SDPWI+SDPBI+DPBC1+DPBC2
WRITE(4,*)
WRITE(4,*)'PERDA DE CARGA DO VAPOR CONDENSANTE'
WRITE(4,*)
WRITE(4,101)'PERDA DE CARGA TOTAL (Pa).....',SDPWI+SDPBI+DPBC1+
*DPBC2
WRITE(4,101)' -NO ESC. CRUZADO.....',SDPBI
WRITE(4,101)' -NA JANELA.....',SDPWI
WRITE(4,102)'...-NOS BOCAIS ENTRADA. SAIDA..',DPBC1,DPBC2
101 FORMAT(1X,A30,2X,E9.3)
102 FORMAT(1X,A30,2X,2E9.3)
RETURN
END

```

SUBROUTINE BELL (WS,VISC,ROS,LS,NSS,NP,WP,DTB,DSB,NT,DC,
 *DF,LC,P,PP,PN,DO,N6,NC,GS,DPBI,DPWI,FI,RB,RL)

REAL*8 LC,DC,DF,P,PP,PN,DO,WP,DTB,DSB,LS,WS,GS,VISC,CS,PRL,ROS
 REAL*8 RB,NC,NCW,RBI,VISCW
 REAL*8 AF,FC,SM,FSBP,STB,TETA
 REAL*8 SSB,SWG,SWT,SW,DW,RES
 REAL*8 RS,RM
 REAL*8 B1,B2,B3,B4,B
 REAL*8 FI,DPBI,DPWI,PX,RL
 INTEGER NT,NB,NSS,NP,N6
 PI=3.1416
 VISCW=VISC
 GC=1.
 NC=DC*(1-2*LC/DC)/PP
 AF=ACOS((DC-2*LC)/DF)
 FC=(PI+SIN(2*AF)-2*AF)/PI
 NCW=.8*LC/PP
 IF(N6.EQ.1) THEN
 SM=LS*(DC-DF+(DF-DO)/P*(P-DO))
 ELSE
 SM=LS*(DC-DF+(DF-DO)/PN*(P-DO))
 ENDIF
 FSBP=(DC-DF+NP*WP/2)*LS/SM
 STB=PI*DO*DTB*(1+FC)*NT/2/2
 TETA=2*ACOS(1-2*LC/DC)
 SSB=PI*DC*DSB*(1-TETA/2/PI)/2
 SWG=DC**2*(TETA/2-(1-2*LC/DC)*SIN(TETA/2))/4
 SWT=NT*(1-FC)*PI*DO**2/8
 SW=SWG-SWT
 DW=4*SW/(PI*NT*(1-FC)*DO/2+DC*TETA)
 NB=(L-LSI-LSO)/LS+1
 RES=DO*WS/VISC/SM
 GS=WS/SM
 IF(RES.GT.1000000.) THEN
 WRITE(*,*) ' RES>1000000 FORA DO RANGE'
 ELSE IF(N6.EQ.1) THEN

B3=7.00

B4=.500

IF (RES. GT. 10000.) THEN

B1=.372

B2=-.123

ELSE IF (RES. GT. 1000.) THEN

B1=.486

B2=-.152

ELSE IF (RES. GT. 100.) THEN

B1=4.570

