

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

Andrés Paul Sarmiento Cajamarca

**ANÁLISE TEÓRICA DE TROCADORES DE CALOR
CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES**

Florianópolis
2016

Andrés Paul Sarmiento Cajamarca

**ANÁLISE TEÓRICA DE TROCADORES DE CALOR
CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Fernando H. Milanese,
Dr. Eng

Coorientador: Profa. Márcia B. H. Mantelli, Ph.D

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Sarmiento Cajamarca , Andrés Paul

Análise teórica de trocadores de calor casco - casco
termossifões / Andrés Paul Sarmiento Cajamarca ;
orientador, Fernando Henrique Milanese ; coorientadora,
Márcia Barbosa Henriques Mantelli. - Florianópolis, SC,
2016.

151 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocadores de calor. 3.
Acoplamento térmico. 4. Métodos numéricos. 5. Métodos
semianalíticos. I. Milanese, Fernando Henrique . II.
Mantelli, Márcia Barbosa Henriques. III. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. IV. Título.

Andrés Paul Sarmiento Cajamarca

ANÁLISE TEÓRICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**, especialidade Engenharia e Ciências Térmicas e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, junho de 2016

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Junior, Dr. Eng.

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng.

Orientador – UFSC / Araranguá

Profa. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph. D.

Coorientadora – UFSC / EMC

Prof. Emilio Ernesto Paladino, Dr. Eng.

UFSC / GCN

Prof. Rogério Gomes de Oliveira, Dr. Eng.

UFSC / Araranguá

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph. D.

UFSC / EMC

Documento tipado pelo autor usando $\text{\LaTeX} 2_{\epsilon}$ com $\text{ABN}\text{\TeX}2$.
A fonte usada foi Times New Roman. As figuras foram preparadas usando
 TikZ e Inkscape.

*À memória do meu avô José,
dele provém a minha essência.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Luis e Gladys e aos meus avós, José (†) e Margarita pelo infinito e incondicional amor, muito além do que eu mereço. Obrigado por ter me ensinado quão importante são os ideais.

Aos meus irmãos, Gabriela, Francisco e Daniel por serem uma fonte inagotável de carinho, apoio e compreensão.

Ao Prof. Fernando H. Milanese, Dr. Eng., meu orientador, pela confiança, paciência, atenção e sobre tudo por manter a porta da sua sala sempre aberta, além dos inúmeros rascunhos corrigidos desde o início até o fim deste trabalho.

À Profa. Márcia B. H. Mantelli, Ph.D, pela orientação, ajuda e principalmente por ter acreditado em mim desde o primeiro momento.

Aos meus colegas e amigos do laboratório, pela amizade e colaboração, em especial a: Juan Pablo Florez, Luis Rodriguez Cisterna, Marcus Volponi Morteau, Franciene de Sá, Felipe Gesser Battisti, Luis Betancur Arboleda, Vitor Rodrigues Miranda, Nelson Londoño Pabón, Cassiano Tecchio, Gustavo Verdieri, Estevam Grosch Tavares, Alexandre Bittencourt de Sá, Tiago de Ramos Alvarenga, Tiago Walter Uhlmann, Kênia Warmling Milanez, Ana Roberta Gomes e João Bim Gomes.

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pelo suporte financeiro.

Ao LABTUCAL e LEPTEN pelo espaço físico oferecido.

Hard work and confidence
Guruswami Ravichandran

*Only who believes in himself dares,
and only who dares, achieve*
Ronnie Nader

Grab your things and go on a journey
A. P. C. Sarmiento

RESUMO

Trocadores de calor assistidos pela tecnologia de termossifões são equipamentos altamente eficientes. Estes tipos de dispositivos podem transferir altas taxas de calor, com baixas resistências térmicas, entre dois escoamentos com diferentes temperaturas. Diferentes configurações geométricas podem ser adotadas, dependendo da aplicação, incluindo os trocadores de fluxo cruzado ou casco – tubos. Nestes tipos de trocadores de calor, os fluxos das correntes quente e fria ocorrem externamente ao feixe de tubos. Para a estimativa dos coeficientes de troca de calor externa por convecção externa e a para a determinação das perdas de carga monofásicas, são usadas correlações experimentais. Entretanto, correlações experimentais podem não estar disponíveis para geometrias complexas ou/e quando as propriedades termofísicas ficam fora do intervalo de validade, como acontece com fluidos muito viscosos. Ferramentas de dinâmica de fluidos computacional (CFD) mostram ter grande aplicabilidade no projeto de trocadores de calor. Uma das principais dificuldades no estudo de trocadores assistidos por termossifões é selecionar uma correlação apropriada para acoplar termicamente os fenômenos internos de mudança de fase com os escoamentos em convecção forçada externa ao feixe de tubos. Neste trabalho, é proposta uma metodologia de acoplamento térmico empregando ferramentas numéricas para trocadores de calor com termossifões. A metodologia acopla o modelo de resistência térmica equivalente para termossifões, associada à mudança de fase interna, com as simulações numéricas dos escoamentos externos. Foram estudados três casos: o primeiro consiste de um termossifão único trocando calor com duas correntes fluidas em escoamento cruzado, o segundo de um feixe de termossifões e finalmente, no terceiro caso, foi analisado um trocador de calor completo do tipo casco – casco assistidos por termossifões. Para a avaliação do coeficiente externo de transferência de calor por convecção, foram comparadas as previsões feitas pelas correlações experimentais presentes na literatura contra as respectivas estimativas obtidas da análise computacional. Os resultados obtidos apresentam boa concordância entre os modelos numéricos e os modelos semianalíticos analisados.

Palavras-chave: Trocadores de calor. Acoplamento térmico. Termossifões. Métodos numéricos e semianalíticos.

ABSTRACT

Two-phase thermosyphon heat exchangers are highly efficient equipment. They can transfer high heat flux rates, with low thermal resistances, between two fluid streams at different temperatures. Different geometry configurations can be adopted, depending on the application, including: cross-flow and shell and tube, among others. These equipment are normally designed using convection heat transfer and friction empirical correlations for cross-flow external to the tube banks, which are coupled with thermosyphon internal thermal resistance correlations. However, correlations may not be available for complex geometries and/or when the fluid thermophysical properties are outside the valid range of the cross-flow correlations, as happens with very viscous fluids. Computational fluid dynamic (CFD) tools have shown to be a powerful design tool for this type of equipment. The main difficulty that arises with this approach is to select the appropriate correlations to be used to couple the thermosyphon internal phase change phenomena with the external forced convection over the evaporator and condenser outside walls. In this work, a numerical model for thermal coupling in two-phase thermosyphon heat exchangers is proposed. This methodology couples thermosyphon total thermal resistance model, which is associated with the internal phase change, with the numerical simulation of the external flows. For a comparison purposes, three cases were studied: the first consists of a single thermosyphon, with external cross-flow the second is thermosyphon bundle in cross-flow and, finally, a complete thermosyphon shell and shell heat exchanger. To validate the external convection heat transfer coefficients obtained numerically, they were compared with experimental correlations available from literature. The obtained results show good agreement between the numerical and the semi-analytical models.

Keywords: Heat exchangers. Thermal coupling. Thermosyphons. Numerical and semianalytical methods.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Trocador de calor casco – casco termossifões	30
Figura 2 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor em contra fluxo	38
Figura 3 – Trocador de calor casco – tubos	40
Figura 4 – Disposição de feixe de tubos em fluxo cruzado	42
Figura 5 – Diagrama de correntes no casco	48
Figura 6 – Tubo de calor e termossifão	56
Figura 7 – Modelo físico e matemático do termossifão	58
Figura 8 – Circuito térmico do termossifão	59
Figura 9 – Fluxograma para o acoplamento térmico de um termossifão	64
Figura 10 – Fluxograma para o acoplamento térmico de um feixe de termossifões	69
Figura 11 – Esquema do trocador de calor casco – casco termossifões usado na presente análise	70
Figura 12 – Cálculo térmico de um trocador de calor casco – casco termossifões	74
Figura 13 – Representação do plano $x - y$ do domínio de simulação do tubo em fluxo cruzado	79
Figura 14 – Análise de convergência de malha para o tubo em escoamento cruzado, usando ar como fluido no escoamento externo	83
Figura 15 – Comparação dos coeficientes de transferência de calor por convecção para um tubo em escoamento cruzado	85
Figura 16 – Representação do plano $x - y$ do domínio tridimensional de simulação do feixe de tubos usado	87
Figura 17 – Análise de convergência de malha para o feixe de tubos, caso 1 usando ar como fluido no escoamento externo	90
Figura 18 – Extrato 2-D (plano $x - y$) do domínio de simulação, mostrando as posições de apresentação dos resultados	91
Figura 19 – Perfis de velocidade e temperatura	92

Figura 20 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com ar, caso 1	96
Figura 21 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com água, caso 1	97
Figura 22 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com petróleo, caso 1	98
Figura 23 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com água, caso 2	101
Figura 24 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com petróleo, caso 2	102
Figura 25 – Domínio de simulação e condições de contorno para o trocador de calor casco – tubos	103
Figura 26 – Domínio de simulação e condições de contorno para o acoplamento numérico de um único termossifão em escoamento cruzado	111
Figura 27 – Fluxograma de acoplamento numérico de um único termossifão transferindo calor entre duas correntes fluidas em escoamento cruzado	112
Figura 28 – Domínio de simulação e condições de contorno para o acoplamento numérico do feixe de termossifões entre duas correntes fluidas	114
Figura 29 – Fluxograma de acoplamento numérico de um feixe de termossifões	117
Figura 30 – Domínio de simulação e condições de contorno para o trocador de calor casco - casco termossifões	120
Figura 31 – Fluxograma do procedimento térmico de acoplamento numérico do trocador de calor casco – casco termossifões	122
Figura 32 – Resultados do acoplamento térmico de um único termossifão entre duas correntes de ar	125
Figura 33 – Resultados do acoplamento térmico numérico de um único termossifão	126

Figura 34 – Resultados do acoplamento térmico do feixe de termossifões entre duas correntes de água usando o modelo semianalítico	129
Figura 35 – Resultados do acoplamento térmico do feixe de termossifões entre duas correntes de água usando o modelo numérico	130
Figura 36 – Resultados do procedimento de acoplamento térmico numérico para o trocador de calor casco – casco termossifões com petróleo e água	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	–	Resumo de modelos para avaliação térmica e hidrodinâmica de STHE	55
Tabela 2	–	Parâmetros geométricos do trocador de calor casco – casco termossifões analisado	72
Tabela 3	–	Coefficientes da função polinomial para os diferentes fluidos	75
Tabela 4	–	Parâmetros geométricos dos feixes analisados	88
Tabela 5	–	Parâmetros de simulação para o feixe em escoamento cruzado	88
Tabela 6	–	Condições de contorno usadas na simulação do evaporador e condensador	105
Tabela 7	–	Resultados numéricos e semianálíticos para o evaporador e condensador	106
Tabela 8	–	Parâmetros geométricos para o acoplamento do termossifão	113
Tabela 9	–	Parâmetros geométricos para o acoplamento do feixe de termossifões	116
Tabela 10	–	Fator de correção do modelo da ESDU para o feixe de tubos	146

LISTA DE SÍMBOLOS

Acrônimos

CFD	Dinâmica de fluidos computacional
ESDU	<i>Engineering Science Data Unit</i>
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor
NUT	Número de unidades de transferência
STHE	Trocador de calor casco – tubos
TSSHX	Trocador de calor casco – casco termossifões
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
VoF	<i>Volume of Fluid</i>

Alfabeto grego

α	Tolerância de acoplamento térmico	[-]
β	Relação célula radial – raio do tubo	[-]
χ	Constante de proporcionalidade	[-]
Δp	Perda de carga	[Pa]
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica	[K]
Δ_y	Tamanho do mínimo elemento na malha	[m]
ε	Eficiência de transferência de calor	[-]
η	Propriedade termofísica intensiva	[-]
γ	Fator de correção do fluxo cruzado	[-]
κ	Relação de propriedades termofísicas	[-]
λ	Parâmetro geométrico do feixe de tubos	[-]
μ	Viscosidade do fluido	[Pa · s]
ω	Porosidade do feixe de tubos	[-]
ϕ	Relação de propriedades termofísicas avaliadas à T_v	[-]
ψ	Fração de vazio no modelo de Gaddis – Gnielinski	[-]

ρ	Densidade do fluido	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial do fluido	[N/m]
τ_w	Tensão na parede	[kg/ms]
ξ	Fator de arrasto	[-]
ζ	Fator de atrito	[-]

Alfabeto latino

\bar{T}	Temperatura média	[K]
\dot{m}	Fluxo mássico	[kg/s]
C_D	Constante de proporcionalidade no modelo de Donohue	[-]
C_i	Constante experimentais de correção	[-]
C_j	Constantes polinomiais das propriedades termofísicas	[-]
R_{eq}	Resistência equivalente	[-]
R_i	Resistências térmicas do termossifão	[-]
A	Área superficial	[m ²]
a	Fator de correção do modelo de Palen e Taborek	[-]
A_c	Área do fluxo cruzado	[m ²]
A_v	Área do vapor	[m ²]
B_c	Corte da chicana	[-]
C_f	Coefficiente de fricção	[-]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kg K]
c_x	Constante adimensional no modelo de Tinker	[-]
d_b	Diâmetro do furo na chicana	[m]
D_e	Diâmetro equivalente	[m]
d_i	Diâmetro interior do tubo (ou do termossifão)	[m]
d_n	Diâmetro interior do bocal	[m]
d_o	Diâmetro exterior do tubo (ou do termossifão)	[m]
D_s	Diâmetro interior do casco	[m]
D_b	Diâmetro exterior da chicana	[m]

D_{otl}	Diâmetro do feixe de tubos	[m]
e	Espessura da parede do tubo	[m]
E_s	Efetividade do casco	[-]
F	Fator de enchimento do evaporador (V_{fluido}/V_{evap})	[-]
f_a	Fator de correção devido à turbulência	[-]
f_B	Fator de <i>bypass</i> no feixe de tubos	[-]
F_c	Fator de correção do método LMTD	[-]
f_K	Fator de correção de propriedades termofísicas	[-]
f_L	Fator de vazamento na chicana	[-]
F_p	Fator de atrito modificado do fluxo cruzado	[-]
F_r	Fator de correção pelo número de fileiras	[-]
F_w	Fração de tubos na janela	[-]
g_c	Constante de proporcionalidade adimensional	[-]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
J_i	Fatores de correção aplicados ao feixe de tubos	[-]
K	Fator de correção do modelo de Palen e Taborek	[-]
k	Condutividade térmica do fluido	[W/mK]
k_1	Fator geométrico do feixe	[-]
K_p	Parâmetro adimensional do termosifão	[-]
k_p	Condutividade térmica do tubo	[W/mK]
L_a	Comprimento da seção adiabática	[m]
L_b	Espaçamento entre chicanas	[m]
L_c	Comprimento do condensador / característico	[m]
L_e	Comprimento do evaporador	[m]
L_s	Comprimento dos tubos	[m]
L_{ds}	Comprimento do bloco posterior no feixe de tubos	[m]
l_{ef}	Comprimento efetivo	[m]

L_{us}	Comprimento do bloco prévio no feixe de tubos	[m]
N_b	Número de chicanas no casco	[-]
N_r	Número de fileiras de tubos na direção do fluxo	[-]
N_t	Número total de tubos	[-]
$N_{it,CFX}$	Número de iterações usadas pelo ANSYS – CFX [®]	[-]
$N_{it,T}$	Número de iterações usadas pelo procedimento	[-]
N_{ss}	Número de tiras selantes (<i>sealing trips</i>)	[-]
P_0	Pressão no final do evaporador	[Pa]
P_v	Pressão de vapor	[Pa]
P_{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
q	Taxa total de calor trocado	[W]
S	Relação do tamanho do trocador	[-]
T	Temperatura	[K]
t_c	Tempo físico característico	[s]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/K]
u	Velocidade do fluido	[m/s]
u_τ	Velocidade de fricção	[m/s]
X_D	Espaçamento diagonal	[m]
X_D^*	Espaçamento diagonal normalizado (<i>pitch</i>)	[-]
X_L	Espaçamento longitudinal	[m]
X_L^*	Espaçamento longitudinal normalizado	[-]
X_T	Espaçamento transversal	[m]
X_T^*	Espaçamento transversal normalizado	[-]
Y	Fator de perda de carga da janela da chicana	[-]
y^+	Reynolds local	[-]
C	Capacidade térmica	[J/Ks]
C^*	Relação de capacidades térmicas	[-]
f	Fator de atrito	[-]

X Fator geométrico do arranjo dos tubos [-]

Sobrescritos

m Fator de correção de temperatura [-]

Subscritos

∞ Corrente livre

b Região entre chicanas

bc Região da chicana

be Região das bordas das chicanas

cb Região central das chicanas

eb Região das chicanas

ee Região da folga de entrada

es Região da folga de saída

i Entrada fluido

l Fluido interno do termossifão

n Região dos bocais

o Saída fluido

s Região do casco

t Região dos tubos

v Vapor

w Região da janela

b Avaliada à temperatura média (*bulk*)

c Fluido frio

central Região central do feixe

cond Condensador

evap Evaporador

feixe Região do feixe de tubos

h Fluido quente

med Média

máx	Máximo
mín	Mínimo
tubo	Referente ao tubo
w	Parede

Números adimensionais

Eu	Número de Euler
Hg	Número de Hagen
Lq	Número de Lévêque
Nu	Número de Nusselt
Pe	Número de Péclet
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	29
1.1 Antecedentes	29
1.2 Motivação	30
1.3 Objetivos	31
1.3.1 Objetivo geral	31
1.3.2 Objetivos específicos	32
1.4 Estrutura da dissertação	32
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1 Trocadores de calor	35
2.1.1 Avaliação do desempenho térmico	36
2.2 Trocador de calor do tipo casco – tubos convencional	39
2.3 Avaliação térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor casco – tubos	41
2.3.1 Transferência de calor e perda de carga em escoamentos externos a feixes de tubos	41
2.3.2 Modelos empregados para avaliação térmica e hidrodinâmica no interior do casco	46
2.3.3 Modelos empregados para avaliação hidrodinâmica	52
2.3.4 Avaliações experimentais e numéricas: comparação entre os métodos de cálculo	53
2.4 Tubos de calor e termossifões	56
2.5 Transferência de calor em um termossifão	57
2.6 Acoplamento térmico para um único termossifão	57
2.6.1 Resistências térmicas do termossifão	57
2.6.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção monofásica externa	60
2.6.3 Metodologia de acoplamento	61
2.7 Acoplamento térmico para um feixe de termossifões	65
2.7.1 Hipóteses simplificadoras	65
2.7.2 Metodologia de acoplamento	65
2.8 Transferência de calor no trocador de calor casco – casco termossifões	70
2.8.1 Acoplamento térmico dos cascos do trocador	71

2.8.2	Trocador de calor estudado	72
2.9	Propriedades termofísicas dos fluidos	75
3	VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR	
	CASCO – TUBOS	77
3.1	Transferência de calor de um tubo em escoamento cruzado	77
3.1.1	Equações governantes	77
3.1.2	Domínio de simulação e condições de contorno	79
3.1.3	Propriedades físicas dos fluidos	80
3.1.4	Solução das equações governantes	80
3.1.5	Parâmetros de controle e simulação	80
3.1.6	Análise de convergência de malha	81
3.1.7	Transferência de calor ao redor de um cilindro em escoamento cruzado	83
3.1.8	Resultados	84
3.2	Transferência de calor e perda de carga em feixes de tubos desalinhados	86
3.2.1	Domínio de simulação e condições de contorno	86
3.2.2	Análise de convergência de malha	88
3.2.3	Transferência de calor e perda de carga	90
3.2.4	Resultados	92
3.3	Transferência de calor e perda de carga na região do casco	103
3.3.1	Domínio de simulação e condições de contorno	103
3.3.2	Variáveis de simulação no condensador	104
3.3.3	Variáveis de simulação no evaporador	104
3.3.4	Modelos semianalíticos usados na comparação	105
3.3.5	Resultados	106
4	ANÁLISE NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES	109
4.1	Acoplamento numérico de um único termossifão	109
4.1.1	Domínio de simulação e condições de contorno	110
4.1.2	Acoplamento térmico de um termossifão entre duas correntes fluidas	110
4.1.3	Teste do procedimento de acoplamento entre duas correntes gasosas	113
4.2	Acoplamento numérico do feixe de termossifões	114
4.2.1	Domínio de simulação e condições de contorno	114

4.2.2	Acoplamento térmico de um feixe de tubos entre duas correntes fluidas	115
4.2.3	Teste do procedimento numérico de acoplamento de um feixe de termossifões entre duas correntes líquidas	118
4.3	Acoplamento numérico do trocador de calor casco – casco termossifões	118
4.3.1	Domínio de simulação e condições de contorno	119
4.3.2	Teste do procedimento de acoplamento do trocador de calor completo entre duas correntes líquidas	121
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	123
5.1	Acoplamento de um único termossifão	123
5.2	Acoplamento do feixe de termossifões	127
5.3	Acoplamento do trocador de calor casco – casco termossifões	131
6	CONCLUSÕES	133
6.1	Sumário	133
6.2	Conclusões	134
6.3	Sugestões de trabalhos futuros	135
	REFERÊNCIAS	137
	Anexo A MODELOS PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM FEIXES DE TUBOS . .	145
A.1	Modelo de ESDU	145
A.1.1	Transferência de calor	145
A.2	Modelo de Žukauskas e Ulinskas	146
A.2.1	Transferência de calor	146
A.2.2	Perda de carga	146
A.3	Modelo de Gaddis e Gnielinski	149
A.3.1	Transferência de calor	149
A.3.2	Perda de carga	150

1 INTRODUÇÃO

1.1 ANTECEDENTES

O crescente desenvolvimento industrial ao longo das últimas décadas, combinado ao desejo de se aproveitar o calor residual de diversos processos industriais, têm levado ao rápido aprimoramento de dispositivos térmicos mais eficientes. Dentre os diversos equipamentos que evoluíram com o passar dos anos, um dos destaques foram os trocadores de calor. Trocadores de calor, que podem ser empregados para a conservação de energia em processos industriais, são objeto de múltiplos estudos e ainda hoje busca-se o aprimoramento desses sistemas, visando tanto a conservação de energia quanto a elaboração de projetos aplicados à situações específicas.

O trocador de calor do tipo casco – tubos é, dentre os diversos tipos de trocadores existentes, um dos mais usados na indústria do petróleo, por serem confiáveis e por sua manutenção ser relativamente fácil de ser realizada. Estima-se que mais de 35% dos trocadores de calor usados em plantas são do tipo casco – tubos (MASTER *et al.*, 2003). Porém, não são incomuns problemas de contaminação entre os fluxos dos fluidos que escoam no casco e no interior dos tubos, devido a perfurações ou outros tipos de vazamentos.

Trocadores de calor assistidos por termossifões podem evitar a contaminação entre fluidos, isolando-os em dois cascos separados, um para cada fluido. Neste caso, o acoplamento térmico entre fluxos se dá através da tecnologia de termossifões.

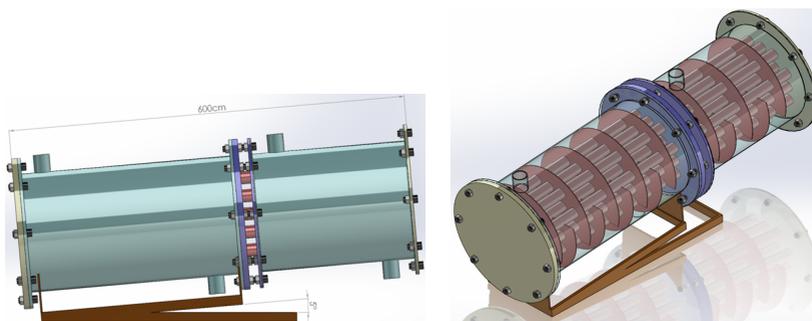
Trocadores de calor com tubos de calor ou termossifões apresentam alta efetividade na recuperação de calor residual em processos industriais, pois, além de serem termicamente eficientes, apresentam flexibilidade geométrica, ou seja, são compactos, apresentam partes não móveis, têm baixo peso, são passivos e os fluxos dos fluidos quente e frio são separados em carcaças diferentes (VASILIEV, 2005; FAGHRI, 2014). São muito usados em aplicações envolvendo trocas de calor entre fluxos de gás (gás – gás), entre fluxos de gás e líquido (gás – líquido) ou entre fluxos de líquidos (líquido – líquido). Porém, por ser uma tecnologia

ainda recente, este equipamento ainda merece um grande volume de pesquisas, visando o aprimoramento de aspectos térmicos, geométricos e mecânicos (PIORO; PIORO, 1997).

Neste contexto, o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/EMC/UFSC) tem atuado no desenvolvimento de projetos de trocadores de calor usando a tecnologia de termossifões e que vêm sendo desenvolvidos e construídos pela indústria nacional, especialmente para processos envolvendo a troca de calor do tipo gás – gás

O trocador de calor a ser estudado nesta dissertação é assistido por termossifões, e visa aplicações em processos de troca de calor entre duas correntes de líquido. Como os fluxos frio e quente escoam em cascos separados, são classificados como casco – casco. A Figura 1 apresenta um desenho esquemático de um trocador de calor do tipo casco – casco com termossifões, o qual consiste basicamente de dois cascos cilíndricos adjacentes, por onde circulam os fluidos. Os tubos termossifões bifásicos conectam termicamente os dois cascos, transferindo calor de um fluido para outro.

Figura 1 – Trocador de calor casco – casco termossifões.



Fonte – Labtucal.

1.2 MOTIVAÇÃO

As metodologias de cálculo para estimar a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor na região do casco em trocadores de calor casco – tubos usam várias simplificações devido à natureza altamente complexa do escoamento. O conceito de que o escoamento na região do casco pode ser modelado como sendo o escoamento em um

feixe de tubos ideal multiplicado por um fator de correção dependente da geometria e das condições de fluxo na região interior do casco, é frequentemente adotado.

Para o caso do trocador casco – casco termossifões, a simplificação descrita acima pode ser usada na estimativa do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga, porque, a região entre o casco e os termossifões é geometricamente igual ao trocador de calor casco – tubos, enquanto que a temperatura de parede externa dos termossifões é constante. Já no interior dos termossifões a mudança de fase pode ser calculada usando modelo semianalíticos específicos disponíveis na literatura.

Um dos desafios de projeto para este novo tipo de trocador de calor correspondem às metodologias de cálculo a serem usadas na estimativa do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga para a região do casco. Isto deve-se fundamentalmente ao fato de que se o número de Prandtl excede à faixa de aplicabilidade das correlações semianalíticas encontradas na literatura, os resultados obtidos podem possuir alto grau de incerteza.

Um dos casos onde será aplicado este novo conceito de trocador corresponde as plantas de refino *on* e *off-shore*, onde o petróleo considerado corresponde ao mais viscoso encontrado no Brasil. Consequentemente, uma análise mais aprofundada do comportamento térmico e hidrodinâmico deste novo tipo de trocador faz-se necessária.

Outro desafio presente corresponde ao atendimento do balanços de energia entre as regiões do evaporador e do condensador. Nesta dissertação este problema será definido como sendo o atendimento do acoplamento térmico. Estudos prévios mostraram divergência no atendimento do acoplamento térmico de até 27% nas taxas de calores trocados (MOREIRA *et al.*, 2015). Portanto, uma análise acoplada do comportamento térmico é necessária.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral do presente estudo é avaliar semianaliticamente e numericamente o desempenho térmico e hidrodinâmico de um trocador de calor casco – casco termossifões, para aplicações em trocas de calor

entre correntes de líquidos.

1.3.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral, foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

1. Realizar uma revisão bibliográfica referente aos métodos de avaliação da transferência de calor e perda de carga tanto em feixes de tubos como em trocadores de calor casco – tubos;
2. Avaliar analiticamente e numericamente o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga em feixes de tubos desalinhados usando ar, água e petróleo como fluidos do escoamento externo;
3. Avaliar analiticamente e numericamente o coeficiente de transferência de calor médio e a perda de carga em trocadores de calor casco – tubos;
4. Propor uma metodologia de acoplamento térmico para um único termossifão entre duas correntes fluidas usando uma ferramenta numérica;
5. Propor uma metodologia de acoplamento térmico para um feixe de termossifões entre duas correntes fluidas usando uma ferramenta numérica;
6. Propor uma metodologia de acoplamento térmico para um trocador de calor casco – casco termossifões usando uma ferramenta numérica.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está organizado como descrito a seguir. No capítulo 2 é apresentada uma revisão dos principais métodos de avaliação térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor em geral. Também são apresentados os principais modelos para avaliação térmica e hidrodinâmica de feixes de tubos assim como de trocadores de calor do tipo casco – tubos. Seguidamente é descrita a análise teórica do trocador de calor do tipo casco – casco termossifões. Inicialmente é apresentado o procedimento para acoplamento térmico de um termossifão entre duas

correntes fluidas em fluxo cruzado, para posteriormente detalhar os procedimentos e hipóteses usadas no acoplamento de um feixe de tubos assim como do trocador de calor casco – casco termossifões. No capítulo 3 são estudados numericamente a transferência de calor e a perda de carga em um trocador de calor casco – tubos. Inicialmente é estudado o efeito do tamanho da malha no coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} assim como a perda de carga Δp_{feixe} em feixes de tubos desalinhados usando ar, água e petróleo como fluidos do escoamento externo. Posteriormente são analisados conjuntamente o coeficiente de transferência de calor por convecção h_s e perda de carga Δp_s nos dois cascos separadamente. No capítulo 4 o acoplamento numérico do trocador casco – casco termossifões é desenvolvido em duas etapas. Primeiramente é desenvolvido o acoplamento de um único termossifão e de um feixe de termossifões entre duas correntes fluidas. Nesta etapa é proposta uma metodologia numérica de acoplamento para feixes de termossifões. Em seguida, é desenvolvido o acoplamento de trocador de calor completo do tipo casco – casco termossifões. No capítulo 5 são comparadas as previsões semianalíticas e numéricas do acoplamento térmico para o feixe de termossifões, assim, como para o trocador de calor casco – casco termossifões completo. Finalmente, no capítulo 6 as conclusões e os trabalhos futuros são apresentados.

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Tubos de Calor - LABTUCAL, dentro de um projeto de pesquisa que visa o desenvolvimento de trocadores de calor para a cadeia produtiva de petróleo e gás.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os principais temas tratados neste trabalho. Na primeira parte são analisados os conceitos básicos de trocadores de calor, a avaliação do desempenho térmico, assim como os métodos clássicos de avaliação destes dispositivos. Em seguida, serão apresentados os conceitos envolvidos em trocadores de calor casco – tubos. Posteriormente, são analisados os principais modelos teóricos para a avaliação da perda de carga e da transferência de calor em feixe de tubos, e na sequência, são apresentados dados experimentais presentes na literatura para a avaliação térmica e hidrodinâmica deste tipo de trocador. Finalmente, são revisados os conceitos associados aos termosifões bifásicos e seu princípio de funcionamento.

2.1 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos usados para transferir calor entre dois ou mais fluidos com diferentes temperaturas, os quais são separados por paredes sólidas (BERGMAN; INCROPERA, 2011). Estes dispositivos podem apresentar diferentes tamanhos, operar em diferentes níveis de temperatura e trocar diferentes taxas de calor entre os fluxos. Estes equipamentos apresentam características mecânicas interessantes como capacidade de suportar altas pressões e temperaturas. São, desta forma, amplamente utilizados em diversas aplicações tecnológicas, como exemplo, são empregados em usinas a vapor, unidades de processamento químico e de alimentos, indústria de petróleo, entre outros. Assim, tendo em vista este amplo leque de aplicações, têm sido objeto de estudo por diversos grupos de pesquisa espalhados em todo o mundo.

Os primeiros protótipos de trocadores de calor tipo casco – tubos foram desenvolvidos no ano de 1900 para satisfazer as necessidades das usinas de energia. Naquela época, as pesquisas se concentraram nos aspectos mecânicos e de manufatura destes equipamentos. Já nos anos de 1920 e 1930, alguns trabalhos, desenvolvidos para a indústria do petróleo, levaram a aprimoramentos da tecnologia. Nas duas décadas seguintes, o maior foco das pesquisas visaram melhorias nas trocas térmicas e nos aspectos mecânicos (MOHAMMADI, 2011).

2.1.1 Avaliação do desempenho térmico

A avaliação do desempenho térmico de um trocador de calor se baseia principalmente na análise da relação entre parâmetros como a taxa total de calor, q [W], as temperaturas de entrada dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial de troca térmica. Em geral, são aplicados balanços globais de energia entre os fluidos e o trocador de calor (BEJAN, 2013).

Mais especificamente, pode-se avaliar o desempenho térmico de um trocador de calor, em termos das temperaturas de saída dos fluidos, as quais são funções de quatro variáveis de operação e três de parâmetros de projeto controlados, ou seja:

$$\underbrace{T_{h,o}, T_{c,o}, q}_{\text{Variáveis dependentes}} = f \left(\underbrace{T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c, U, A}_{\substack{\text{Variáveis de operação} \\ \text{Variáveis de projeto}}} \right); \quad (2.1)$$

Variáveis e parâmetros independentes

onde C [J/kg K] é a capacidade térmica, U [W/K] é o coeficiente global de transferência de calor e T [K] é a temperatura de entrada ou saída do fluido no trocador e A [m²] corresponde à área de troca térmica. Os subíndices h e c referem-se ao fluido quente e frio, respectivamente, enquanto os subíndices i e o referem-se a entrada e saída, respectivamente. A Equação 2.1 contém seis variáveis independentes e uma ou mais variáveis dependentes do arranjo de tubos do trocador de calor. Então, o problema geral do projeto de trocadores de calor é determinar três variáveis desconhecidas do grupo, enquanto o restante delas são conhecidas.

A principal dificuldade no projeto de trocadores de calor é trabalhar com um grande número de parâmetros e variáveis, como mostrado na Equação 2.1. Aplicando-se a técnica de análise dimensional, é possível agrupar variáveis e trabalhar com um número menor de termos adimensionais, possibilitando uma redução do esforço de análise e fornecendo uma visão mais clara do desempenho do equipamento.

Vários métodos têm sido desenvolvidos para a avaliação térmica de trocadores de calor e a escolha do métodos a ser empregado depende das variáveis usadas e do método de análise de transferência de calor. A seguir são apresentados brevemente os métodos LMTD e ε -NUT,

considerados os mais populares para a avaliação e projeto de trocadores de calor.

LMTD. É a abreviação de “diferença de temperatura média logarítmica”. Quanto maior for a LMTD, mais calor é transferido. O método é obtido do balanço de energia do trocador de calor com fluxos mássicos e as propriedades térmicas dos fluidos. Uma vez desenvolvido o balanço de energia para os fluidos quente e frio, o calor transferido q e a diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ml} [K] se relacionam através da expressão:

$$q = UA \Delta T_{ml}; \quad (2.2)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}. \quad (2.3)$$

Para trocadores de calor com fluxos paralelos e contra-fluxo, respectivamente, tem-se:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &= T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 &= T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Em trocadores com passos múltiplos e contra-fluxo, as condições de trabalho são mais complexas, mas é possível usar o método LMTD acrescentando um fator de correção F_c , associado à configuração do trocador de calor, ou seja:

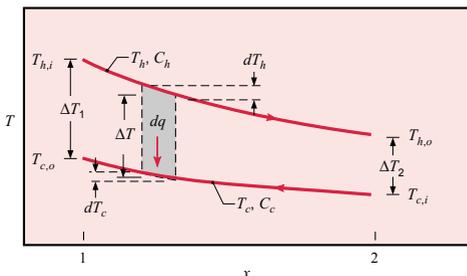
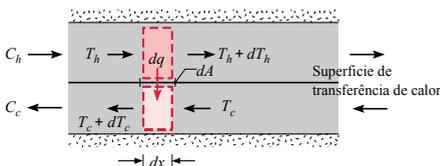
$$\Delta T_{ml} = F_c \Delta T_{ml,CF} \quad (2.6)$$

ε - **NUT.** Este método é usado para calcular a taxa de transferência de calor quando não se conhecem as temperaturas de saída dos fluxos ou a taxa total de calor trocado. Para tal, usa-se o conceito de eficiência do trocador de calor. Para definir a eficiência de um trocador de calor, é necessário determinar a máxima transferência de calor possível, $q_{m\acute{a}x}$, para o trocador. Esse valor máximo pode ser atingido em um trocador de calor em contra fluxo de comprimento infinito (ÇENGEL, 2007).

Neste trocador, um dos fluidos experimentará uma diferença de temperaturas máxima possível ($T_{h,i} - T_{c,i}$). Considerando o balanço de energia da Figura 2, tem-se (BERGMAN; INCROPERA, 2011):

$$\begin{aligned} dq &= -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h \cong -C_h dT_h \\ dq &= \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \cong C_c dT_c. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Figura 2 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor em contra fluxo.



Fonte – Adaptado de Bergman e Incropera (2011).

Se $C_c < C_h$, tem-se que $|dT_c| > |dT_h|$. Neste caso o fluido experimentará um gradiente de temperatura maior e se $L \rightarrow \infty$ o fluido frio se aquecerá até a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{c,o} = T_{h,i}$). Então $q_{\text{máx}}$ será:

$$C_c < C_h \quad q_{\text{máx}} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (2.8)$$

Similarmente, se $C_h < C_c$ o fluido quente se resfriará até a temperatura de entrada do fluido frio ($T_{h,o} = T_{c,i}$), então $q_{\text{máx}}$ será neste caso,

$$C_h < C_c \quad q_{\text{máx}} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (2.9)$$

De forma geral, pode-se escrever uma relação para o calor máximo como sendo:

$$q_{\text{máx}} = C_{\text{mín}}(T_{h,i} - T_{c,i}), \quad C_{\text{mín}} = \text{mín}(C_c, C_h). \quad (2.10)$$

Uma vez definido o valor do calor máximo, é possível definir a eficiência ε [-] do trocador de calor, como a razão entre a transferência real e a transferência máxima possível para o trocador de calor, ou seja:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{máx}}}. \quad (2.11)$$

Combinando as Equações 2.9 e 2.10 obtém-se a seguinte relação para o calor real, transferido pelo trocador de calor:

$$q_{\text{máx}} = \varepsilon C_{\text{mín}}(T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (2.12)$$

Em geral, para qualquer trocador de calor, a eficiência é função de diversos parâmetros, como mostra a seguinte relação (KAYS; LONDON, 1984):

$$\varepsilon = f \left(\text{NUT}, \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}, \text{Arranjo de tubos} \right); \quad (2.13)$$

onde o parâmetro adimensional NUT (Número de Unidades de Transferência) é definido como:

$$\text{NUT} = \frac{UA}{C_{\text{mín}}}. \quad (2.14)$$

A literatura apresenta várias formas de se determinar a relação funcional mostrada na Equação 2.13, geralmente na forma de gráficos e correlações.

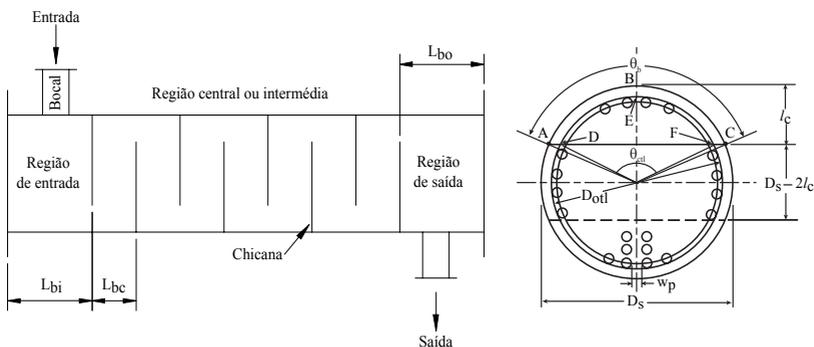
2.2 TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO – TUBOS CONVENCIONAL

Nos trocadores de calor do tipo casco – tubos, um grande número de tubos é montado dentro do casco, onde um dos fluidos escorre internamente através dos tubos (lado dos tubos) enquanto que o outro fluido escoia na região do casco (lado do casco). A transferência de calor entre o fluido quente e o fluido frio ocorre através das paredes dos tubos. Os fluidos podem estar na fase líquida ou gasosa, tanto para o lado dos tubos quanto para o casco.

Um grande número de variáveis define as características específicas do projeto de trocadores de calor do tipo casco – tubos, podendo-se

citar: o diâmetro dos tubos, arranjo geométrico do feixe de tubos, presença de chicanas, entre outras. Na Figura 3 é apresentado um desenho esquemático de um trocador de calor do tipo casco – tubos, onde pode-se observar que, devido à presença das chicanas, o trocador de calor pode ser dividido em três diferentes regiões. A primeira região, também chamada de região de entrada, corresponde ao setor entre o bocal de entrada e a primeira chicana. Similarmente à região de entrada, o setor entre a última chicana e o bocal de saída corresponde à região de saída, enquanto a região entre estas duas últimas regiões é chamada de região intermediária ou central.

Figura 3 – Trocador de calor casco – tubos.



Fonte – Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Os principais objetivos a serem alcançados na maioria dos projetos de trocadores de calor são, normalmente: uma adequada relação entre a perda de carga e a transferência de calor a um custo mínimo. Devidos a estas características, os trocadores de calor casco – tubos são uma das configurações mais empregadas na indústria do petróleo onde cerca de 35% dos trocadores de calor instalados são deste tipo (MASTER *et al.*, 2003). Estes oferecem algumas vantagens como alta relação entre a área de troca térmica e volume ($\sim 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), fácil adaptabilidade mecânica a problemas específicos, capacidade para trabalhar com fluidos em duas fases, entre outras.

Para a região do casco, ou seja, aquela onde o fluido preenche a região entre o casco e o feixe de tubos foram propostas abordagens analíticas e semianalíticas, onde correlações podem ser apresentadas de

forma genérica como sendo (SERTH; LESTINA, 2007):

$$\Delta p = \frac{\rho u_{\text{máx}}^2}{2} f(\text{Re}, f, X) \quad \text{e} \quad \text{Nu} = f\left(\text{Re}, \text{Pr}, f, X, \frac{\kappa}{\kappa_w}\right); \quad (2.15)$$

onde Δp [Pa] é a perda de carga do escoamento, ρ [kg/m³] é a densidade do fluido, u [m/s] é a velocidade do fluido, Re e Pr são os números de Reynolds e Prandtl, respectivamente, X está associado ao arranjo geométrico do feixe de tubos, f é o fator de atrito e a relação $\frac{\kappa}{\kappa_w}$ leva em conta as variações das propriedades do fluido avaliadas na temperatura de filme e na superfície externa da parede dos tubos.