B2=-.476

ELSE IF (RES. GT. 10.) THEN

B1=45.100

B2=-.973

ELSE

B1=48.000

B2=-1.000

ENDIF

ELSE IF (N6. EQ. 2.) THEN

B3=6.590

B4=.520

IF (RES. GT. 10000.) THEN

B1=.303

B2=-.126

ELSE IF (RES. GT. 1000.) THEN

B1=.333

B2=-.136

ELSE IF (RES. GT. 100.) THEN

B1=3.500

B2=-.476

ELSE IF (RES. GT. 10.) THEN

B1=26.200

B2=-.913

ELSE

B1=32.000

B2=-1.00

ENDIF

```

ELSE
B3=6.30
B4=.378
  IF(RES. GT. 10000.) THEN
    B1=.391
    B2=-.148
  ELSE IF(RES. GT. 1000.) THEN
    B1=.815
    B2=.022
  ELSE IF(RES. GT. 100.) THEN
    B1=6.090
    B2=-.602
  ELSE IF(RES. GT. 10.) THEN
    B1=32.100
    B2=-.963
  ELSE
    B1=35.00
    B2=-1.00
  ENDIF
ENDIF
B=B3/(1+.14*RES**B4)
FI=B1*(1.33*D0/P)**B*RES**B2
DPBI=4*FI*WS**2*NC/2/ROS/GC/SM**2*(VISCW/VISC)**.14
IF(RES. GE. 100.) THEN
  DPWI=WS**2*(2+.6*NCW)/2/GC/SM/SW/ROS
ELSE
  DPWI=26*(VISC*WS/(SM*SW)**.5/ROS)*(NCW/(P-D0)+LS/DW**2)+WS**2
*/SM/SW/ROS
ENDIF
RS=SSB/(SSB+STB)
RM=(SSB+STB)/SM
PX=-.15*(1+RS)+.8
RL=EXP(-1.33*(1+RS)*RM**PX)
RBI=NSS/NC
IF(RBI. GE. .5) THEN
  RB=1.0
ELSE

```

```
IF (RES. GT. 100.) THEN
  CP=3.7
ELSE
  CP=4.5
ENDIF
RB=EXP(-CP*FSBP*(1-(2*RBI)**.333))
ENDIF
RETURN
END
```


ANEXO III

ANEXO III

PROCEDIMENTO ADOTADO PARA MAIS DE UMA PASSE NO CÁLCULO DE
CONDENSADOR HORIZONTAL COM CONDENSAÇÃO DO LADO DO CASO

O procedimento adotado no caso de dois passes é análogo ao utilizado para um passe, não necessitando hipóteses adicionais. Para mais de dois passes faz-se a hipótese de que o coeficiente global não varie de passe para passe, em cada seção, podendo-se assim determinar a temperatura terminal do condensador nos passes intermediários e iniciar-se a marcha de cálculos.

1 - DOIS PASSES NOS TUBOS

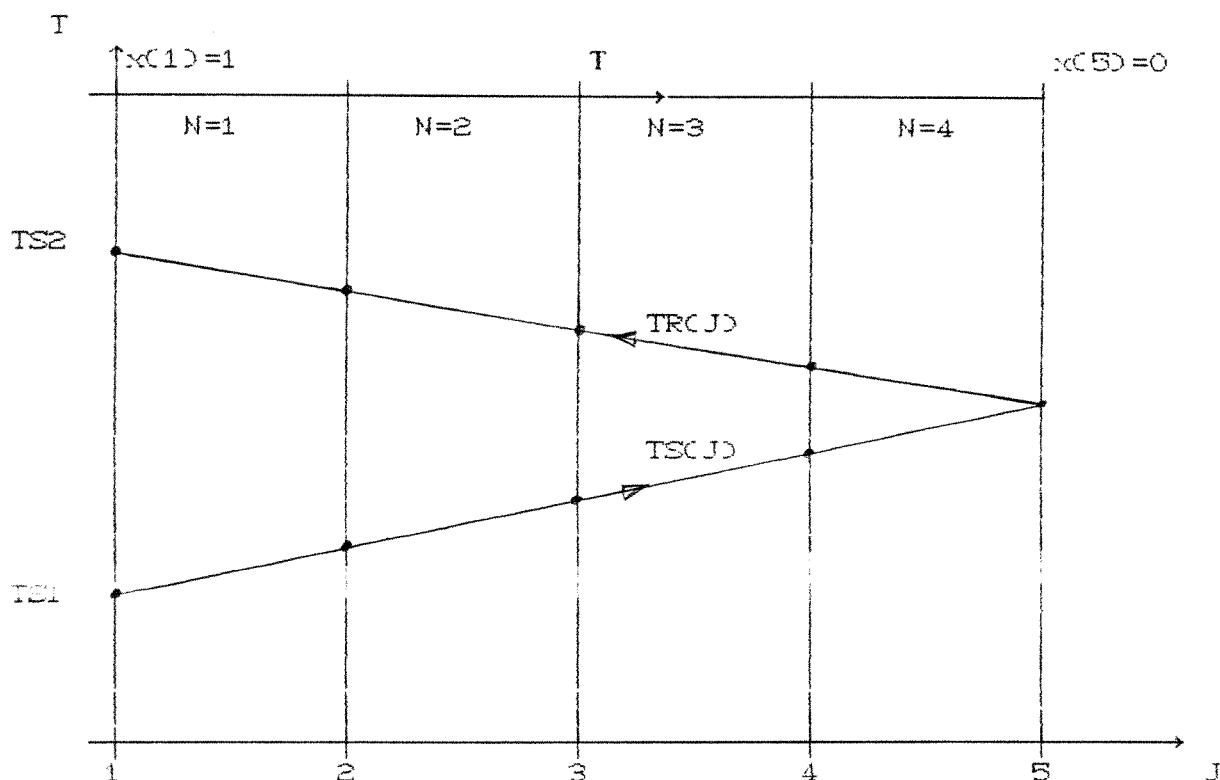


Figura 1 Distribuição de Temperatura para Dois Passes

Como se conhece as temperaturas terminais segue-se procedimento análogo ao de um passe:

$$TSC(1) = TS1$$

$$TRC(1) = TS2$$

Taxa de calor recebida pelas correntes na seção:

$$\Delta Q_1 = m_r c_p \left[TSC(J+1) - TSC(J) \right]$$

$$\Delta Q_2 = - m_r c_p \left[TRC(J+1) - TRC(J) \right]$$

Taxa de calor cedida pelo vapor na seção:

$$\Delta Q_c = - m_c h_{LV} \left[xC(J+1) - xC(J) \right]$$

Da conservação da Energia tem-se:

$$\Delta Q_c = \Delta Q_1 + \Delta Q_2$$

onde:

$$\Delta Q_1 = U_1 \Delta A_1 \Delta T_{m1}$$

$$\Delta Q_2 = U_2 \Delta A_2 \Delta T_{m2}$$

o

$$\Delta T_{m1} = \frac{(T - TSC(J)) - (T - TSC(J+1))}{\ln \left\{ \frac{T - TSC(J)}{T - TSC(J+1)} \right\}}$$

$$\Delta T_{m2} = \frac{(T - TRC(J)) - (T - TRC(J+1))}{\ln \left\{ \frac{T - TRC(J)}{T - TRC(J+1)} \right\}}$$

Como se observa, o procedimento utilizado para 1 passe nos tubos, exposto no capítulo 4, pode ser utilizado no caso de 2 passes sem necessidade de nenhuma hipótese simplificadora adicional, devendo-se apenas reproduzir os cálculos efetuados para o 1º passe no cálculo do 2º passe, observando que ocorre decréscimo da temperatura no 2º passe conforme se avança nas seções subsequentes.