2.3 AVALIAÇÃO TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO – TUBOS

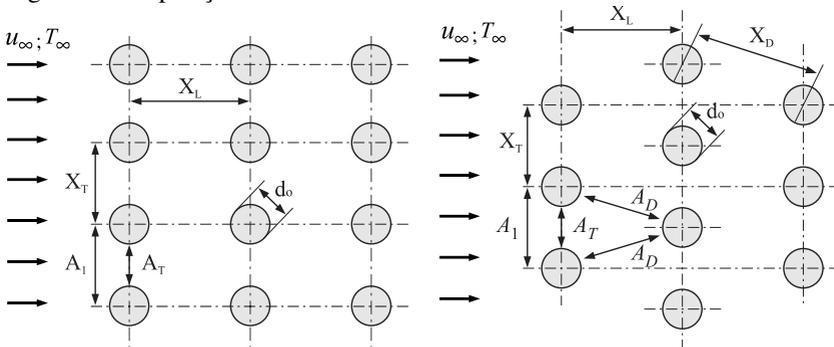
2.3.1 Transferência de calor e perda de carga em escoamentos externos a feixes de tubos

A transferência de calor em escoamentos externos a um feixe de tubos é um problema clássico de transferência de calor, que tem merecido grande atenção de pesquisadores ao redor do mundo. Em geral, o coeficiente de transferência de calor entre as superfícies externas dos tubos e o fluido pode ser calculado através de correlações para o número de Nusselt em escoamento, ou ao redor de um cilindro ou através de um feixe de tubos em fluxo cruzado, multiplicados por um fator empírico relacionado ao tipo de arranjo. Esse fator empírico é uma função dependente do tipo do feixe, assim como dos espaçamentos transversais e longitudinais entre as fileiras de tubos.

Na Figura 4 é possível observar as distribuições características de feixes de tubos em fluxo cruzado. Para cada tipo de feixes de tubos, alinhados (Figura 4a) ou desalinhados (Figura 4b), a velocidade possui um valor máximo diferente, dependendo do valor da área mínima de escoamento.

Normalmente são encontrados feixes de tubos em três arranjos básicos: alinhado ($X_T^* = X_L^*$), desalinhado a 45° ($X_T^* = 2X_L^*$) e desalinhado a 60° ($X_T^* = \frac{2X_L^*}{\sqrt{3}}$). Feixes de tubos com um produto ($X_T^* \cdot X_L^*$) < 1,252 são considerados compactos, enquanto que aqueles com ($X_T^* \cdot X_L^*$) > 4 são considerados amplamente espaçados.

Figura 4 – Disposição de feixe de tubos em fluxo cruzado.



(a) Feixe de tubos alinhados.

(b) Feixe de tubos desalinhados.

Fonte – Adaptado de Çengel (2007).

2.3.1.1 Transferência de calor

Segundo Žukauskas e Ulinskas (2007), o número de Nusselt para o escoamento transversal a um feixe de tubos pode ser expresso como:

$$\text{Nu}_{\text{feixe}} = f \left(\text{Re}, \text{Pr}, X_L^*, X_T^*, \frac{\kappa}{\kappa_w} \right); \quad (2.16)$$

onde X_L^* [-], X_T^* [-] são as razões entre as distâncias longitudinais e transversais entre centros dos tubos normalizadas com relação ao diâmetro do tubo, respectivamente.

Whitaker (1972) apresentou um estudo comparativo entre diferentes trabalhos desenvolvidos para a previsão do número de Nusselt para feixes de tubos alinhados e desalinhados. Neste trabalho é apresentada uma correlação para o número de Nusselt em feixes de tubos desalinhados baseada na ideia usada em leitos recheados (*packed beds*):

$$\text{Nu}_{d_o} = \left(0,5 \text{Re}_{d_o}^{1/2} + 0,2 \text{Re}_{d_o}^{2/3} \right) \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}. \quad (2.17)$$

A correlação apresentada na Equação 2.17 foi comparada com trabalhos prévios e mostrou boa concordância para valores de $\text{Re}_{d_o} > 10^2$ e $0,7 < \text{Pr} < 30$. São observados desvios para valores de $\text{Re}_{d_o} < 10^2$ e altos valores de Pr, que podem ser explicados pela interação das camadas limite de tubos vizinhos.

Žukauskas (1972) apresentou um modelo para estimar a transferência de calor e a perda de carga em feixes de tubos com um erro máximo aproximado de $\pm 15\%$. O modelo apresentado calcula o número de Nusselt levando em conta o gradiente térmico entre a parede do tubo e o fluido:

$$\text{Nu}_{d_o} = C_1 C_2 \text{Re}_{d_o}^m \text{Pr}^n \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{1/4}; \quad (2.18)$$

onde os fatores C_1 , m , n são dependentes do número de Reynolds, C_2 depende do número de tubos no feixe e d_o [m] é o diâmetro do tubo. Este modelo é válido para $10 \leq \text{Re}_{d_o} \leq 2 \times 10^5$ e $0,7 \leq \text{Pr} \leq 500$.

Para a variação de $100 \leq \text{Re}_{d_o} < 1000$, o autor propôs que o número de Nusselt para o feixe de tubos pode ser aproximado como sendo para um cilindro isolado. Neste caso, o número de Nusselt pode ser calculado como:

$$\text{Nu}_{d_o} = C_2 C_3 \text{Re}_{d_o}^m \text{Pr}^n \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{1/4}; \quad (2.19)$$

onde C_3 e m são fatores dependentes do número de Reynolds, com valores de $n = 0,36$ para $\text{Pr} > 10$ e $n = 0,37$ para $\text{Pr} \leq 10$.

Hwang e Yao (1986) propuseram um modelo para avaliar a transferência de calor em feixes de tubos desalinhados para $\text{Re}_{d_o} < 200$ e $\text{Pe} \gg 1$. Para $X_D^* < 2$ o número de Nusselt é dado por:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{d_o} &= 0,83 \text{Re}_{d_o}^{1/3} \text{Pr}^{1/3} \lambda^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ \omega &= \frac{X_T X_L - \pi d_o^2 / 4}{X_T X_L}; \quad \beta = \left(\frac{1}{1 - \omega} \right)^{1/2} \\ \lambda &= \frac{(\beta^4 - 1)}{(1 + \beta^4) \ln \beta^2 + (1 - \beta^4)}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Para $X_D^* > 2$ o número de Nusselt é:

$$\text{Nu}_{d_o} = 0,91 \text{Re}_{d_o}^{0,6} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}. \quad (2.21)$$

Martin (2002) desenvolveu correlações para a transferência de calor em feixes de tubos alinhados e desalinhados em termos dos números

de Hagen (Hg) e Lévêque (Lq), com o número de Nusselt calculado como:

$$\text{Nu} = f(\text{Lq}, \text{Re}). \quad (2.22)$$

Uma vantagem da correlação para o número de Nusselt proposto por Martin é que ela incorpora a perda de carga no feixe de tubos através do número de Hagen. Em outros trabalhos, como por exemplo, Chilton e Genereaux (1933 apud MOHAMMADI, 2011), Colburn (1933 apud MOHAMMADI, 2011), Grimison (1937 apud MOHAMMADI, 2011), Žukauskas (1972), a transferência de calor e a perda de carga são tratadas independentemente. O acoplamento é importante quando se deseja otimizar a taxa de transferência de calor, a qual é restrita por considerações de perda de carga.

As expressões para a previsão do número de Nusselt apresentam um erro máximo de $\pm 20\%$ e $\pm 14\%$ para feixes de tubos alinhados e desalinhados, respectivamente. Segundo o autor, a previsão pode ser aprimorada usando-se fatores de atrito experimentais.

Khan *et al.* (2006) apresentam um modelo analítico para a transferência de calor em um feixe de tubos. O modelo proposto é baseado no uso do método integral para resolver as equações de energia e momento, considerando condição de contorno isotérmica na superfície do tubo. O número de Nusselt, neste caso, pode ser expresso como:

$$\text{Nu}_{d_o} = C_1 \left(C_2 \text{Re}_{d_o}^{1/2} \text{Pr}^{1/3} + 0,001 \text{Re}_{d_o} \right); \quad (2.23)$$

onde o coeficiente C_1 foi derivado dos trabalhos experimentais desenvolvidos por Žukauskas (1972) e o coeficiente C_2 depende do arranjo e espaçamento entre tubos e das condições da camada limite térmica.

As comparações feitas entre o trabalho experimental desenvolvido por Žukauskas e o trabalho de Khan *et al.* apresentam boa concordância para $1,25 \leq X_L^*$, $X_T^* \leq 3,0$, $10^3 \leq \text{Re}_{d_o} \leq 2 \times 10^5$ e $1 \leq \text{Pr} \leq 1000$.

Rodgers *et al.* (2008) apresentam uma análise comparativa entre o método desenvolvido por Martin (2002) e uma avaliação numérica. Segundo os autores foi encontrada boa concordância entre os métodos analisados, para faixas de valores $1749 < \text{Re}_{d_o} < 17941$ e $X_L^* = X_T^* = 3,0$.

2.3.1.2 Perda de carga

Žukauskas (1972) apresentou um modelo para a perda de carga através de um feixe de tubos como sendo:

$$\Delta p = \zeta \chi \frac{\rho u^2 N_r}{2} = \text{Eu} \frac{\rho u^2 N_r}{2}; \quad (2.24)$$

onde ζ é o fator de atrito [-], χ é uma constante de proporcionalidade [-] e o número de Euler (Eu) é definido como $\text{Eu} = \Delta p / \rho u^2 = \zeta \chi$. Segundo Žukauskas, a perda de carga é governada pela dinâmica do escoamento na região entre tubos e, conseqüentemente, existem regiões de aceleração e desaceleração do fluido, que são levados em conta pelos fatores ζ e χ .

Gaddis e Gnielinski (1985 apud MARTIN, 2002) usaram o número de Hagen (Hg) para expressar a perda de carga e eliminar a ambigüidade das definições baseadas na velocidade¹. A correlação proposta para a perda de carga no feixe de tubos pode ser expressada como:

$$\Delta p = \frac{\mu^2}{\rho g_c} \frac{N_r}{d_o^2} f(\text{Hg}); \quad (2.25)$$

onde N_r [-] é o número de fileiras de tubos na direção do fluxo cruzado, g_c [-] é uma constante de proporcionalidade adimensional e μ [Pa · s] é a viscosidade avaliada na temperatura de filme.

Gaddis (2010) apresentou um modelo para a previsão da perda de carga em feixes de tubos. O modelo basicamente possui a forma do modelo apresentado por Žukauskas, porém, leva em conta que o número de Euler (Eu), o qual pode ser expresso como:

$$\text{Eu} = \xi_{\text{laminar}} + \xi_{\text{turbulento}} F_{v,f};$$

onde ξ é um fator de arrasto dependente das condições do fluxo e $F_{v,f}$ é um fator de proporcionalidade dependente das condições geométricas do arranjo. Assim, o modelo para a perda da carga proposto por Gaddis é expresso como:

$$\Delta p = (\xi_{\text{laminar}} + \xi_{\text{turbulento}} F_{v,f}) \frac{\rho u^2 N_r}{2}. \quad (2.26)$$

¹ Velocidade explicitamente presente na definição.

2.3.2 Modelos empregados para avaliação térmica e hidrodinâmica no interior do casco

As correlações e métodos mencionados na subseção 2.3.1 correspondem a transferência de calor e a perda de carga em um feixe de tubos ideal. Entretanto, fatores geométricos como a forma cilíndrica do casco, folgas entre o feixe de tubos e a parede do casco, configuração das chicanas e a presença da janela da chicana, presença de vazamentos entre os tubos e as chicanas e entre as chicanas e o casco, entre outras, faz que os modelos da subseção 2.3.1 não possam ser aplicados diretamente.

Em um trocador do tipo casco – tubos, somente uma fração do fluido no casco escoia perpendicularmente através do feixe de tubos. O fluxo remanescente escoia em forma de vazamentos, ou “*by-pass*”. Como é esperado, o fluido escoia pelo caminho de menor resistência ao fluxo. Em um projeto típico de trocadores de calor do tipo casco – tubos, os vazamentos representam aproximadamente 40% do fluxo total.

Segundo Emerson (1963), o adequado dimensionamento de trocadores de calor casco – tubos é complexo devido às múltiplas interações hidrodinâmicas e térmicas entre o casco do trocador e o fluido. A performance de trocadores de calor pode ser avaliada de duas formas. A primeira, denominada enfoque integral, usa grupos adimensionais. O segundo método, denominado enfoque analítico, é baseado na análise dos fluxos internos e seus efeitos individuais. A seguir são revisados brevemente os modelos integrais e analíticos existentes para avaliação térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor do tipo casco – tubos.

2.3.2.1 Modelo de Donohue

Donohue (1949), apresenta uma das primeiras análises de dados experimentais de trabalhos desenvolvidos por Short, Sieder e Scott e Tinker. Neste trabalho, são analisados os principais fatores que afetam a transferência de calor e perda de carga em trocadores de calor do tipo casco – tubos.

Segundo as análises feitas por Donohue, o espaçamento entre chicanas, o vazamento entre o casco e a chicana, o arranjo dos tubos e o gradiente da viscosidade são os principais fatores que afetam à transferência de calor. Os fatores mais importantes para a determinação da perda de carga são as contrações (e os alargamentos) através dos bocais, a

parcela de fluxo paralelo aos tubos, a parcela de fluxo através da abertura da chicana e a parcela de fluxo através do feixe de tubos.

A correlação para a transferência de calor apresentada no trabalho de Donohue é a seguinte:

$$\text{Nu}_{d_o} = C_D \left(\frac{d_o \dot{m}_s}{\mu} \right)^{0,6} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}; \quad (2.27)$$

onde C_D é uma constante dependente do tipo de trocador de calor, \dot{m}_s [kg/s] é o fluxo mássico na região do casco, k [W/mK] é a condutividade térmica, c_p [J/kgK] é o calor específico a pressão constante e μ_w [Pa · s] é a viscosidade do fluido avaliada à temperatura da parede do tubo.

2.3.2.2 Modelo de Kern

Kern (1950) propôs uma correlação considerando que o fluxo através do arranjo de tubos é unicamente cruzado e que não há vazamentos entre os componentes do casco. O método está restrito a um corte das chicanas² de $B_c = 25\%$. O coeficiente de transferência de calor no casco, h_s [W/m² K], para um fluxo turbulento e com e com Reynolds variando na faixa $2 \times 10^3 < \text{Re} < 1 \times 10^6$, baseado em dados experimentais obtidos da indústria, foi correlacionado como sendo:

$$\text{Nu}_{D_e} = 0,36 \left(\frac{D_e \dot{m}_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}; \quad (2.28)$$

Para determinar a perda de carga, foi desenvolvida a seguinte expressão:

$$\Delta p_s = \frac{4f \dot{m}_s D_s (N_b + 1)}{2 \rho D_e \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}}; \quad (2.29)$$

onde, D_e [m] é o diâmetro equivalente, \dot{m}_s é o fluxo mássico do fluxo cruzado, f [-] é o fator de atrito, N_b [-] é o número de chicanas. O diâmetro equivalente é $D_e = \frac{4 \times \text{área livre}}{\text{perímetro molhado}}$.

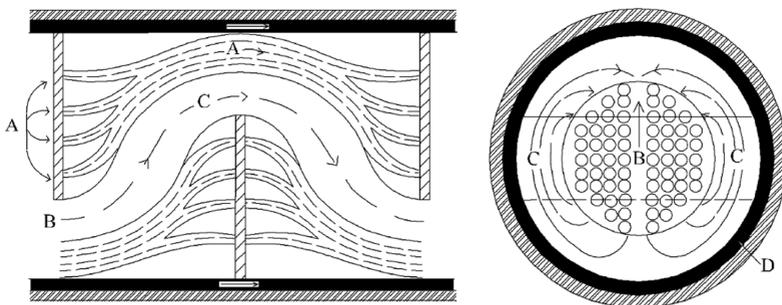
² O corte das chicanas é a razão entre a largura da chicana e o diâmetro interno do casco. Ver Figura 3.

Este método foi amplamente usado na indústria devido a sua facilidade em proporcionar resultados rápidos para o coeficiente de transferência de calor e para a perda de carga na região do casco. Na atualidade, este método não é mais recomendado devido ao fato de que folgas entre os componentes do trocador de calor não são consideradas.

2.3.2.3 Modelo de Tinker

Tinker (1951) desenvolveu um método mais eficaz para analisar o fluxo no casco, o qual é conhecido como método de análise de correntes (*Stream Analysis Method*), onde os vazamentos presentes nas folgas do trocador são considerados como um conjunto de correntes (Figura 5). Este método calcula a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor no casco, como uma função da distribuição das correntes do fluido através dos componentes do casco.

Figura 5 – Diagrama de correntes no casco.



Fonte – Adaptado de Tinker (1958).

O método proposto divide o fluxo no casco em cinco componentes de corrente:

Corrente A. Vazamento pela folga das chicanas e os tubos.

Corrente B. Fluxo cruzado sobre o arranjo de tubos entre duas chicanas.

Corrente C. Vazamento entre o casco e o diâmetro exterior do arranjo de tubos.

Corrente D. Vazamento pela folga entre o casco e as chicanas.

Este método é complexo porque envolve numerosas iterações devido a resistência do fluxo que, por sua vez, depende da sua relação com o fluxo total.

Tinker (1958) simplificou seu método e usou constantes obtidas experimentalmente com o objetivo de diminuir as iterações. Neste método são considerados os vazamentos do fluxo no casco, nas folgas entre os componentes, no dispositivos de selagem, o passo entre os tubos, entre outros, para o cálculo de coeficiente de transferência de calor. Para a perda de carga é considerado ainda um coeficiente de incrustação (*fouling*). O coeficiente de transferência de calor proposto por Tinker é:

$$h_s = E_s h_{eb}; \quad (2.30)$$

onde, h_{eb} é o coeficiente de transferência de calor na região das chicanas do arranjo de tubos. Este coeficiente pode ser expresso como:

$$h_{eb} = \frac{16,1}{d_o} \left[h_{\text{feixe}} k \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \right]; \quad (2.31)$$

onde, d_o é o diâmetro exterior dos tubos, h_{feixe} [W/m²K] é o coeficiente de transferência de calor por convecção através do feixe de tubos, que pode ser obtida pela Equação 2.18. A efetividade do casco, que aparece na Equação 2.30, é expressa como:

$$E_s = \frac{L_s + (L_s - P_t)}{L_s} \left(\frac{2L_b}{L_s - X_T} \right)^{0,6}. \quad (2.32)$$

A expressão para o cálculo da perda de carga pode ser expressa como:

$$\Delta p_s = 0,334 c_x S \frac{N_b f}{\rho \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}} \left(\frac{F_p}{10^5 A_c} \right)^2 \left(1 + \frac{Y}{S} \right) + \Delta p_{n_i,o}; \quad (2.33)$$

onde, c_x é uma constante, S é a relação D_s/X_T , X_T é o passo transversal entre os tubos, f é o fator de atrito para o fluxo cruzado do arranjo dos tubos, F_p é o fator de atrito modificado do fluxo cruzado, Y é o fator de perda de carga da janela da chicana, A_c é a área do fluxo cruzado e $\Delta p_{n_i,o}$ é a perda de carga através dos bocais de entrada e saída do casco.

2.3.2.4 Modelo de Bell - Delaware

Bell (1963 apud SERTH; LESTINA, 2007) na Universidade de Delaware, dirigiu um programa de pesquisa centrado na avaliação dos

coeficientes de correção para a transferência de calor e de perda de carga em trocadores casco – tubos a partir de feixes de tubos ideais. Posteriormente, foram testados vários desenhos e configurações de uso comercial. O método proposto por Bell estima o coeficiente de transferência de calor da região do casco como uma correção do coeficiente de transferência de calor de um feixe de tubos ideal h_{feixe} . Esta correção pode ser expressa como:

$$h_s = J_c J_l J_b J_s J_r h_{\text{feixe}}; \quad (2.34)$$

onde J_c é o fator de correção que leva em conta o vazamento pelo espaçamento chicana – casco, J_l leva em conta o vazamento na chicana, incluindo os vazamentos entre o casco e os tubos, J_b é o fator de correção do fluxo nas derivações (*by-pass*) e J_s é o fator de correção devido ao espaçamento entre chicanas. O fator J_r somente é aplicado se o número de Reynolds na região do casco é menor do que 100 e altamente efetivo se o número de Reynolds é menor do que 20.

A perda de carga na região do casco é estimada como uma soma linear da perda de carga na região entre duas chicanas consecutivas sem vazamento ou derivações (*by-pass*). Este parâmetro é estimado como o somatório das perdas de carga localizadas nas regiões da entrada, central (fluxo cruzado), e na janela da chicana. Esta relação pode ser expressa como:

$$\Delta p_s = \Delta p_{i,o} + \Delta p_{cb} + \Delta p_b; \quad (2.35)$$

onde $\Delta p_{i,o}$ é a perda de carga na entrada e saída do fluxo cruzado, Δp_{cb} é a perda de carga do fluxo cruzado, Δp_b é a perda de carga na janela da chicana.

2.3.2.5 Modelo de Palen e Taborek

Palen e Taborek (1969) realizaram aprimoramentos no método desenvolvido por Tinker, dividindo o fluxo através do casco em cinco correntes parciais. Estes pesquisadores introduziram uma nova corrente, denominada vazamento pela partição do tubo (*tube pass partition bypass*) F_{PT} . O coeficiente de transferência de calor proposto por Palen e Taborek é expresso como:

$$\text{Nu}_{d_o} = K \text{Re}_{d_o}^a \text{Pr}^{1/3} \gamma \frac{1}{\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}}; \quad (2.36)$$

onde K e a são funções do arranjo dos tubos, do passo entre os tubos e regime do fluxo e γ é o fator de correção do coeficiente de transferência de calor no fluxo cruzado. A perda de carga total no casco é expressa como:

$$\Delta p_s = (N_b - 1) \Delta p_{cb} + N_b \Delta p_b + \Delta p_{ee} + \Delta p_{es}; \quad (2.37)$$

onde N_b é o número de chicanas, Δp_{cb} é a perda de carga do fluxo cruzado, Δp_b é a perda de carga na janela da chicana, conforme Figura 3, Δp_{ee} e Δp_{es} são as perdas de carga nas folgas de entrada e saída da primeira e última chicana, respectivamente.