Destaca-se que é calculado um coeficiente global para cada passe, por seção, considerando que o valor do coeficiente de película do lado do casco no 2º passe seja diferente do valor calculado no 1º

passo, numa mesma seção. Também é possível considerar-se, caso necessário, valores distintos do coeficiente de película no interior dos tubos no 1º e 2º passo.

2 - MAIS DE DOIS PASSES NOS TUBOS

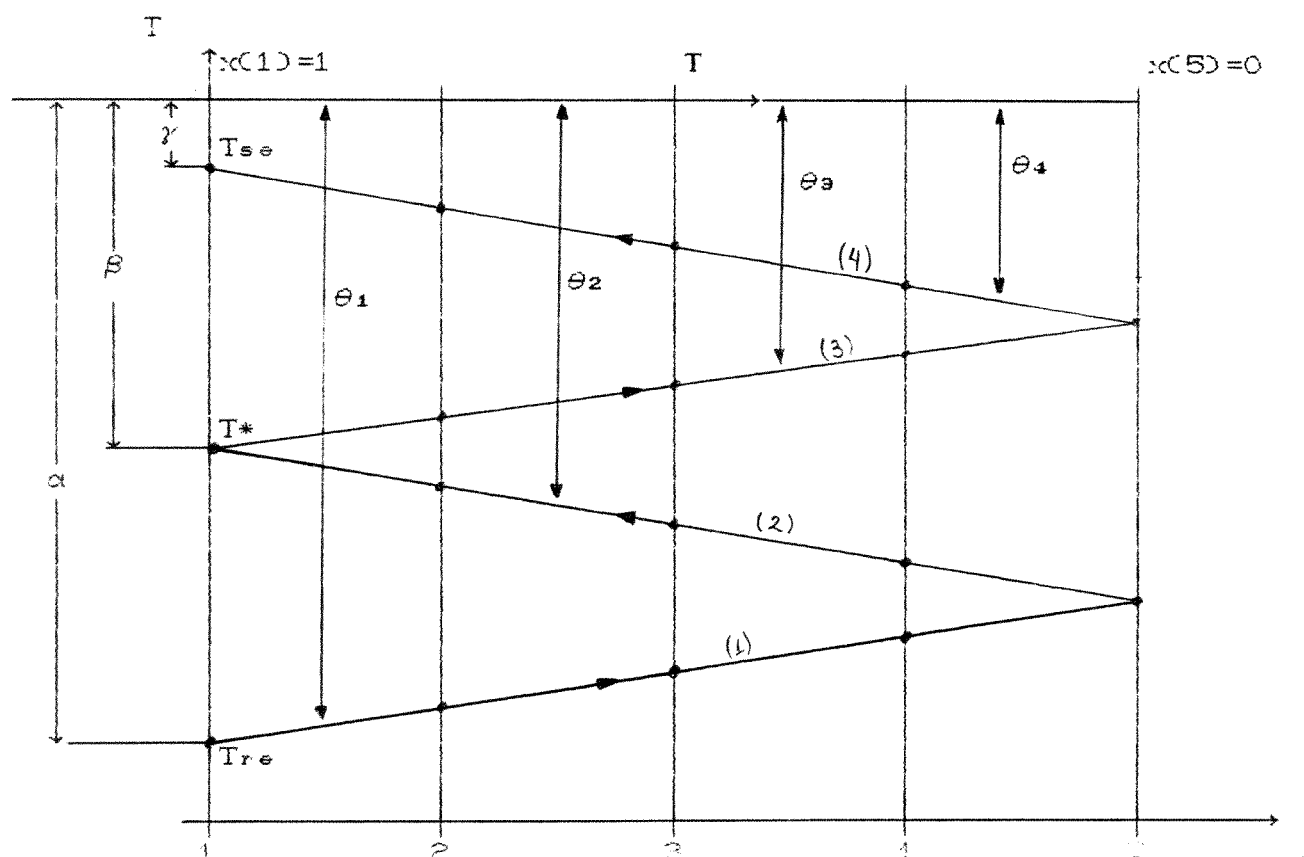


Figura 2 Distribuição de Temperatura para QUATRO Passes

Como se observa na Fig. 2 e 3, no caso de mais de 2 passes o início do cálculo em marcha se complica pelo fato de não conhecer-se a temperatura em $J = 1$ nos passes intermediários.

Fazendo-se a hipótese de que o coeficiente global U não varie de passo para passo mas varie apenas ao longo do comprimento, de seção para seção, consegue-se determinar o valor da temperatura, dos passos intermediários, como se demonstra a seguir:

$$\theta_1 = T - T_1$$

onde

T - Temperatura do vapor condensante;

T_i - Temperatura do refrigerante;

i - Número do passe considerado.

No início conhece-se:

$$\theta_1(1) = T - T_{re} = \alpha$$

$$\theta_4(1) = T - T_{se} = \gamma$$

e quer se determinar:

$$\theta_2(1) = \theta_3(1) = T - T_* = \beta$$

Fazendo um balanço de energia tem-se:

$$dQ_i = m c_p dT_i = - m c_p d\theta_i \quad \text{para } i = 1, 3$$

$$dQ_j = - m c_p dT_j = m c_p d\theta_j \quad \text{para } j = 2, 4$$

$$dQ_i = U \theta_i dA \quad \text{para } i = 1, 2, 3, 4$$

$$U \theta_i dA = - m c_p d\theta_i \longrightarrow \frac{d\theta_i}{\theta_i} = - \frac{U dA}{m c_p}$$

$$U \theta_j dA = m c_p d\theta_j \longrightarrow \frac{d\theta_j}{\theta_j} = \frac{U dA}{m c_p}$$

Como m e c_p são admitidos constantes e U , apesar de variar ao longo do comprimento é igual para todos os passes, tem-se:

$$\frac{d\theta_1}{\theta_1} = - \frac{d\theta_2}{\theta_2} = \frac{d\theta_3}{\theta_3} = - \frac{d\theta_4}{\theta_4}$$

$$\frac{d\theta_1}{\theta_1} = \frac{d\theta_3}{\theta_3}, \quad \frac{d\theta_2}{\theta_2} = \frac{d\theta_4}{\theta_4}$$

que integrando fornece:

$$\ln \left[\frac{\theta_1}{\alpha} \right] = \ln \left[\frac{\theta_3}{\beta} \right], \quad \ln \left[\frac{\theta_2}{\beta} \right] = \ln \left[\frac{\theta_4}{\gamma} \right]$$

Portanto: $\frac{\theta_2}{\theta_4} = \frac{\beta^n}{\gamma}$, $\frac{\theta_1}{\theta_3} = \frac{\alpha^n}{\beta}$

e da outra extremidade temos $\frac{\theta_2}{\theta_4} = \frac{\theta_1}{\theta_3}$

de onde concluímos: $\beta = \sqrt{\alpha \gamma}$

Procedimento análogo é utilizado para 6 passes obtendo-se:

$$\beta = \sqrt[3]{\alpha^2 \omega}$$

$$\beta = \sqrt[3]{\alpha \omega^2}$$

onde:

$$\alpha = T - T_{re}$$

$$\beta = T - T_{*1}$$

$$\gamma = T - T_{*2}$$

$$\omega = T - T_{rs}$$

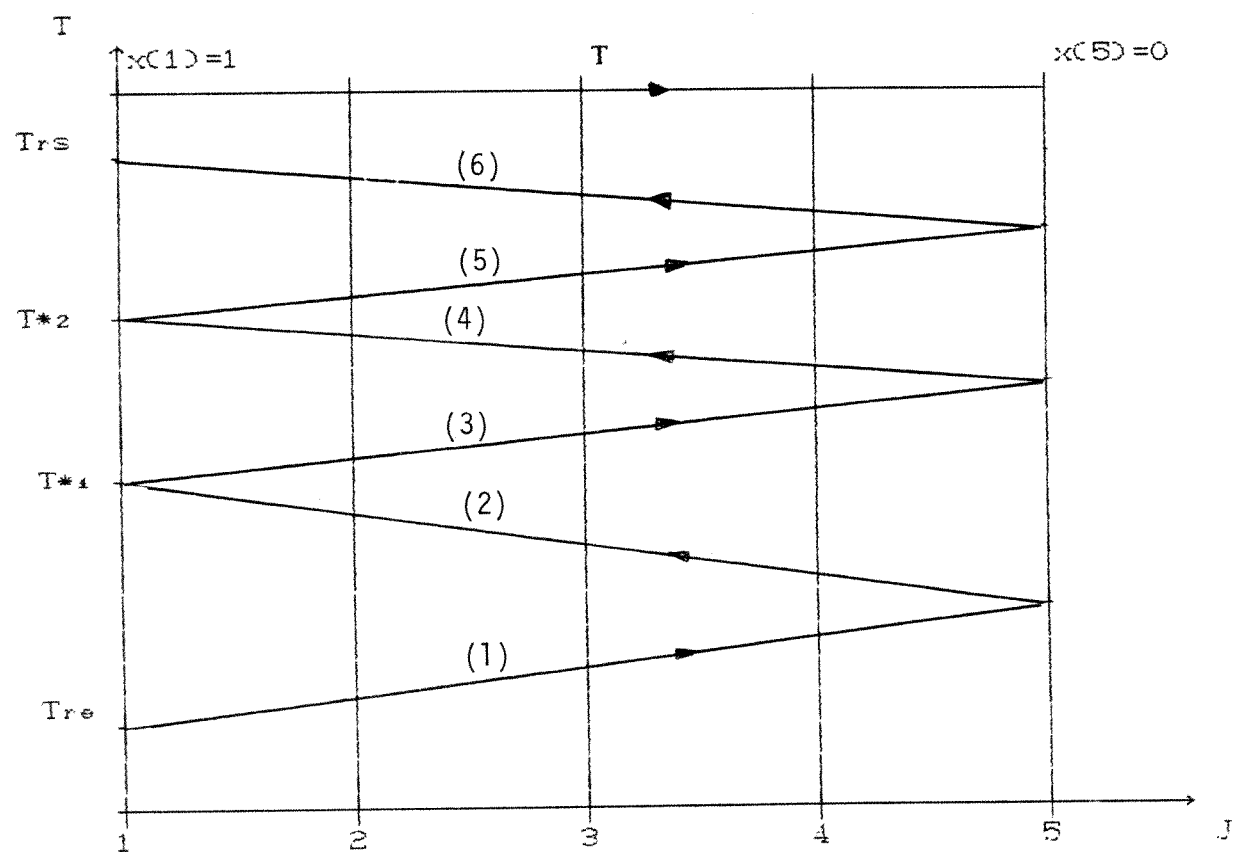


Figura 3 Distribuição de Temperatura para SEIS Passes