2.3.2.6 Modelo de Taborek

Taborek (1992) fez modificações ao método desenvolvido por Bell. Neste método, os fatores de correção J_l e R_l foram ajustados usando dados experimentais. Além disso, foi acrescentado um fator de correção para os espaçamentos das chicanas de entrada e saída. Os fatores de correção das folgas entre componentes do casco e dos desvios do fluxo foram determinados usando valores experimentais. A relação para determinar o coeficiente de transferência de calor no casco é:

$$h_s = J_c J_l J_b J_s J_r h_{\text{feixe}}; \quad (2.38)$$

onde h_{feixe} é o coeficiente de transferência de calor para fluxo cruzado em um feixe ideal de tubos, como o obtido a partir da Equação 2.18. J_c é o fator de correção da janela da chicana, a qual inclui os efeitos da janela e da transferência de calor no arranjo de tubos, J_l é o fator de correção das correntes pelas folgas entre a chicana e os tubos e entre o casco e as chicanas, e pode variar de 0,7 a 0,8, J_b é o fator de correção do fluxo entre o arranjo de tubos e o casco, J_s é o fator de correção dos espaços das chicanas na entrada e saída, podendo variar de 0,85 a 1. J_r é o fator de correção para fluxos laminares, com $Re_s < 100$. A perda de carga total no casco proposta por Taborek é:

$$\Delta p_s = \Delta p_{be} + \Delta p_b + \Delta p_{ee,es}; \quad (2.39)$$

onde Δp_{be} é a perda de carga no fluxo cruzado pelo feixe de tubos, Δp_w é a perda de carga nas janelas das chicanas e $\Delta p_{ee,es}$ é a perda de carga nas folgas da primeira e última chicana.

2.3.3 Modelos empregados para avaliação hidrodinâmica

2.3.3.1 Modelo de Gaddis e Gnielinski

Gaddis e Gnielinski (1997) propuseram um método para estimar a perda de carga no escoamento da região do casco do trocador casco – tubos. O método proposto é baseado no trabalho desenvolvido por Bell. A principal diferença é o uso de correlações ao invés de diagramas para estimar a perda de carga do feixe ideal de tubos. A perda de carga na região do casco pode ser expressa como:

$$\Delta p_s = (N_b - 1) \Delta p_{cb} + 2\Delta p_{i,o} + N_b \Delta p_b + \Delta p_{n_{i,o}}; \quad (2.40)$$

onde Δp_s é a perda de carga na região do casco, Δp_{cb} é a perda de carga do fluxo cruzado, $\Delta p_{i,o}$ é a perda de carga na entrada e na saída do fluxo cruzado, Δp_b é a perda de carga na janela e $\Delta p_{n_{i,o}}$ é a perda de carga na entrada e saída dos bocais. Os autores consideraram as seguintes faixas de variação de parâmetros $0,1 \leq \left(\frac{L_b}{D_s}\right) \leq 3,5$; $0,08 \leq \left(\frac{B_c}{D_s}\right) \leq 0,5$; $1,2 \leq \left(\frac{X_T}{d_o}\right) \leq 2,2$; $0,5 \leq Re \leq 5,5 \times 10^4$ e $3 \leq Pr \leq 6 \times 10^3$.

Segundo Gaddis e Gnielinski, é uma boa prática considerar $0,2 \leq \left(\frac{L_b}{D_s}\right) \leq 1$; e $0,15 \leq \left(\frac{B_c}{D_s}\right) \leq 0,4$. Para algumas geometrias examinadas, os valores do fator de *by-pass* no feixe de tubos f_B e do fator de vazamento na chicana f_L podem ser tão pequenos quanto 0,11 e 0,19, respectivamente. Valores muito pequenos de f_B e f_L levam a uma redução da perda de carga com a conseqüente diminuição do coeficiente de transferência de calor. Segundo os autores, o modelo apresenta erros máximos de 35 % para a perda de carga quando comparados com avaliações experimentais.

2.3.3.2 Modelo de Kapale e Chand

Kapale e Chand (2006) apresentaram um modelo para estimar a perda de carga no casco do trocador casco – tubos, baseado no padrão de fluxo no casco. A principal contribuição deste trabalho é propor uma correlação para calcular as perdas de carga no feixe de tubos e na janela.

A perda de carga na região do casco pode ser expressa como:

$$\Delta p_s = \Delta p_{n_{i,o}} + (N_b - 1) \Delta p_{cb} + N_b \Delta p_b + \Delta p_{i,o}; \quad (2.41)$$

onde, Δp_s é a perda de carga na região do casco, $\Delta p_{n_i,o}$ é a perda de carga na entrada e saída dos bocais, Δp_{cb} é a perda de carga do fluxo cruzado, Δp_b é a perda de carga na janela e $\Delta p_{i,o}$ é a perda de carga na entrada e na saída do fluxo cruzado.

Neste trabalho, são feitas comparações com dados experimentais e resultados de modelos apresentados por outros pesquisadores. Na faixa $1 \times 10^3 \leq Re \leq 1 \times 10^5$, o modelo apresenta erros de +2,4 % a -4,0 % quando comparado com as avaliações experimentais. O modelo apresenta erros de +2,8 % e -7,4 % quando comparado com as avaliações numéricas feitas por Prithiviraj e Andrews, para a faixa de variação: $2,3 \times 10^4 \leq Re \leq 5,2 \times 10^4$.

2.3.4 Avaliações experimentais e numéricas: comparação entre os métodos de cálculo

Segundo Ribeiro (1984) o método de Bell - Delaware apresenta melhores previsões de perda de carga e transferência de calor para trocadores de calor do tipo casco – tubos quando comparados com dados experimentais obtidos por Bell.

Halle *et al.* (1988) avaliaram experimentalmente a perda de carga de um conjunto de 24 trocadores de calor casco – tubos com diferentes arranjos de feixes de tubos. Os testes foram isotérmicos e posteriormente correlacionados numa função do tipo potência.

Kistler e Chenoweth (1988) compararam as avaliações experimentais feitas por Halle *et al.* com o modelo proposto no *Heat Exchanger Design Handbook*. As comparações feitas mostram boa concordância entre a avaliações experimentais e a previsões teóricas.

Roetzel e Lee (1993) analisaram os vazamentos pelo espaçamento entre o casco e as chicanas. Para analisar o efeito deste vazamento, foram usadas chicanas intercambiáveis, com diferentes diâmetros e espaçamentos entre chicanas. Roetzel e Lee observaram que os vazamentos na folga casco - chicana exercem uma grande influência no coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente mostrou uma diminuição de 7% para $Re = 5800$ e de 16% para $Re = 1450$, quando os valores de folga casco - chicana são aumentados de 0,2 para 0,3 mm.

Pekdemir *et al.* (1994) realizaram uma avaliação experimental da perda de carga e da distribuição do fluxo mássico no casco. As medições da distribuição da perda de carga no casco foram realizadas usando sen-

sores de pressão. Segundo os autores, a perda de carga no fluxo cruzado cresce com o aumento do número de Reynolds e com o espaçamento entre as chicanas. Para $270 \leq Re \leq 2200$, a perda de carga na janela da chicana não varia significativamente, o que pode ser explicado devido ao fato de que a perda de carga nesta região é governada pelos efeitos inerciais, como expansões, contrações e vértices do fluxo.

Prithiviraj e Andrews (1999) apresentam uma análise comparativa entre técnicas CFD, avaliações experimentais e os métodos de cálculo clássicos, Bell, Kern e Donohue. A ideia básica do modelo proposto pelos autores é usar o conceito de resistência distribuída com porosidades volumétricas e permeabilidade superficial para levar em conta a presença dos tubos no trocador de calor. As avaliações feitas permitem obter estimativas com erros não maiores à 10% quando comparadas com os resultados experimentais.

Wang *et al.* (2009) fizeram uma avaliação experimental da perda de carga e da transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco – tubos. Neste trabalho são colocadas vedações nas folgas entre a chicana e o casco para eliminar o vazamento por essa região. Os resultados mostram um aumento nas duas variáveis avaliadas, sendo o aumento na transferência de calor maior.

Ozden e Tari (2010) fizeram uma análise comparativa entre técnicas CFD, as correlações de Kern e a proposta por Bell – Delaware. Para o caso da perda de carga, é usado o modelo proposto por Kapale e Chand. Os resultados desta análise comparativa mostram uma diferença máxima de 2% entre a técnica computacional e a correlação de Bell – Delaware para as previsões da taxa total de transferência de calor. O método de Kern, segundo os autores, sempre subestima o coeficiente de transferência de calor em todos os casos analisados.

Na Tabela 1 é apresentado um resumo dos principais modelos para avaliação térmica e hidrodinâmica de trocadores de calor casco – tubos, com as hipóteses adotadas, as considerações feitas, as faixas de aplicabilidade e o tipo de abordagem adotada.

Tabela 1 – Resumo de modelos para avaliação térmica e hidrodinâmica de STHE.

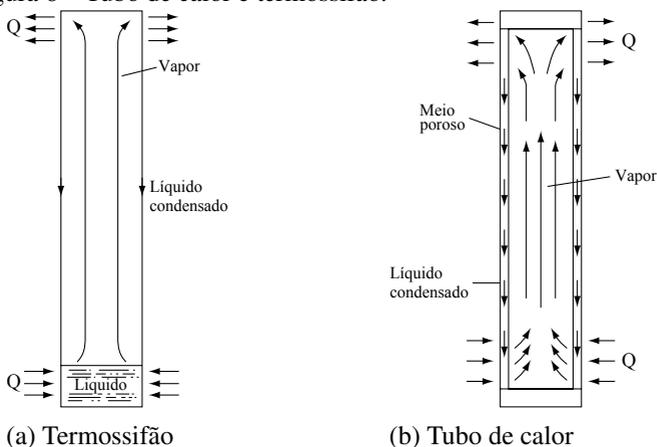
Autor	Hipóteses / estudo	Faixa de aplicabilidade	Abordagem
Modelos térmicos e hidrodinâmicos			
Donohue (1949)	<ul style="list-style-type: none"> A correlação usada para a transferência de calor é do mesmo tipo que a usada para feixe de tubos. A análise desenvolvida leva em conta o fatores geométricos e o gradiente de viscosidade do fluido. 	—	Integral
Kern (1950)	<ul style="list-style-type: none"> Fluxo no casco é unicamente por fluxo cruzado (feixe de tubos) e sem vazamentos. Corte das chicanas restringido a $B_i = 25\%$. 	$2 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^6$	Integral
Tinker (1958)	<ul style="list-style-type: none"> Método de análise de correntes simplificado → fluxo no casco para determinar h_s e ΔP_s. O método considera as folgas existentes entre o casco e o feixe de tubos, chicanas entre outras. 	—	Analfítico
Emerson (1963)	<ul style="list-style-type: none"> Fluxo padrão na janela da chicana. Revisão bibliográfica de métodos analíticos e experimentais. 	—	Analfítico
Bell (1963)	<ul style="list-style-type: none"> Apresenta fatores de arrito experimentais para o calculo de h_s e ΔP_s, considerando as folgas existentes entre o casco e o feixe de tubos, chicanas entre outras. 	—	Analfítico
Palen e Taborek (1969)	<ul style="list-style-type: none"> Foi introduzido um novo termo de fluxo no método de análise de correntes desenvolvido por Tinker (1958). O método determina a quantidade de cada uma das correntes usando relações para um feixe de tubos ideal, baseado na corrente de fluxo cruzado real. 	—	Analfítico
Taborek (1992)	<ul style="list-style-type: none"> Foram introduzidos novos fatores de correção para os espaçamentos das chicanas de entrada e saída, folgas entre os componentes do casco. Os vazamentos foram definidas de acordo a valores experimentais, para determinar o h_s. 	—	Analfítico
Modelos hidrodinâmicos			
Gaddis e Gnielinski (1997)	<ul style="list-style-type: none"> Uso de correlações para estimar a perda de carga de um feixe ideal de tubos. Leva em conta a perda de carga nos bocais de entrada e saída. 	$1 \leq Re < 10^5$	Analfítico
Kapale e Chand (2006)	<ul style="list-style-type: none"> Correlação para calcular a perda de carga no feixe de tubos e na janela da chicana. Baseado no trabalho de Gaddis e Gnielinski. 	$1 \times 10^3 \leq Re \leq 1 \times 10^5$	Analfítico

2.4 TUBOS DE CALOR E TERMOSSIFÕES

Tubos de calor e termossifões são dispositivos altamente eficazes para troca de calor. Eles operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam calor latente de vaporização para transferir calor a partir de pequenas diferenças de temperatura. Basicamente, são formados por um tubo metálico oco, evacuado, onde uma determinada quantidade de fluido de trabalho é inserida. Nos tubos de calor propriamente ditos o tubo metálico é revestido internamente por um meio poroso, encharcado com o fluido de trabalho. Nos termossifões bifásicos o meio poroso não existe. Tanto os tubos de calor como os termossifões são compostos por três regiões distintas: evaporador, região adiabática, condensador (MANTELLI, 2012).

Na região do evaporador, calor é inserido ao tubo, vaporizando o fluido ali contido. O vapor gerado se desloca devido a diferenças de pressão para a região mais fria do tubo, o condensador, onde o calor é rejeitado. No processo de rejeição de calor, o vapor se condensa e o líquido formado é transportado de volta ao evaporador, fechando o ciclo. A região adiabática, que pode apresentar qualquer dimensão, ou mesmo inexistir em alguns casos, está localizada entre o evaporador e o condensador, sendo isolada termicamente do meio externo (FAGHRI, 1995).

Figura 6 – Tubo de calor e termossifão.



Para que não ocorra secagem (falta) de fluido de trabalho no evaporador, este deve estar sempre localizado abaixo do condensador, conforme mostrado na Figura 6a, assim, o retorno de condensado ao evaporador se dá por gravidade. No caso de tubos de calor propriamente ditos, o retorno do fluido de trabalho do condensador ao evaporador se dá pelo efeito de bombeamento capilar, resultante do escoamento do fluido pelo meio poroso, conforme ilustrado na Figura 6b.

2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM TERMOSSIFÃO

A Figura 7 mostra o modelo físico normalmente adotado para o termossifão transferindo calor entre duas correntes fluidas em escoamento contra-corrente. A parte inferior (evaporador) e a parte superior (condensador) estão sujeitas, cada uma, a um escoamento de fluido com uma determinada velocidade (ou fluxo mássico) e temperatura definidas por u_∞ e T_∞ , respectivamente. No modelo matemático do termossifão assume-se condições de convecção forçada nas superfícies externas do evaporador e do condensador. Na região da seção adiabática, assume-se que o gradiente de temperatura radial é zero.

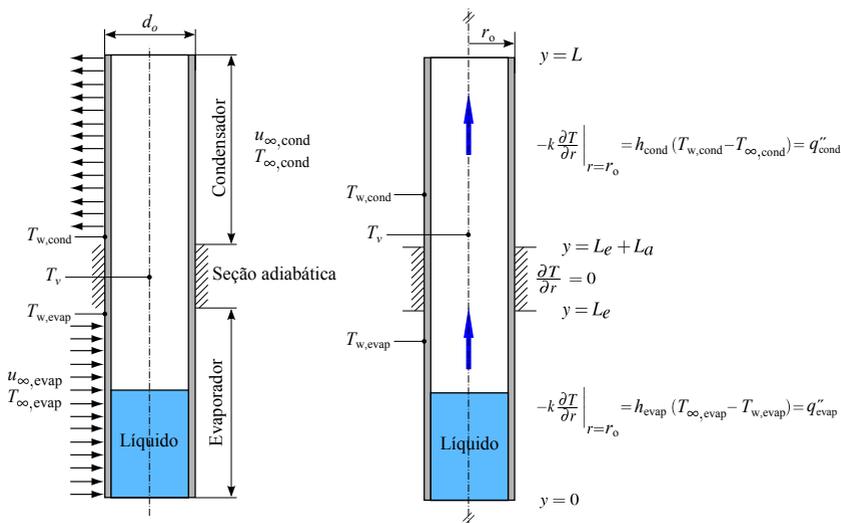
2.6 ACOPLAMENTO TÉRMICO PARA UM ÚNICO TERMOSSIFÃO

2.6.1 Resistências térmicas do termossifão

O acoplamento térmico proporcionado por um termossifão é um dos parâmetros importantes dentro da análise do funcionamento de equipamentos assistidos por este dispositivo. Por acoplamento térmico se entende a capacidade do termossifão em conectar termicamente a fonte (que fornece calor ao evaporador) ao sumidouro de calor (que remove o calor do condensador). A analogia entre circuitos elétricos pode ser aplicada na modelagem do termossifão, devido ao fato do modelo resultante ser simples e razoavelmente preciso, permitindo determinar a capacidade do sistema em transportar calor assim como a diferença de temperaturas associadas a esta transferência (MANTELLI, 2012).

Como mostrado a seguir, emprega-se o conceito de resistência térmica equivalente tanto para o evaporador quanto para o condensador. Já a resistência térmica global do termossifão pode ser definida como a

Figura 7 – Modelo físico e matemático do termosifão. As setas em azul mostram a direção do fluxo de calor conforme definido na seção 2.4.



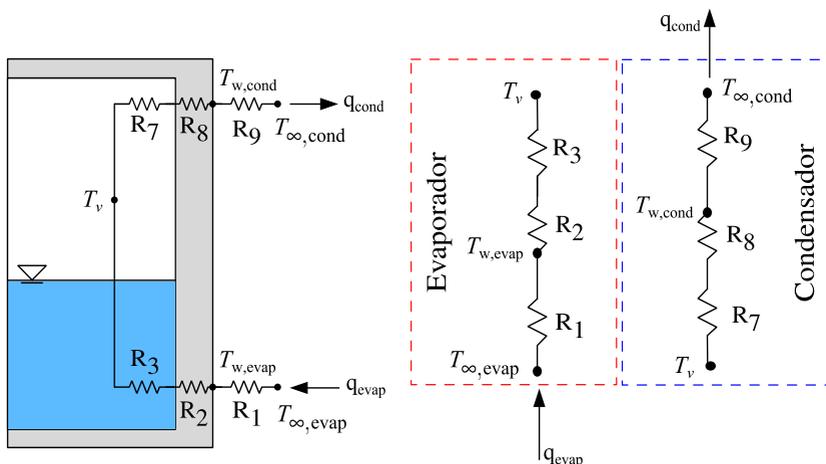
Fonte – Adaptado de Mantelli (2012).

razão entre a diferença de temperaturas das superfícies externas do evaporador e do condensador e a potência transferida e pode ser determinada através do circuito térmico equivalente mostrado na Figura 8.

Em um projeto de um termosifão, considera-se que o acoplamento térmico do termosifão é atingido quando a diferença entre os cálculos do calor transferido pelo evaporador e pelo condensador é menor que uma tolerância especificada, i.e., $\alpha = \left| \frac{q_{\text{evap}} - q_{\text{cond}}}{q_{\text{evap}}} \right| \leq 1\%$. No modelo adotado, considera-se o vapor na mesma temperatura T_v , tanto no evaporador quanto no condensador (esta hipótese é bastante razoável, embora uma pequena variação de pressão de vapor é responsável pelo transporte do vapor da região do evaporador ao condensador). As resistências térmicas, R_i , mostradas na Figura 8, podem ser calculadas conforme apresentado em Mantelli (2013) usando as seguintes expressões:

$$R_1 = \frac{1}{h_{\text{evap}} A_{\text{evap}}}; \quad R_9 = \frac{1}{h_{\text{cond}} A_{\text{cond}}}; \quad (2.42)$$

Figura 8 – Circuito térmico do termosifão.



Fonte – Adaptado de Moreira *et al.* (2015).

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L_c k_p}; \quad R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L_c k_p}; \quad (2.43)$$

onde R_1 e R_9 correspondem às resistências devidas à convecção externa monofásica no evaporador e no condensador, respectivamente, enquanto R_2 e R_8 são as correspondentes resistências devido à condução de calor radial no evaporador e no condensador.

Para o cálculo das resistências de evaporação R_3 e de condensação R_7 , podem ser usados dois procedimentos. O primeiro corresponde ao cálculo dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação e o posterior cálculo da resistência térmica (MANTELLI *et al.*, 1999). Uma lista de correlações para evaporação e condensação pode ser encontrada em Jafari *et al.* (2016). Uma outra forma de calcular os coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação é usar correlações diretas, como as propostas em ESDU (1981 apud GROLL; RÖSLER, 1992):

$$R_3 = R_{3p} F + (1 - F) R_{3f}; \quad R_7 = \frac{0,345 q_{\text{cond}}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_c \phi_2^{4/3}}; \quad (2.44)$$

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_3 q_{\text{evap}}^{0,4} (\pi d_i L_e)^{0,6}}; \quad \phi_3 = \left(\frac{P_v}{P_{\text{atm}}} \right)^{0,23} \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}};$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 q_{\text{evap}}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \phi_2^{4/3}}; \quad \phi_2 = \left(\frac{h_{lv} k_l \rho_l^{1/2}}{\mu_l} \right)^{1/4};$$

onde R_{3p} é a resistência associada à piscina de líquido em ebulição e R_{3f} é a resistência associada ao filme descendente, localizado acima da piscina, na região do evaporador. As propriedades para o cálculo de R_3 e R_7 são avaliadas à temperatura de vapor T_v . Outras resistências que ocorrem na interface líquido – vapor e na condução de calor axial podem ser desconsideradas devido à baixa ordem de grandeza em relação as demais resistências. Por fim, não considera-se a presença de gases não condensáveis no interior do termosifão.

2.6.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção monofásica externa

Para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção para um tubo em escoamento cruzado, podem ser usadas correlações experimentais disponíveis na literatura.

No presente trabalho são usadas as correlações propostas por Churchill e Bernstein (1977), Sanitjai e Goldstein (2004) e Khan *et al.* (2005), respectivamente, apresentadas nas Equações 2.45, 2.46 e 2.47. Estas equações apresentam uma estimativa para o número de Nusselt, Nu_{d_o} , para o cálculo do coeficiente de troca térmica por convecção do tubo.

$$Nu_{d_o} = \frac{hd_o}{k} = 0,3 + \frac{0,62 Re_{d_o}^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{d_o}}{282000} \right)^{1/2} \right];$$

$$10^7 > Re_{d_o} > 10^2; \quad Re_{d_o} Pr > 0,2$$

(2.45)

$$\text{Nu}_{d_o} = 0,446 \text{Re}_{d_o}^{0,5} \text{Pr}^{0,35} + 0,528 \left[\left(6,5 \exp^{\text{Re}_{d_o}/5000} \right)^{-5} + \left(0,031 \text{Re}_{d_o}^{0,8} \right)^{-5} \right]^{-1/5} \text{Pr}^{0,42}; \quad (2.46)$$

$$10^5 > \text{Re}_{d_o} > 2 \times 10^3; \quad 170 > \text{Pr} > 0,7.$$

$$\text{Nu}_{d_o} = 0,593 \text{Re}_{d_o}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}. \quad (2.47)$$

2.6.3 Metodologia de acoplamento

O objetivo do acoplamento térmico é encontrar uma temperatura de vapor T_v e um calor total transferido q_{tubo} que atenda ao balanço de energia, i.e., que os calores transportados no evaporador e no condensador sejam equivalentes. Devido à natureza iterativa do acoplamento térmico, Mantelli (2012) propôs uma metodologia para tal.

A Figura 9 mostra o fluxograma usado no acoplamento térmico para um termosifão em escoamento cruzado. As entradas são os parâmetros geométricos, as temperaturas de entrada e os fluxos mássicos no evaporador e no condensador. Como estimativa inicial, é estabelecido que as temperaturas das paredes são as correspondentes temperaturas de entrada (temperatura das fontes frias e quentes) do condensador e do evaporador e que as resistências R_3 e R_7 são iguais a zero.

Žukauskas (1972) especifica que as temperaturas de cada uma das correntes *bulk*, podem ser calculadas como sendo a média das temperaturas de entrada da corrente e da parede do tubo e são empregadas na avaliação das propriedades termofísicas do fluido:

$$T_b = \frac{T_\infty + T_w}{2}; \quad (2.48)$$

onde T_b é a temperatura média *bulk*, T_∞ é a temperatura da corrente livre e T_w é a temperatura da parede.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção no evaporador, h_{evap} , e no condensador, h_{cond} , são atualizados em cada iteração e podem ser calculados usando as correlações experimentais apresentadas na subseção 2.6.2. Uma vez estimados os coeficientes externos de troca térmica, as resistências térmicas R_1 , R_2 , R_8 e R_9 são calculadas,

para posteriormente calcular as resistências equivalentes do condensador, $R_{eq,cond}$, evaporador, $R_{eq,evap}$ e total $R_{eq,total}$.

$$\begin{aligned} R_{eq,cond} &= R_7 + R_8 + R_9; \\ R_{eq,evap} &= R_1 + R_2 + R_3; \end{aligned} \quad (2.49)$$

$$R_{eq,total} = R_{eq,evap} + R_{eq,cond}.$$

A temperatura de vapor T_v é obtida a partir do circuito térmico como:

$$T_v = \frac{R_{eq,evap} T_{\infty,cond} + R_{eq,cond} T_{\infty,evap}}{R_{eq,total}}. \quad (2.50)$$

Após as propriedades do fluido de trabalho dentro do termostato serem estimadas à temperatura de vapor, é calculada a diferença global de temperatura, ΔT_{global} , como a diferença das temperaturas de entrada, ou seja:

$$\Delta T_{global} = T_{\infty,evap} - T_{\infty,cond}. \quad (2.51)$$

O calor transferido pelo tubo q_{tubo} é inicialmente estimado como uma função da diferença global de temperaturas e da resistência equivalente total, considerando que, para a primeira estimativa, $R_3 = 0$ e $R_7 = 0$. Dessa forma tem-se:

$$q_{tubo} = \frac{\Delta T_{global}}{R_{eq,total}}. \quad (2.52)$$

Posteriormente são calculadas as resistências R_3 e R_7 , usando a expressão dada pela Equação 2.44, para assim calcular a resistência térmica total:

$$R_{total} = R_1 + \left[(R_2 + R_3 + R_7 + R_8)^{-1} \right]^{-1} + R_9. \quad (2.53)$$

Um novo cálculo para o calor transferido pelo tubo é realizado, mas agora levando em conta a resistência equivalente total dada pela Equação 2.53, ou seja:

$$q_{tubo}^* = \frac{\Delta T_{global}}{R_{total}}. \quad (2.54)$$

Para satisfazer o critério de acoplamento térmico, a diferença entre as taxas de transferência de calor entre duas iterações sucessivas

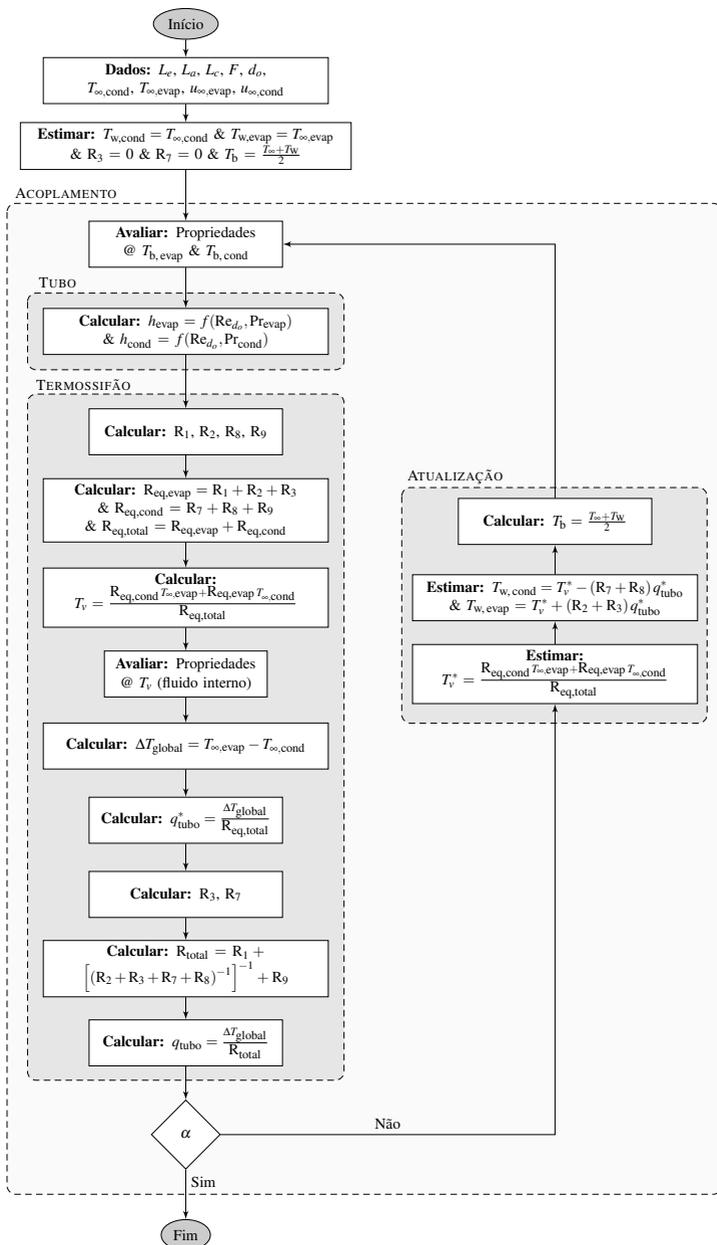
calculadas pela Equação 2.54 deve ser menor do que 1% e é calculada como sendo $\alpha \leq \left| \frac{q_{\text{tubo}}^* - q_{\text{tubo}}}{q_{\text{tubo}}^*} \right|$. Se o critério não é satisfeito a temperatura de vapor e as temperaturas de parede, são estimadas novamente usando as Equações 2.55 e 2.56.

$$T_v^* = \frac{R_{\text{eq, evap}} T_{\infty, \text{cond}} + R_{\text{eq, cond}} T_{\infty, \text{evap}}}{R_{\text{eq, total}}} \rightarrow R_3 \neq 0 \quad R_7 \neq 0; \quad (2.55)$$

$$T_{\text{w, evap}} = T_v^* + (R_2 + R_3) q_{\text{tubo}}^*; \quad (2.56)$$

$$T_{\text{w, cond}} = T_v^* - (R_7 + R_8) q_{\text{tubo}}^*.$$

Figura 9 – Fluxograma para o acoplamento térmico de um termosifão.



Fonte – Adaptado de Mantelli (2012).

2.7 ACOPLAMENTO TÉRMICO PARA UM FEIXE DE TERMOSSIFÕES

2.7.1 Hipóteses simplificadoras

A metodologia empregada para o acoplamento térmico do feixe de termossifões desenvolvida no LABTUCAL, usa basicamente uma modificação da metodologia de resistência térmica equivalente apresentada na seção 2.6. O coeficiente médio de transferência de calor por convecção, h_{feixe} , e a perda de carga, Δp_{feixe} , podem ser calculados usando correlações da literatura. Para a transferência de calor, os modelos de Žukauskas, ESDU e Gnielinski podem ser usados. No caso da perda de carga através do feixe de tubos as correlações de Žukauskas e Ulinskas e de Gaddis e Gnielinski podem ser usadas. A seguir são listadas as hipóteses consideradas no acoplamento térmico do feixe de termossifões:

1. As correlações apresentadas nas equações 2.42 – 2.44 são válidas para o cálculo das respectivas resistências térmicas do circuito térmico do termossifão. A taxa de calor total é distribuída de forma equivalente para cada um dos termossifões presentes no feixe $q_{\text{tubo}} = q_{\text{feixe}}/N_t$;
2. Assume-se que a temperatura de parede no evaporador, $T_{w,\text{evap}}$, e no condensador, $T_{w,\text{cond}}$, correspondem as respectivas temperaturas de parede médias $\bar{T}_{w,\text{evap}}$, $\bar{T}_{w,\text{cond}}$ de todos os termossifões;
3. O coeficiente de transferência de calor no evaporador e no condensador são atualizados a cada iteração. Como critério de convergência do acoplamento é usado a comparação entre as taxas de transferência de calor trocadas no evaporador e no condensador, que devem atender ao critério de balanço de energia.

2.7.2 Metodologia de acoplamento

A Figura 10 mostra o fluxograma empregado nos cálculos do acoplamento do feixe de termossifões. Inicialmente são definidos os parâmetros geométricos, temperaturas de entrada dos fluxos na região do condensador e do evaporador, assim como o calor trocado por cada tubo. Como estimativa inicial para a temperatura de vapor usa-se a seguinte

expressão:

$$T_v = \frac{\dot{m}_{\text{evap}} c_{p_{\text{evap}}} T_{\infty, \text{evap}} + \dot{m}_{\text{cond}} c_{p_{\text{cond}}} T_{\infty, \text{cond}}}{\dot{m}_{\text{evap}} c_{p_{\text{evap}}} + \dot{m}_{\text{cond}} c_{p_{\text{cond}}}}. \quad (2.57)$$

A presente estimativa pondera os fluxos mássicos e as capacidades caloríficas dos fluidos presentes no evaporador e no condensador. Destaca-se que a estimativa da temperatura dada pela Equação 2.57 apresenta uma pequena diferença quando comparada com a temperatura final do vapor.

A temperatura do *bulk* ou temperatura média usada na avaliação das propriedades termofísicas dos fluidos do escoamento externo é definida como:

$$T_b = \frac{T_{\infty} + T_o}{2}. \quad (2.58)$$

Devido ao desconhecimento na primeira iteração das temperaturas de saída e das temperaturas de parede, define-se que a temperatura de saída é igual à temperatura de entrada e à temperatura de parede i.e. $T_{\infty} = T_o = T_w$. Uma vez conhecidas as temperaturas média (*bulk*) e de vapor, podem ser avaliadas as propriedades dos fluidos do escoamento externo e do fluido de trabalho, respectivamente. As resistências térmicas R_2 , R_3 , R_7 e R_8 são calculadas usando o procedimento descrito anteriormente na seção 2.6. Para a estimativa dos coeficientes externos de troca térmica são usados os modelos para feixes de tubos, como mostrado no Anexo A, que são usados para calcular as resistências térmicas R_1 e R_9 . O cálculo das resistências térmicas equivalentes é feito usando a Equação 2.49.

Para o cálculo do calor total trocado pelo feixe de termosifões é usado o critério do $\varepsilon - \text{NUT}$ (FAGHRI, 1995):

$$C_{\text{evap}} = c_{p_{\text{evap}}} \dot{m}_{\text{evap}}; \quad C_{\text{cond}} = c_{p_{\text{cond}}} \dot{m}_{\text{cond}}. \quad (2.59)$$

$$C_{\text{mín}} = \text{mín}(C_{\text{cond}}, C_{\text{evap}}); \quad C_{\text{máx}} = \text{máx}(C_{\text{cond}}, C_{\text{evap}}). \quad (2.60)$$

$$\text{NUT} = \frac{UA}{C_{\text{mín}}}; \quad C^* = \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}. \quad (2.61)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NUT} (1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-\text{NUT} (1 - C^*)]}. \quad (2.62)$$

$$q_{\text{feixe}} = \varepsilon C_{\text{mín}} (T_{\infty, \text{evap}} - T_{\infty, \text{cond}}). \quad (2.63)$$

$$q_{\text{tubo}}^* = q_{\text{feixe}} / N_t. \quad (2.64)$$

Os calores transferidos no evaporador e no condensador podem ser calculados usando as expressões seguintes:

$$q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} c_{p_{\text{evap}}} (T_{\infty, \text{evap}} - T_{o, \text{evap}}); \quad (2.65)$$

$$q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{cond}} c_{p_{\text{cond}}} (T_{o, \text{cond}} - T_{\infty, \text{cond}}).$$

Para satisfazer o critério de acoplamento térmico, a diferença entre os calores calculados através das Equações 2.63 e 2.65 devem atender ao critério que $\alpha = \left| \frac{q_{\text{evap}} - q_{\text{cond}}}{q_{\text{evap}}} \right| \leq 1\%$. Se o critério citado não for satisfeito, faz-se necessário realizar uma nova estimativa para a temperatura de vapor e as temperaturas de parede. A temperatura de vapor é calculada como sendo a média das temperaturas de vapor calculadas pelo lado do evaporador e do condensador. As estimativas podem ser feitas usando as seguintes expressões:

$$T_{v, \text{evap}}^* = T_{\text{me}} - q_{\text{tubo}}^* R_{\text{eq, evap}}; \quad T_{v, \text{cond}}^* = T_{\text{mc}} + q_{\text{tubo}}^* R_{\text{eq, cond}};$$

$$T_{\text{me}} = \frac{T_{\infty, \text{evap}} + T_{o, \text{evap}}}{2}; \quad T_{\text{mc}} = \frac{T_{\infty, \text{cond}} + T_{o, \text{cond}}}{2}; \quad (2.66)$$

$$T_v^* = \frac{T_{v, \text{evap}}^* + T_{v, \text{cond}}^*}{2}.$$

$$T_{w, \text{evap}} = T_v^* + (R_2 + R_3) q_{\text{tubo}}^*; \quad (2.67)$$

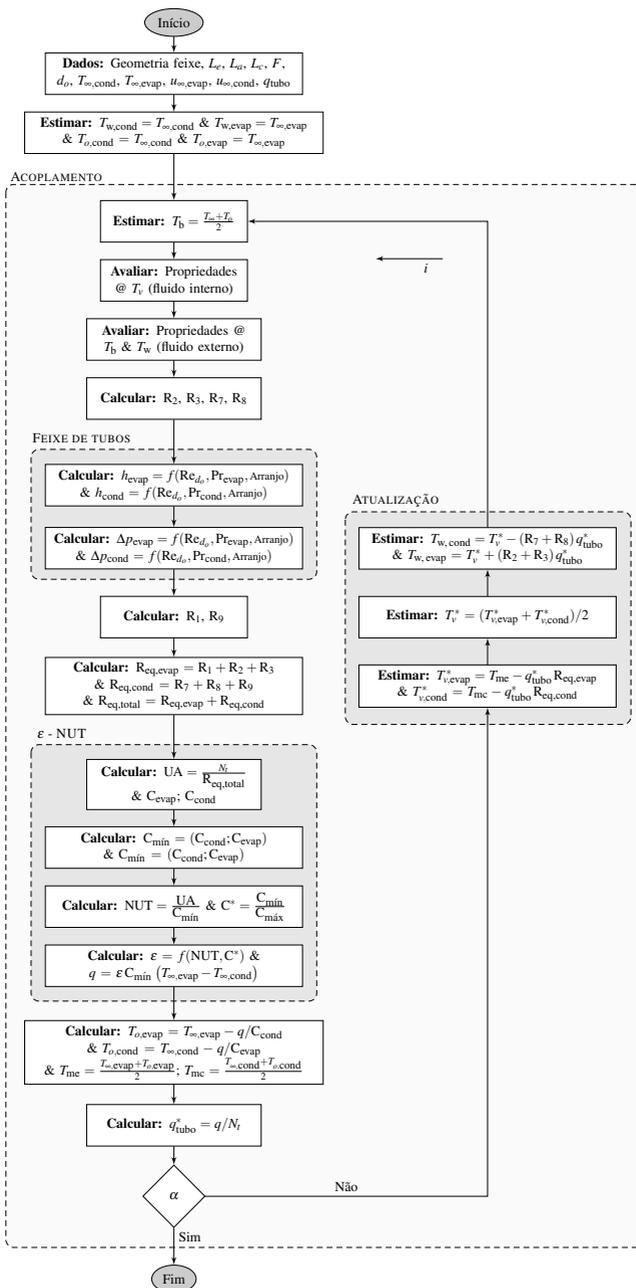
$$T_{w, \text{cond}} = T_v^* - (R_7 + R_8) q_{\text{tubo}}^*.$$

A perda de carga no feixe de termossifões é calculada ao mesmo tempo que o modelo de transferência de calor é resolvido. Os modelos de perda de carga são apresentados detalhadamente no Anexo A. As

propriedades termofísicas são avaliadas à temperatura média, T_b . As temperaturas de saída são calculadas como sendo:

$$\begin{aligned} T_{o, \text{evap}} &= T_{\infty, \text{evap}} - \frac{q_{\text{feixe}}}{C_{\text{evap}}}; \\ T_{o, \text{cond}} &= T_{\infty, \text{cond}} + \frac{q_{\text{feixe}}}{C_{\text{cond}}}. \end{aligned} \tag{2.68}$$

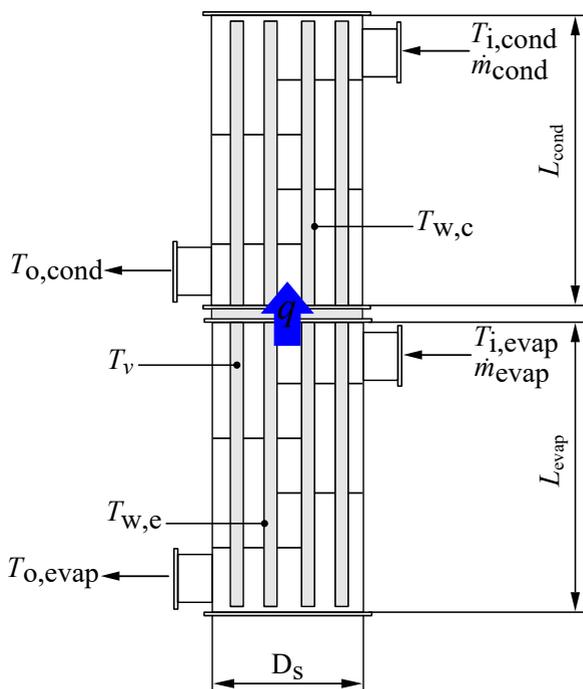
Figura 10 – Fluxograma para o acoplamento térmico de um feixe de termossi-fões.



2.8 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO TROCADOR DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES

O trocador de calor casco - casco termossifões analisado é mostrado na Figura 11, o qual consiste em dois cascos separados (semelhante ao trocador casco – tubos) sendo um para cada corrente fluida. Na parte inferior está alocado o casco com os evaporadores dos termossifões e na parte superior, o casco com os seus condensadores. Os dois cascos estão acoplados mediante um feixe de termossifões. Do ponto de vista térmico, a configuração estudada é equivalente ao dimensionamento de dois trocadores de calor casco – tubos convencionais. A transferência de calor ocorre 1) entre a corrente quente (casco inferior) e o fluido de trabalho em ebulição no interior dos termossifões, 2) entre o fluido de trabalho em condensação localizado no interior do termossifão e a corrente fria do casco superior.

Figura 11 – Esquema do trocador de calor casco – casco termossifões usado na presente análise.



2.8.1 Acoplamento térmico dos cascos do trocador

Como tanto o casco contendo os evaporadores quanto o casco contendo os condensadores possuem as características de um trocador casco – tubo convencional, é usado o método de Bell – Delaware descrito na seção 2.3 para estimar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, h_s , e a perda de carga, Δp_s , para cada um dos cascos.

No modelo desenvolvido no LABTUCAL são usados conjuntamente o método de Bell – Delaware e o modelo de Žukauskas. O modelo de Bell é usado para o cálculo dos fatores de correção da transferência de calor e da perda de carga, enquanto o modelo de Žukauskas é usado para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor e perda de carga do feixe ideal de tubos. As hipóteses listadas na seção 2.7 também são válidas para a análise do acoplamento térmico do feixe de tubos presentes nos cascos. A temperatura média usada na avaliação das propriedades termofísicas, o calor total trocado no evaporador e no condensador e a temperatura de vapor podem ser definidas respectivamente como sendo (MOREIRA *et al.*, 2015):

$$T_{\text{med,evap}} = T_v - \frac{(T_v - T_{i,\text{evap}}) - (T_v - T_{o,\text{evap}})}{\ln\left(\frac{T_v - T_{i,\text{evap}}}{T_v - T_{o,\text{evap}}}\right)}; \quad (2.69)$$

$$T_{\text{med,cond}} = T_v - \frac{(T_v - T_{i,\text{cond}}) - (T_v - T_{o,\text{cond}})}{\ln\left(\frac{T_v - T_{i,\text{cond}}}{T_v - T_{o,\text{cond}}}\right)}.$$

$$q_{\text{evap}} = \frac{T_{\text{med,evap}} - T_v}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_{\text{med,evap}} - T_v}{R_{\text{eq,evap}}}; \quad (2.70)$$

$$q_{\text{cond}} = \frac{T_v - T_{\text{med,cond}}}{R_7 + R_8 + R_9} = \frac{T_v - T_{\text{med,cond}}}{R_{\text{eq,cond}}}.$$

Fazendo $q_{\text{evap}} = q_{\text{cond}}$ e isolando T_v da Equação 2.70, pode-se obter:

$$T_v^* = \frac{R_{\text{eq,cond}} T_{\text{med,evap}} + R_{\text{eq,evap}} T_{\text{med,cond}}}{R_{\text{eq,evap}} + R_{\text{eq,cond}}}. \quad (2.71)$$

A Equação 2.69 é aplicável tanto na região do evaporador como na região do condensador. A Figura 12 mostra o fluxograma de cálculo usado no acoplamento térmico do trocador de calor analisado.

2.8.2 Trocador de calor estudado

O caso a ser estudado é um trocador de calor casco – casco termossifões, projetado no LABTUCAL. O objetivo do projeto de pesquisa é avaliar teórica e experimentalmente trocadores de calor do tipo casco – casco termossifões com vistas à aplicação na indústria do petróleo. No presente caso serão desconsiderados os vazamentos tubo – chicana ($d_b - d_o = 0$) e chicana – casco ($D_s - D_b = 0$) para os cascos do evaporador e condensador. Isso é feito porque, sendo um protótipo de laboratório, a precisão de fabricação permite adotar esta hipótese. Na Tabela 2 são apresentadas as características geométricas do trocador analisado. Os evaporadores dos termossifões estão no casco por onde circula petróleo quente, enquanto os condensadores dos termossifões estão no casco onde circula água de resfriamento. No interior dos termossifões é usada água como fluido de trabalho.

Tabela 2 – Parâmetros geométricos do trocador de calor casco – casco termossifões analisado.

	Evaporador	Condensador
D_s [m]	304×10^{-3}	
N_b [-]	7	4
D_b [m]	304×10^{-3}	
D_{otl} [m]	$276,15 \times 10^{-3}$	
B_c [-]	20%	
N_{ss} [-]	0	
Arranjo	→ 45°	
Fluido	Petróleo	Água
Fluido trabalho	Água	
d_n [m]	$50,8 \times 10^{-3}$	
d_o [m]	$31,75 \times 10^{-3}$	
N_t [-]	28	
X_D^* [-]	1,3229	
L_s [m]	621×10^{-3}	420×10^{-3}
L_a [m]	63×10^{-3}	
L_b [m]	70×10^{-3}	
$L_{b_{i,c}}$ [m]	90×10^{-3}	

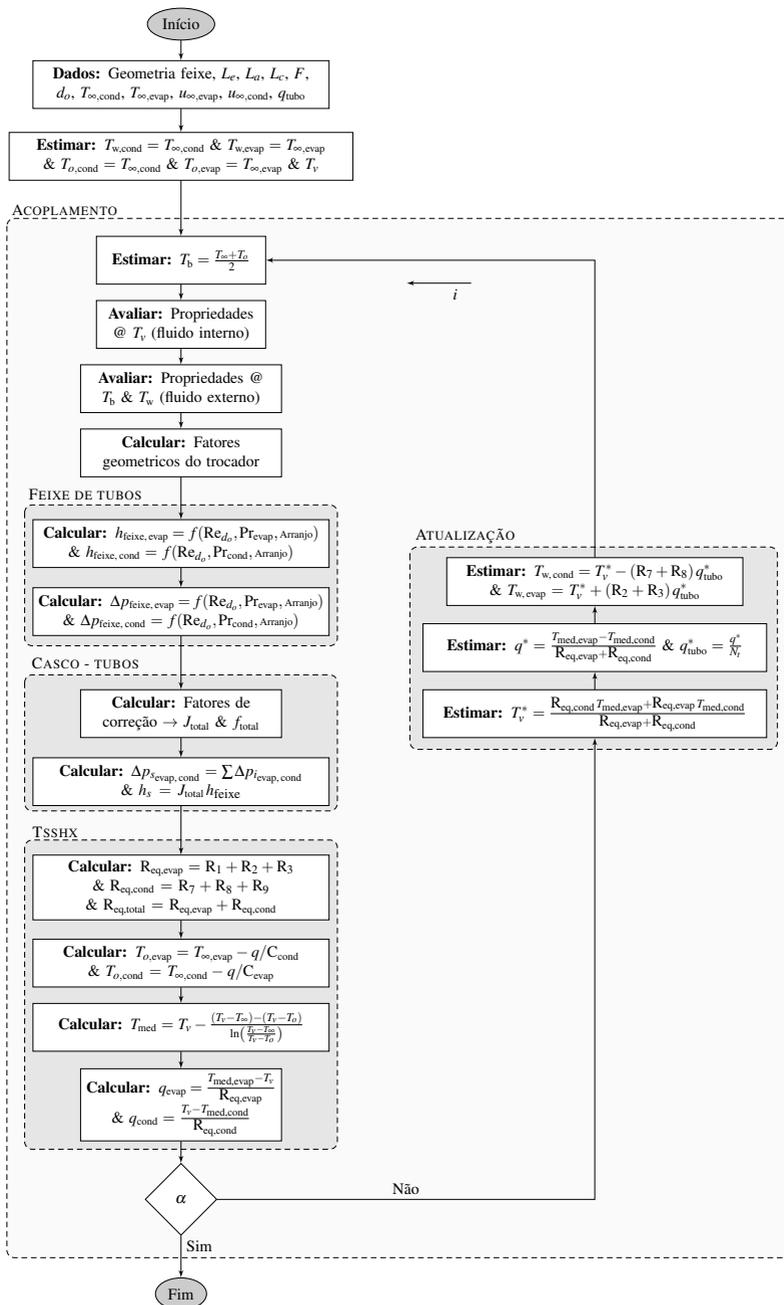
A Figura 12 mostra o fluxograma usado no acoplamento térmico para o trocador de calor casco – casco termossifões. A primeira ação corresponde à definição dos parâmetros geométricos, temperaturas de

entrada e os fluxos mássicos nos cascos dos evaporadores e dos condensadores. Como não se conhece, *a priori*, as temperaturas de saída das duas correntes fluidas, nem das paredes, tanto dos evaporadores quanto dos condensadores, é usada como estimativa inicial que as temperaturas de saída e de parede correspondem às temperaturas de entrada dos fluxos frio e quente. A estimativa inicial para a temperatura do vapor é feita através da Equação 2.57. As propriedades termofísicas dos fluidos no evaporador, no condensador e do fluido de trabalho são avaliadas neste nível de temperatura. Usando as estimativas dos parâmetros geométricos apresentadas em Shah e Sekulic (2003), é calculado o número de Reynolds característico, baseado na área mínima, tanto para o evaporador quanto para o condensador.

Em seguida, são calculados a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor por convecção para um feixe ideal de tubos usando as correlações descritas na seção 2.3.1. Para estimar os fatores de correção para trocadores de calor casco – tubo, o método de Bell – Delaware é usado, conforme apresentado na subseção 2.3.2.

Para a determinação do acoplamento térmico do trocador analisado, emprega-se o conceito de resistência térmica equivalente, descrita na seção 2.7. O conceito de ϵ - NUT é usado no cálculo do calor total trocado e das temperaturas de saída dos fluxos que trocam calor através do trocador de calor. Para a avaliação das propriedades médias, é usada a Equação 2.69. O cálculo da taxa de transferência de calor tanto no evaporador quanto no condensador é feito usando as resistências térmicas, a temperatura de vapor e as temperaturas médias das correntes fluidas quente e fria. Finalmente comparam-se os valores das taxas de transferência de calor calculadas nos cascos que alojam os evaporadores e condensadores de termossifões, até que a diferença entre elas seja menor que uma diferença tolerada i.e. $\alpha = \left| \frac{q_{\text{evap}} - q_{\text{cond}}}{q_{\text{evap}}} \right| \leq 1\%$. Se o critério não é satisfeito, são estimadas novamente as temperaturas do vapor, da parede e o calor total trocado, até o critério ser atingido.

Figura 12 – Cálculo térmico de um trocador de calor casco – casco termossifões.



2.9 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS FLUIDOS

Os fluidos usados na presente análise são: ar, água e petróleo. Funções polinomiais dependentes da temperatura foram definidas baseadas em dados experimentais para o ar e a água (FAGHRI, 1995). A função polinomial para a propriedade física η é dada por:

$$\eta(T) = \sum_{j=0}^n C_j T^j \quad \begin{array}{l} \text{Ar} \quad 450 \text{ [K]} \geq T \geq 273 \text{ [K]} \\ \text{Água} \quad 473 \text{ [K]} \geq T \geq 293 \text{ [K]} \\ \text{Petróleo} \quad 413 \text{ [K]} \geq T \geq 303 \text{ [K]} \end{array} \quad (2.72)$$

Na equação 2.72, η refere-se à propriedade física intensiva usada na análise, como, por exemplo, densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica, entre outras, expressadas em unidades do SI e temperatura T em [K]. Os coeficientes C_j são apresentados na Tabela 3. Devido ao comportamento altamente dependente da viscosidade dinâmica do petróleo com a temperatura, foi definida para a viscosidade a seguinte função exponencial:

$$\mu(T) = 2,983 \times 10^{11} \exp^{-0,07827T}. \quad (2.73)$$

Tabela 3 – Coeficientes da função polinomial para os diferentes fluidos.

Fluido	Prop. termofísicas	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
Ar	c_p [J/kg K]	1033	-0,2126	0,0004148	–	–
	k [W/m K]	0,005332	$7,024 \times 10^{-5}$	–	–	–
	μ [Pa.s]	$1,635 \times 10^{-6}$	$6,464 \times 10^{-8}$	$-2,77 \times 10^{-11}$	–	–
	ρ [kg/m ³]	3,06	-0,008719	$8,172 \times 10^{-6}$	–	–
Água	Prop. termofísicas	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
	c_p [J/kg K]	3540	7,7	-0,0299	$3,783 \times 10^{-5}$	–
	k [W/m K]	-0,3568	0,005099	$-6,222 \times 10^{-6}$	–	–
	μ [Pa.s]	0,0788	-0,0007516	$2,708 \times 10^{-6}$	$-4,349 \times 10^{-9}$	$2,621 \times 10^{-12}$
	ρ [kg/m ³]	894,8	1,046	-0,002345	–	–
	P_v [Pa]	$1,27 \times 10^7$	$-1,642 \times 10^5$	799,7	-1,748	0,001448
	ρ_v [kg/m ³]	59,65	-0,7605	0,003679	$-8,022 \times 10^{-6}$	$6,667 \times 10^{-9}$
h_{lv} [J/kg]	$2,725 \times 10^6$	233,4	-3,983	–	–	
Óleo	Prop. termofísicas	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
	c_p [J/kg K]	848,4	3,434	–	–	–
	k [W/m K]	0,3803	-0,001237	1,468	–	–
	ρ [kg/m ³]	1185	-0,6857	–	–	–

As propriedades físicas calculadas usando a função polinomial e a função exponencial apresentadas nas Equações 2.72 e 2.73, respectiva-

mente, juntamente com os coeficientes da Tabela 3, são consistentes com dados experimentais com um coeficiente de correlação de $R^2 = 0,99$.

3 VALIDAÇÃO NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR CASCO – TUBOS

Neste capítulo é apresentada uma análise numérica da transferência de calor e da perda de carga nos escoamentos do trocador de calor casco – tubos estudado neste trabalho. Para tal, inicialmente é analisada computacionalmente a transferência de calor em um único cilindro em escoamento cruzado. Posteriormente são desenvolvidas análises em feixes de tubos, onde os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção e das perdas de carga são avaliados e comparados contra as previsões das correlações experimentais apresentadas no Capítulo 2. Finalmente, são analisadas a transferência de calor e perda de carga no evaporador e condensador do trocador de calor casco – tubos propriamente dito.

3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM TUBO EM ESCOAMENTO CRUZADO

A transferência de calor em um tubo em escoamento cruzado é um problema clássico de transferência de calor. Geralmente, a análise de um único tubo em escoamento cruzado é uma das simplificações feitas para a análise de geometrias ou condições mais complexas. Existem na literatura várias correlações experimentais que avaliam o número de Nusselt para este tipo de problema. Uma recopilação de correlações existentes pode ser encontrada em Sanitjai e Goldstein (2004). Na presente seção, pretende-se estudar computacionalmente a transferência de calor em um tubo em escoamento cruzado, para posteriormente, comparar os resultados numéricos com as correlações experimentais.

3.1.1 Equações governantes

Bejan (2013) apresenta uma revisão das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia que descrevem o fenômeno de convecção forçada. Assim, a partir desta revisão, as seguintes hipóteses foram adotadas: fluxo tridimensional e incompressível, propriedades físicas variáveis com a temperatura, não há geração interna

de calor e os efeitos de radiação e das forças de empuxo são consideradas desprezíveis. Então pode-se escrever:

Conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0. \quad (3.1)$$

Conservação do momento:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \mathbf{F} = 0. \quad (3.2)$$

Conservação da energia:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \mu \phi; \quad (3.3)$$

onde x_j é as componentes cartesianas (x, y, z), x_i é a componente de velocidade (u, v, w) e \mathbf{F} são as forças de campo por unidade de volume.

Para os casos em regime turbulento, foi usado o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ padrão. O modelo $k - \varepsilon$ pertence à classe RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes Equations*), é um modelo semi empírico baseado na hipótese do gradiente de difusão, e é usado para relacionar o tensor de Reynolds com os gradiente de velocidade média e com a viscosidade turbulenta. A energia cinética turbulenta k é definida como a variância das flutuações na velocidade, e ε corresponde à taxa de dissipação das flutuações de k . Tanto k e ε são modeladas como mostrado a seguir:

Para k :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb}. \quad (3.4)$$

Para ε :

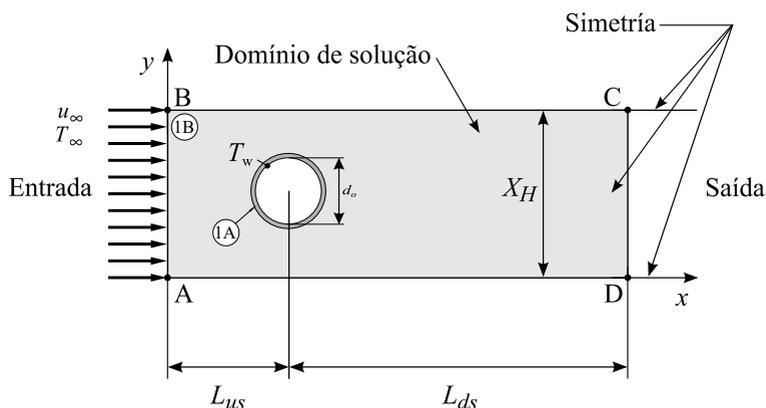
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon + C_{1\varepsilon} P_{\varepsilon b}). \end{aligned} \quad (3.5)$$

onde, a viscosidade turbulenta é definida como $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ e $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_{2\varepsilon} = 1,92$; $C_\mu = 0,09$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$ são constantes do modelo. P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ representam à influência das forças de empuxo e P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas. Este modelo foi escolhido devido à sua precisão e baixo custo computacional (WILCOX, 2006).

3.1.2 Domínio de simulação e condições de contorno

O domínio de simulação do tubo em escoamento cruzado usado na presente simulação pode ser observado na Figura 13. O domínio tridimensional de simulação é delimitado pela região ABCD; a espessura do domínio é igual a 5×10^{-3} [m]. A largura total do domínio é $\frac{X_H}{d_o} = 0,25$ (BUYRUK *et al.*, 1998). Para reduzir os efeitos de entrada e saída do escoamento usa-se um bloco a montante do tubo (*upstream*) $L_{us} = 2 d_o$ [m] e um bloco a jusante do tubo (*downstream*) $L_{ds} = 6,5 d_o$ [m], estes valores foram arbitrariamente selecionados. O objetivo é eliminar os efeitos da condição de contorno nos resultados.

Figura 13 – Representação do plano $x - y$ do domínio de simulação do tubo em fluxo cruzado.



As condições de contorno são: variáveis prescritas de temperatura (T_∞) e velocidade uniforme (u_∞) com intensidade turbulenta¹ igual a 5% impostas na entrada. Na região da entrada são consideradas que as velocidades nos eixos y e z são consideradas zero. Na região da saída considera-se que, se existir recirculação, a temperatura considerada é igual à temperatura de entrada. São consideradas condições de simetria (planos de simetria) nas superfícies superior (linha BC) e inferior (linha AD), assim como nos planos no eixo z . Na superfície do tubo (internas no domínio) é considerada a condição de não deslizamento (*no slip*) e de temperatura constante prescrita (T_w). Para o presente caso foi selecionado

¹ Flutuações do campo de velocidade média.

$d_o = 19,05 \times 10^{-3}$ [m]. São consideradas velocidades para a corrente livre (u_∞) de 5 até 10 [m/s] em intervalos de 1 [m/s] com o objetivo de avaliar as previsões numéricas do modelo de turbulência. Foram analisados dois casos: aquecimento usando $T_w = 373,15$ [K] e $T_\infty = 430,15$ [K], e resfriamento usando $T_\infty = 373,15$ [K] e $T_w = 430,15$ [K].

3.1.3 Propriedades físicas dos fluidos

O fluido usado nesta primeira simulação é o ar, onde as propriedades termofísicas são consideradas variáveis com a temperatura, para a qual foram definidos polinômios que descrevem o comportamento das propriedades físicas em função da temperatura, como mostrado na seção 2.9.

3.1.4 Solução das equações governantes

As equações governantes de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e turbulência foram discretizadas usando o método dos volumes finitos e resolvidas iterativamente (MALISKA, 2010). Os critérios de convergência do erro médio quadrático RMS para as formas discretizadas das equações 3.1, 3.2, 3.4 e 3.5 foram estabelecidos na ordem de 10^{-5} , enquanto que o RMS para a equação da energia (Equação 3.3) foi estabelecido em 10^{-6} . Os valores para o RMS foram selecionados para assegurar uma adequada convergência nas equações de conservação.

3.1.5 Parâmetros de controle e simulação

Para a solução das equações governantes foi usado a ferramenta numérica ANSYS - CFX[®]. O domínio do fluido é considerado contínuo e estacionário. Como descrito na subseção 3.1.1, o modelo de turbulência $k - \epsilon$ padrão é considerado. Para o tratamento perto da parede foi usada uma função escalável de parede (*scalable wall function*). Uma função parede permite eliminar o grande número de elementos necessários para solucionar a subcamada viscosa. Para a transferência de calor perto da parede é usado o fechamento turbulento (*turbulent flux closure for heat transfer*), usando para a difusividade turbulenta e Prandtl turbulento com um valor igual a 0,9. Na transferência de calor é considerado o modelo de

energia térmica (*thermal energy*)². A ferramenta ANSYS – CFX[®] é um *solver* acoplado. As equações de conservação da massa e de momento são combinadas para obter uma equação da pressão. Esta é feita substituindo as velocidades discretizadas da equação de momento com a interpolação de Rhie – Chow (RHIE; CHOW, 1983), com o objetivo de expressar as velocidades nos pontos de integração das velocidades localizadas no centro do volume de controle, como uma função de velocidades e pressões nodais. Então, o sistema linear resultante, o qual inclui à pressão e velocidade como incógnitas é resolvido.

Para garantir a convergência na escala de tempo do fluido, foi considerado um passo de tempo de forma a criar subrelaxamento nas não linearidades das equações e facilitar a sua solução. O passo de tempo característico foi calculado usando a expressão (ANSYS, Inc, 2012a):

$$\Delta t_c = \frac{1}{3} \frac{L_c}{U_c}; \quad (3.6)$$

onde Δt_c [s] é o tempo característico, L_c [m] é o comprimento característico e U_c [m/s] corresponde a velocidade característica do escoamento. O fator $\frac{1}{3}$ é usado para garantir tempos capazes de captar os fenômenos físicos estudados (ANSYS, Inc, 2012a). No presente caso são usados o diâmetro externo do tubo d_o e a velocidade da corrente livre u_∞ como comprimento e velocidade características, respectivamente.

3.1.6 Análise de convergência de malha

Para estabelecer a influência do tamanho da malha nos resultados da simulação, foram realizadas duas análises no domínio mostrado na Figura 13. No presente caso a velocidade característica u_∞ foi considerada para a análise de convergência de malha.

Na primeira análise, uma malha hexaédrica uniforme no domínio (região A, B, C e D) foi criada, sem distinção nas regiões próximas aos tubos. O tamanho da aresta do elemento da malha no domínio foi gradualmente diminuído desde $\frac{1}{8} d_o$ até que os resultados nos parâmetros analisados possuam uma diferença menor do que 1% entre o valor novo e o anterior calculado. Tanto o problema térmico quanto o hidrodinâmico

² Neste modelo o transporte de entalpia é considerado, porém, a energia cinética é desconsiderada.

foram resolvidos para cada variação no tamanho dos elementos no domínio usando a solução prévia, ou seja, com tamanho de malha maior, como entrada da nova análise. Como critério referencial para o menor tamanho do elemento usa-se o parâmetro y^+ . A velocidade característica referencial no presente caso corresponde a u_∞ . A sequência de cálculo a ser usado para a estimativa de Δy , que é a distância da parede ao primeiro nó interior (WILCOX, 2006):

$$\text{Re}_{d_o} = \frac{\rho u_\infty d_o}{\mu}; \quad (3.7)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{w,\text{máx}}}{\rho}}; \quad \tau_{w,\text{máx}} = \frac{1}{2} C_f \rho u_{\text{máx}}^2; \quad C_f = 0,0576 \text{Re}_{d_o}^{-0,2}; \quad (3.8)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau \Delta y}{\mu} \rightarrow \Delta y = \frac{y^+ \mu}{\rho u_\tau}; \quad (3.9)$$

onde u_τ [m/s] é a velocidade de fricção, τ_w [kg/m s] é a tensão na parede, C_f [-] é o coeficiente de fricção e y^+ [-] é o número de Reynolds local (lembre-se que este parâmetro adimensional relaciona as contribuições viscosas e turbulentas de um fluxo).

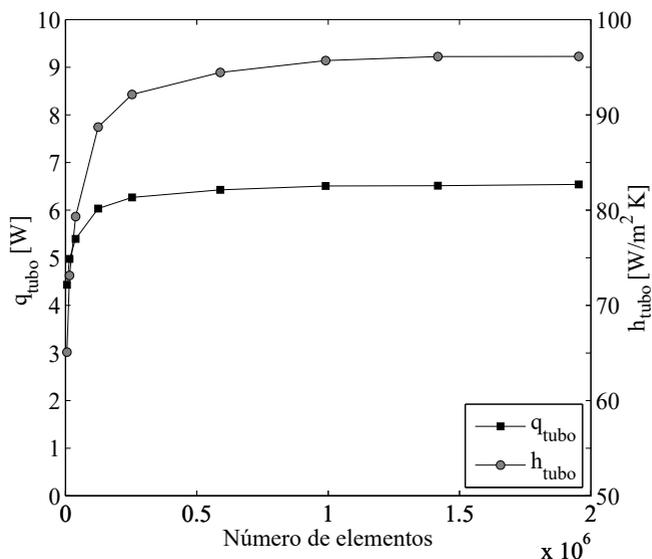
Na segunda análise o domínio foi subdividido em mais duas sub-regiões (1A e 1B). Na sub-região 1A, próxima da superfície do tubo, foi criada uma série de camadas paralelas à superfície do cilindro com o objetivo de captar os gradientes de temperatura na direção radial (LAUNDER; MASSEY, 1978; MALISKA, 2010), usando como tamanho da primeira camada o menor tamanho do elemento obtido na primeira análise. O tamanho do elemento na sub-região 1B, fora da região próxima do tubo, foi considerado igual a aquele valor que assegura a não mudança nos resultados.

Nas duas análises desenvolvidas são consideradas duas métricas de qualidade de malha, descritas a seguir. A qualidade ortogonal (*orthogonal quality*) é definida como a norma entre os vetores normais à face e os vetores formados desde o centróide da célula até o centro da face. Esta métrica pode variar de 0 até 1, onde 0 e 1 correspondem à pior e à melhor qualidade, respectivamente. A assimetria (*skewness*) representa o grau de proximidade da célula para o elemento ideal, podendo ser calculada como uma relação dos ângulos internos do elementos. Pode variar de 0

até 1, onde 0 e 1 representam um elemento regular (melhor) e distorcido (pior), respectivamente (ANSYS, Inc, 2012b).

Na Figura 14 é mostrada a análise feita para o ar como fluido que escoava externamente ao feixe de tubos.

Figura 14 – Análise de convergência de malha para o tubo em escoamento cruzado, usando ar como fluido no escoamento externo.



3.1.7 Transferência de calor ao redor de um cilindro em escoamento cruzado

O coeficiente de transferência de calor médio para o tubo em escoamento cruzado foi calculado numericamente e comparado com valores obtidos usando as correlações experimentais de Churchill e Bernstein (1977), Sanitjai e Goldstein (2004) e Khan *et al.* (2005) definidos, respectivamente, nas Equações 2.45, 2.46 e 2.47. Para implementar estas três correlações empíricas, foi usada a rotina de cálculo para a previsão da transferência de calor proposta em Žukauskas *et al.* (2008), porém, levando em conta um único tubo. A estimativa inicial da temperatura média do fluido, T_b , é o valor médio das temperaturas de entrada e da parede. Em seguida, é calculado o coeficiente de transferência de calor,

h_{tubo} , onde é aplicado o conceito de balanço de energia no tubo. Posteriormente é calculada a temperatura de saída T_o e assim o valor de T_b é atualizado para o valor médio da temperatura de entrada e da saída do tubo. Este procedimento foi atualizado até que as diferenças de temperatura da saída T_o , entre a atualizada (iteração $j + 1$) e a anterior (iteração j) satisfizessem a relação: $|T_{o,j+1} - T_{o,j}| < 10^{-5}$.

3.1.8 Resultados

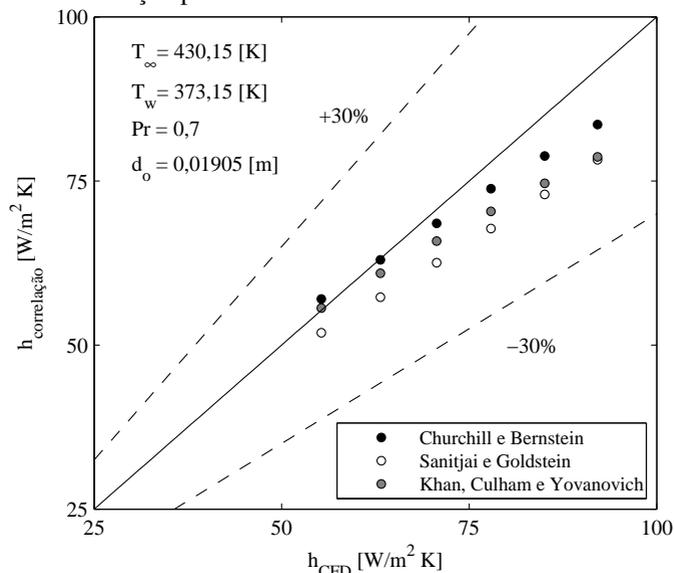
Os coeficientes de transferência de calor médio para o tubo em escoamento cruzado para a condição de aquecimento e resfriamento são apresentados nas Figuras 15a e 15b, respectivamente. No eixo x estão os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção calculados usando a ferramenta numérica, enquanto no eixo y estão os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção calculados usando as correlações experimentais.

Para o caso do aquecimento (Figura 15a), o modelo de Churchill e Bernstein, apresenta uma diferença máxima de $\sim 10\%$. No modelo de Sanitjai e Goldstein foram encontradas diferenças máximas de $\sim 17\%$. Nos dois modelos citados as diferenças máximas são apresentadas em $Re_{d_o} = 6500$. Para números de Re_{d_o} menores, as diferenças máximas encontradas estão na ordem de $\sim 3\%$. Os modelos de Churchill e Bernstein e de Sanitjai e Goldstein possuem um comportamento semelhante para toda a faixa de Re_{d_o} analisado. O modelo de Khan *et al.* apresenta diferenças máximas de $\sim 17\%$, para $Re_{d_o} = 6500$. À medida que o número de Reynolds decresce a diferença cai até $\sim 0,6\%$ para $Re_{d_o} = 3200$.

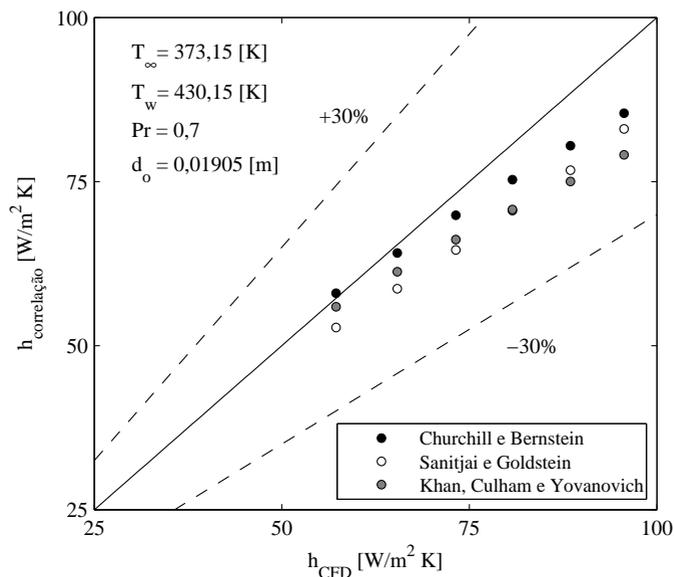
Para o caso do resfriamento (Figura 15b), o modelo de Churchill e Bernstein, apresenta uma diferença máxima de $\sim 11\%$ com relação à simulação numérica.

No modelo de Sanitjai e Goldstein foram encontradas diferenças máximas de $\sim 15\%$. Nos dois modelos citados as diferenças máximas são apresentadas em $Re_{d_o} = 6500$. Para números de Re_{d_o} menores, as diferenças máximas encontradas estão na ordem de $\sim 8\%$ e $\sim 3\%$, para os modelos de Sanitjai e Goldstein e Churchill e Bernstein, respectivamente. O modelo de Khan *et al.* apresenta diferenças máximas de $\sim 20\%$, para $Re_{d_o} = 6500$. A medida que o número de Reynolds decresce a diferença cai até $\sim 2\%$, para $Re_{d_o} = 3200$.

Figura 15 – Comparação dos coeficientes de transferência de calor por convecção para um tubo em escoamento cruzado.



(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção para o tubo em escoamento cruzado e condição de aquecimento.



(b) Coeficiente de transferência de calor por convecção para o tubo em escoamento cruzado e condição de resfriamento.

3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM FEIXES DE TUBOS DESALINHADOS

Feixes de tubos são encontrados em diferentes tipos de trocadores de calor, como por exemplo, trocadores de calor casco – tubo, onde o fluido de um dos fluxos é forçado a escoar transversalmente à parede externa do feixe de tubos. A transferência de calor e o escoamento do fluido através de um feixe de tubos são fenômenos complexos e dependentes primariamente das condições de entrada do fluido, da intensidade da turbulência, da rugosidade superficial externa dos tubos e da geometria do feixe de tubos.

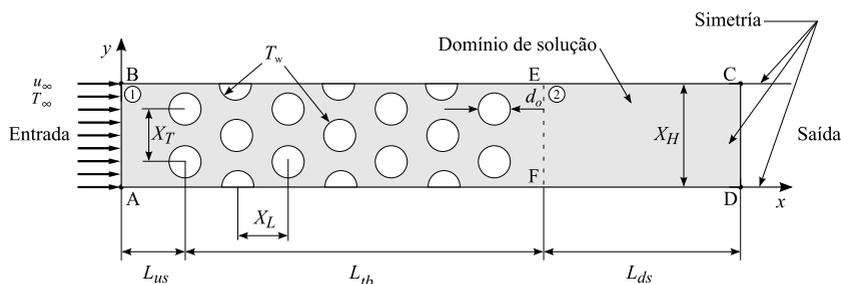
Como já observado anteriormente nesta dissertação, existem na literatura várias correlações experimentais para o número de Nusselt e para a perda de carga neste tipo de escoamento. Dentre as mais conhecidas e recomendadas podem-se destacar as apresentadas no trabalho de Žukauskas e no volume publicado pela ESDU (*Engineering Science Data Unit*) também presente no HEDH (*Heat Exchanger Design Handbook*) (ŽUKAUSKAS *et al.*, 2008), assim como a proposta no trabalho desenvolvido por Gaddis (2010), a qual está proposta no VDI Heat Atlas. Estas correlações são válidas para números de Reynolds e Prandtl bem definidos. Na presente seção propõe-se estudar a perda de carga e a transferência de calor em um feixe de tubos desalinhado (arranjo em quincôncio) mediante simulação numérica. Posteriormente pretende-se comparar as previsões dos resultados numéricos com as correspondentes previsões feitas pelas correlações experimentais.

3.2.1 Domínio de simulação e condições de contorno

Uma vista esquemática do domínio usado na simulação pode ser observada na Figura 16, onde o feixe de tubos é delimitado pela entrada, saída e pelas linhas BC e AD. A espessura do domínio é igual a 0,01 [m]. A largura total do domínio é $X_H = 2 X_D^* X_D$. Para reduzir o efeito da entrada e saída nos resultados usa-se um bloco prévio ao feixe de tubos (*upstream*) $L_{us} = 2 d_o$ [m] e um bloco posterior ao feixe (*downstream*) $L_{ds} = 10,2 d_o$ [m], estes valores foram arbitrariamente selecionados como mostrado em (WANG *et al.*, 2000). O objetivo é eliminar os efeitos das condições de contorno nos resultados. O comprimento total do feixe de tubos é $L_{tb} = 12,5 d_o$.

As condições de contorno são descritas a seguir: variáveis prescritas de temperatura (T_∞) e velocidade uniforme (u_∞) com intensidade turbulenta igual a 5% impostas na entrada (PAUL *et al.*, 2008). Na região da entrada são consideradas que as velocidades nos eixos y e z são zero. Na região da saída considera-se que, se existir recirculação, a temperatura é considerada igual à temperatura de entrada (WANG, 2004). São consideradas condições de simetria nas regiões superior (linha BC) e inferior (linha AD), assim como nos planos no eixo z . Nas superfícies dos tubos (internas no domínio) são consideradas condições de não deslizamento (*no slip*) e temperatura constante prescrita (T_w). O domínio completo inclui 12 fileiras longitudinais e 4 fileiras transversais de tubos, sendo 18 tubos completos e 6 meios tubos, totalizando 24 tubos. O uso de meios tubos permite simular um feixe de tubos infinito e minimizar o efeito da camada limite na parede (PAUL *et al.*, 2008). O regime turbulento em feixes de tubos é considerado para Reynolds maior do que 10^4 (GADDIS, 2010).

Figura 16 – Representação do plano x - y do domínio tridimensional de simulação do feixe de tubos usado.



Na Tabela 4 são apresentados os parâmetros geométricos dos feixes de tubos usados na simulação. Dois casos foram analisados. No caso 1, $X_D^* = \sqrt{2}$ é escolhido por apresentar valores dos espaçamentos diagonais iguais aos presentes nas correlações experimentais. No caso 2, $X_D^* = 1,3229$ foi escolhido porque corresponde ao espaçamento diagonal do trocador de calor que será analisado nas seções seguintes.

O caso 1 foi simulado com ar, água e petróleo, onde u_∞ usada na simulação com ar é igual a 10 [m/s]. Para a água são consideradas velocidades variando de 0,5 a 0,1 [m/s] em intervalos de 0,1 [m/s], além

de 0,05 [m/s]. No caso do petróleo são considerados velocidades livres máximas de 2 [m/s] em intervalos de 0,5 [m/s]. Estes valores de velocidade são escolhidos para garantir que ar, água e petróleo estejam no regime turbulento.

No caso 2, são analisados água e petróleo, pois são os fluidos a serem empregados no protótipo em desenvolvimento no contexto do projeto de pesquisa do LABTUCAL. As velocidades livres máximas serão as mesmas consideradas no caso anterior, isto é, 0,5 a 0,1 [m/s] em intervalos de 0,1 [m/s], além de 0,05 [m/s] para a água e 2 a 0,5 [m/s] em intervalos de 0,5 [m/s] para o petróleo.

Tabela 4 – Parâmetros geométricos dos feixes analisados.

Caso	X_D^*	X_T^*	X_L^*	d_o [m]	Arranjo	Nfileiras [-]	Ncolunas [-]
1	$\sqrt{2}$	2	1	$19,05 \times 10^{-3}$	45	12	4
2	1,3229	1,8709	0,9354	$31,75 \times 10^{-3}$	45	12	4

A Tabela 5 apresenta um resumo dos parâmetros usados na simulação numérica do feixe em escoamento cruzado. Os valores da temperatura de entrada e da parede são arbitrariamente escolhidos para os dois casos analisados.

Tabela 5 – Parâmetros de simulação para o feixe em escoamento cruzado.

Domínio	Caso	u_∞ [m/s]	T_w [K]	T_∞ [K]	Fluido	Pr	Re_{d_o}
Feixe	1	1 – 10	302,15	373,15	Ar	0,7	2223 - 21063
	1	0,05 – 0,5	302,15	373,15	Água	1,65	7913 - 83015
	1	0,5 – 2	353,15	410,15	Petróleo	65	5919 - 23972
	2	0,1 – 0,5	373,15	353,15	Água	1,65	14326 - 140362
	2	0,5 – 2	350,15	410,15	Petróleo	65	5144 - 20765

3.2.2 Análise de convergência de malha

Para estabelecer a influência da malha nos resultados da simulação, foram realizadas duas análises no domínio mostrado na Figura 16. A velocidade máxima, $u_{m\acute{a}x}$, foi considerada no estudo da convergência de malha. Foram feitas análises semelhantes para cada um dos fluidos e casos considerados. Na Figura 17 é mostrada a análise feita para o ar como fluido que escoava externamente ao feixe de tubos.

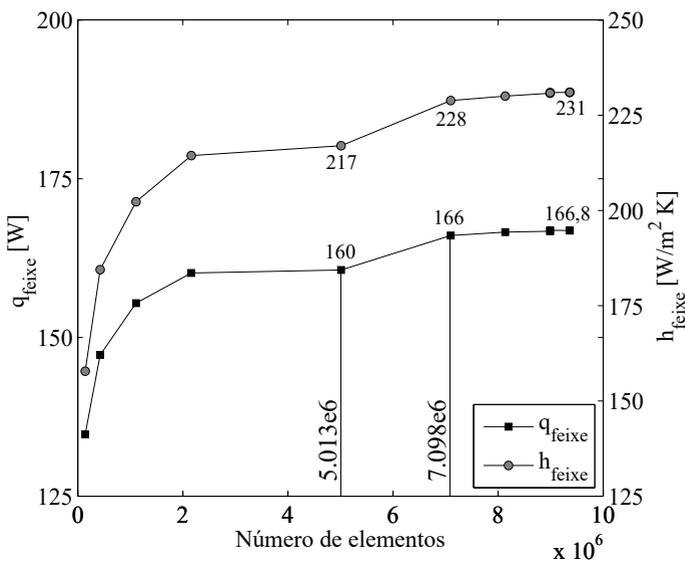
Na primeira análise, criou-se uma malha hexaédrica uniforme no subdomínio 1 (região A, B, E e F) e no subdomínio 2 (região E, F, C e D), sem distinção de tamanho de malha próximo às paredes dos tubos. O tamanho da aresta dos elementos na malha do subdomínio 1 foi gradualmente diminuída desde $\frac{1}{8} d_o$ até que os resultados nos parâmetros analisados possuam uma diferença menor do que 1% entre o valor novo e o anterior calculado. O comprimento da aresta do elemento na malha do subdomínio 2 foi mantida constante com $\frac{1}{6} d_o$. Tanto o problema térmico quanto o hidrodinâmico foram resolvidos para cada variação na aresta dos elementos no subdomínio 1. Na Figura 17, observa-se a variação do coeficiente de transferência de calor no feixe, h_{feixe} , e do calor total trocado no feixe, q_{feixe} , como função do número de elementos presentes no domínio. Pode-se observar que a partir de 7 milhões de elementos, os resultados para o calor transferido e para o coeficiente de transferência de calor permanecem inalterados. Portanto, conclui-se que, para o caso apresentado (ar), 7 milhões de elementos são suficientes para a análise. Os resultados são semelhantes para os outros fluidos estudados. No caso da água, foram necessários 4,5 milhões de elementos e para o caso do petróleo, 4 milhões.

Numa segunda análise, o subdomínio 1 foi subdividido em mais duas regiões (1A e 1B). A região 1A é próxima à superfície do tubo e nela foi criada uma série de camadas de elementos com malha refinada em torno da superfície do cilindro, com o objetivo de captar os gradientes de temperatura na direção radial (LAUNDER; MASSEY, 1978; MALISKA, 2010). Foi empregado como tamanho inicial das camadas o critério referencial dado pelo y^+ , calculados com as Equações 3.7 a 3.9, com velocidade referencial, $u_{\text{máx}}$, calculada como mostrado no Anexo A. O tamanho dos elementos na região 1B e do subdomínio 2 foram considerados os mesmos que os adotados na primeira análise.

Com o objetivo de avaliar os dois tipos de malha estudados, foram extraídos os valores de temperatura e velocidade nas linhas $(H - H')$ e $(I - I')$ da Figura 18. A temperatura e velocidade são normalizadas com respeito da temperatura e velocidade de entrada, enquanto os comprimentos $(H - H')$ e $(I - I')$ são normalizados em função do diâmetro externo do tubo d_o .

As Figuras 19a e 19b mostram o comportamento da temperatura e da velocidade para os dois formatos de malha analisados. Os resultados

Figura 17 – Análise de convergência de malha para o feixe de tubos, caso 1 usando ar como fluido no escoamento externo.



obtidos na presente análise são condizentes com os resultados obtidos por Wang *et al.* (2006) e Watterson *et al.* (1999). A velocidade máxima ocorre perto da parede do tubo e apresenta valores em torno de 2,5 vezes maiores do que a velocidade de entrada. Os perfis de temperatura mostrados na Figura 19b mostram boa concordância entre os dois formatos de malha analisados. Com base nestes resultados, optou-se por usar a malha com camadas refinadas próximas às paredes dos tubos porque não havia recursos computacionais para empregar o mesmo tamanho de malha em todo domínio.

3.2.3 Transferência de calor e perda de carga

O coeficiente transferência de calor médio para o feixe de tubos calculado numericamente é agora comparado com os resultados obtidos usando as correlações empíricas de Žukauskas *et al.* (2008), ESDU e Gnielinski (2010). Para implementar estas três correlações empíricas, foi usada a rotina de cálculo para a previsão da transferência de calor proposta em Žukauskas *et al.* (2008). A estimativa inicial da temperatura

média do fluido, T_b , é o valor médio das temperaturas de entrada e da parede. Em seguida, é calculado o coeficiente de transferência de calor, h_{feixe} , onde é aplicado o conceito de balanço de energia no feixe de tubos. Posteriormente é calculada a temperatura de saída T_o , assim o valor de T_b é atualizado para o valor médio da temperatura de entrada e da saída do feixe. O procedimento foi atualizado até atingir um erro menor do que 10^{-5} , para as diferenças de temperaturas de saída como estabelecido na subseção 3.1.7.

Para o cálculo da perda de carga no feixe de tubos são usados os modelos de Žukauskas e Ulinskas (2008) e Gaddis e Gnielinski (1985). No modelo de Žukauskas e Ulinskas (2008) o parâmetro χ é dado para valores de número de Reynolds fixos e maiores do que 100. No caso de números de Reynolds diferentes dos especificados usa-se uma interpolação logarítmica em função do número de Reynolds. Para o caso de números de Reynolds menores do que 100 usa-se o gráfico apresentado por Žukauskas *et al.* (2008). As propriedades termofísicas dos fluidos foram avaliadas na temperatura média T_b calculada no problema térmico.

Para o caso 2 (valor do espaçamento transversal $X_T^* = 1,8709$) não existe uma correlação específica para o cálculo de $\frac{Eu}{k_1}$ no modelo de Žukauskas. O valor de $\frac{Eu}{k_1}$ para o espaçamento descrito foi calculado para $X_T^* = 1,5$ e $X_T^* = 2$ e depois foi feita uma interpolação linear para o espaçamento de interesse. Os modelos e equações usados no cálculo são apresentados detalhadamente no Anexo A.

Figura 18 – Extrato do domínio de simulação, mostrando as posições de apresentação dos resultados. Coordenadas em metros.

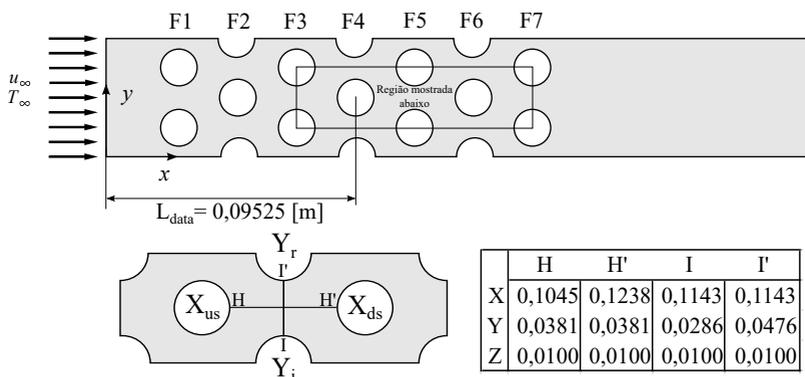
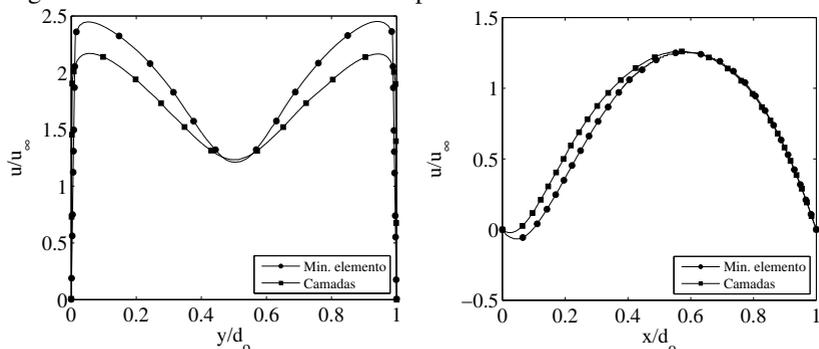
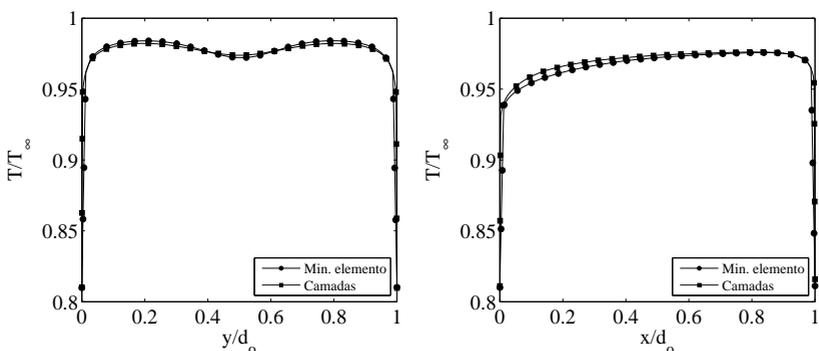


Figura 19 – Perfis de velocidade e temperatura.

(a) Perfis de velocidade em $I - I'$ e $H - H'$.(b) Perfis de temperatura em $I - I'$ e $H - H'$.

3.2.4 Resultados

O coeficiente médio de transferência de calor e a perda de carga para o feixe de tubos para o caso 1 ($X_D^* = \sqrt{2}$) são apresentados nas Figuras 20, 21 e 22. Já os resultados para o caso 2 ($X_D^* = 1,3229$), são apresentados nas Figuras 23 e 24. No eixo x são plotados os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção e a perda de carga calculados usando a ferramenta numérica, enquanto que no eixo y são plotados os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção e a perda de carga calculados usando as respectivas correlações experimentais.

Fluido: ar, caso 1.

Na Figura 20 são apresentados os resultados para o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga para o caso 1. Para a transferência de calor, a correlação da ESDU apresenta previsões próximas dos resultados numéricos na faixa de $6500 < Re_{d_o} < 12500$, com uma diferença máxima de $\sim 8\%$. Já em $Re_{d_o} > 12500$ o modelo apresenta diferenças máximas de $\sim 17\%$.

O modelo de Žukauskas apresenta previsões similares ao modelo da ESDU. Para $Re_{d_o} > 12500$ o modelo apresenta um comportamento mais próximo da solução numérica, com uma diferença máxima de $\sim 13\%$. O modelo de Gaddis - Gnielinski foi o que apresentou as previsões mais próximas às da análise numérica. Para valores de $Re_{\psi, L_c} > 4600$ a diferença máxima é de $\sim 17\%$. Para velocidades baixas (1 ou 2 [m/s]) os três modelos apresentam diferenças máximas de $\sim 31\%$. Como conclusão geral, todos os três modelos comparados apresentam boa concordância na previsão do h_{feixe} para valores de $Re_{d_o} > 10^4$.

As previsões de perda de carga (Figura 20b) são comparadas com os modelos de Žukauskas e Gaddis - Gnielinski. O modelo de Žukauskas sobreestima o valor da perda de carga no feixe em aproximadamente $\sim 12\%$ para valores de $Re_{d_o} > 6500$. Já em números de Reynolds menores, a diferença máxima é de $\sim 30\%$. O modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta uma previsão com uma diferença máxima de $\sim 12\%$ para valores de $Re_{\psi, L_c} > 6500$, entanto que para valores de Reynolds menores a diferença máxima é de $\sim 29\%$.

Como mostrado, as maiores diferenças são atingidas com velocidades da corrente livre baixas. Nestas velocidades, os números de Reynolds obtidos serão menores que os necessários para ter-se regime turbulento totalmente desenvolvido e, conseqüentemente, o modelo de turbulência empregado na solução numérica falha.

Fluido: água, caso 1.

Na Figura 21 são apresentados os resultados para o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga para o caso 1. No cálculo do coeficiente de transferência de calor, usando o modelo da ESDU apresenta previsões mais próximas dos resultados numéricos para velocidades de 0,05 e 0,1 [m/s], com diferenças máximas de $\sim 5\%$. Já em velocidades maiores que 0,2 [m/s] a diferença começa a crescer rapidamente até uma diferença máxima de $\sim 30\%$.

O modelo de Žukauskas apresenta previsões similares que o modelo da ESDU. Em baixas velocidades o modelo subestima as previsões numéricas em $\sim 6\%$. Para velocidades maiores que $0,2$ [m/s] o modelo subestima as previsões numéricas com uma diferença máxima de $\sim 30\%$. Pode-se explicar o comportamento semelhante dos modelos da ESDU e de Žukauskas pelo fato de que a velocidade máxima é calculada da mesma forma, além disto, o modelo para o cálculo do h_{feixe} possui uma forma integral semelhante.

O modelo de Gaddis - Gnielinski possui as previsões mais próximas às feitas pela análise numérica. Para valores de velocidade menores que $0,1$ [m/s], o modelo apresenta uma diferença máxima de $\sim 6\%$. Já em valores de velocidade maiores que $0,2$ [m/s], o modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta diferenças máximas de $\sim 15\%$ quando comparado com a simulação numérica.

As previsões de perda de carga (Figura 21b) são comparadas com os modelos de Žukauskas e Gaddis - Gnielinski. O modelo de Žukauskas subestima o valor da perda de carga no feixe em aproximadamente 15% para cada um dos valores. O modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta uma previsão com uma diferença máxima de $\sim 7\%$ quando comparado com a simulação numérica.

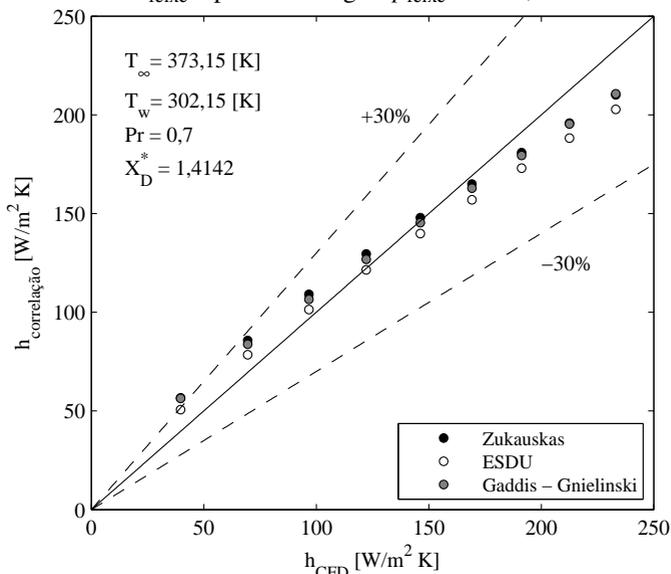
Fluido: petróleo, caso 1.

Na Figura 22 são apresentados os resultados para o coeficiente de transferência de calor e para a perda de carga para o caso 1, considerando um escoamento de petróleo. No cálculo do coeficiente de transferência de calor, a correlação de Gaddis – Gnielinski apresenta diferenças máximas de $\sim 32\%$ para velocidades de até 2 [m/s], quando comparado com os resultados numéricos. Já para velocidades menores, o presente modelo consegue reproduzir os resultados da correlação com diferenças máximas de $\sim 16\%$ para $0,5$ [m/s].

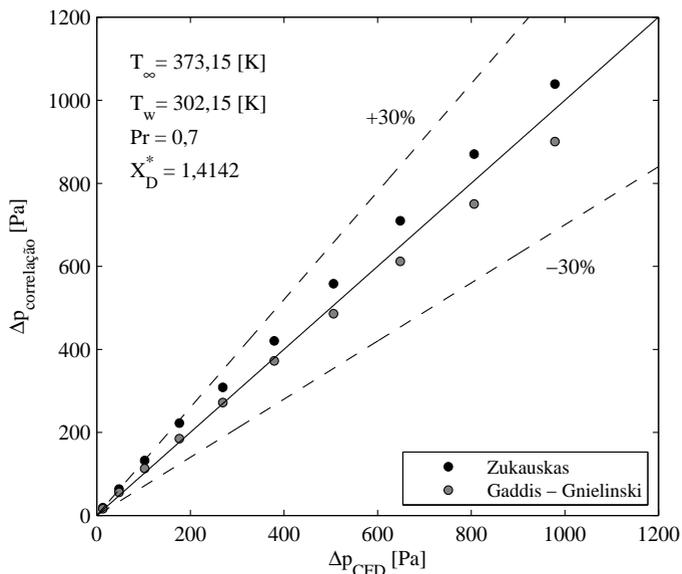
O modelo de Žukauskas apresenta diferenças máximas de até $\sim 60\%$ para velocidades de 2 [m/s] com relação ao modelo numérico. Já em velocidades menores, as diferenças entre o modelo numérico e a correlação experimental mantêm-se quase constantes. O modelo da ESDU apresenta um comportamento semelhante às previsões feitas pelo modelo de Žukauskas. No modelo da ESDU as diferenças máximas ficam em torno de $\sim 62\%$ para velocidades de 2 [m/s] quando comparadas com o modelo numérico.

As previsões de perda de carga (Figura 22b) são comparadas com os modelos de Žukauskas e Gaddis - Gnielinski. O modelo de Žukauskas subestima o valor da perda de carga no feixe em aproximadamente 18% com relação ao modelo numérico. O modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta uma previsão com diferença máxima de até ~50% em baixos números de Reynolds. Para altos números de Reynolds a diferença máxima diminui até ~34%.

Figura 20 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com ar, caso 1.

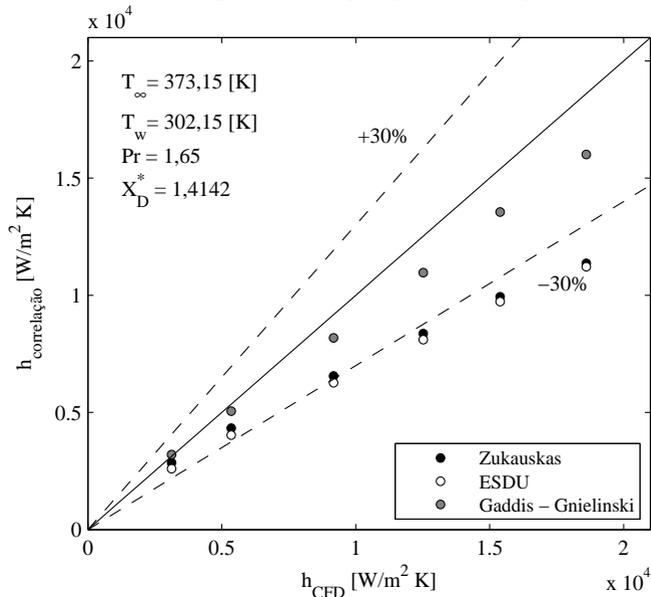


(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção no feixe de tubos para ar.

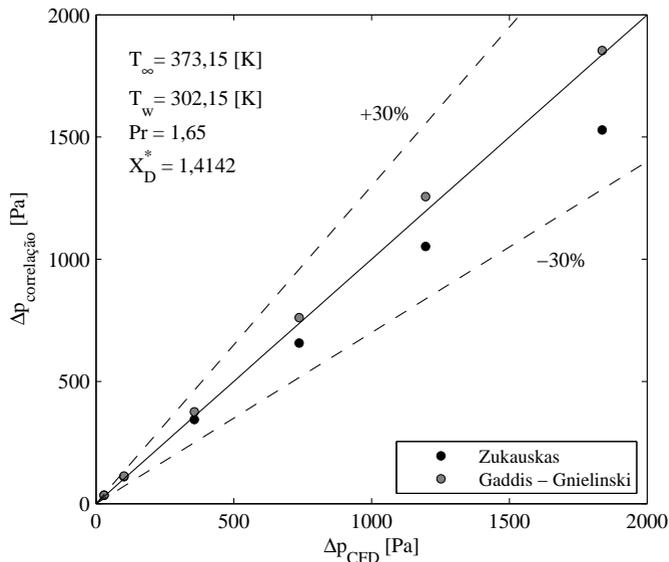


(b) Perda de carga no feixe de tubos com ar.

Figura 21 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com água, caso 1.

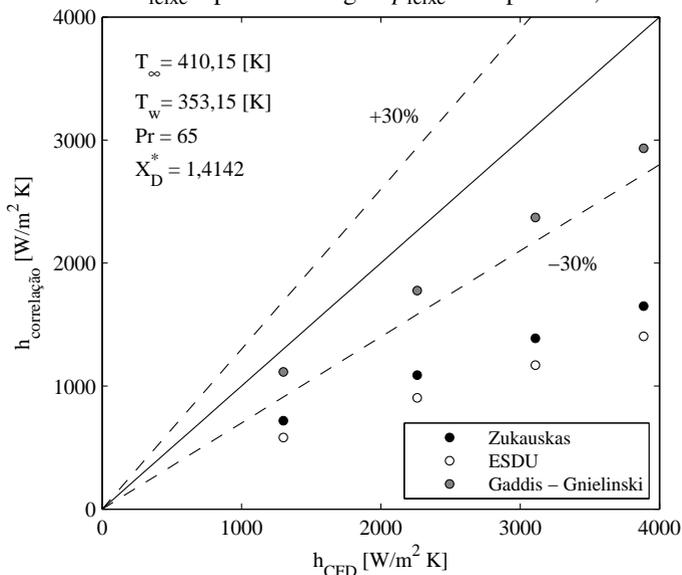


(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção no feixe de tubos para água.

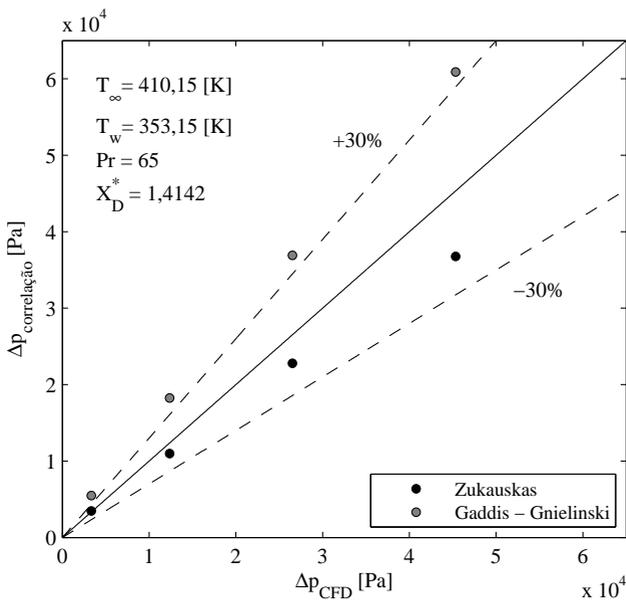


(b) Perda de carga no feixe de tubos com água

Figura 22 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com petróleo, caso 1.



(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção no feixe de tubos para petróleo.



(b) Perda de carga no feixe de tubos com petróleo.

Fluido: água, caso 2.

Na Figura 23 são apresentados os resultados da transferência de calor e a perda de carga para o caso 2, água. No cálculo do coeficiente de transferência de calor, a correlação da ESDU apresenta diferenças de $\sim 17\%$ em velocidades menores que 0,2 [m/s]. Já para velocidades maiores, o presente modelo consegue reproduzir os resultados com diferenças máximas de $\sim 8\%$ para 0,3 [m/s] e $\sim 12\%$ para 0,4 e 0,5 [m/s]. O modelo de Žukauskas apresenta previsões similares às do modelo da ESDU. O modelo de Gaddis - Gnielinski possui as menores diferenças com relação ao do modelo numérico, com $\sim 10\%$ para toda a faixa de velocidades.

As previsões de perda de carga (Figura 23b) são comparadas com os modelos de Žukauskas e Gaddis - Gnielinski. O modelo de Žukauskas subestima o valor da perda de carga no feixe em aproximadamente 8% para toda a faixa analisada. O modelo de Gaddis - Gnielinski sobrestima os valores obtidos numericamente para a perda de carga, apresentando uma diferença máxima de $\sim 6\%$ para valores de velocidade maiores que 0,3 [m/s]. Já em velocidades menores, o modelo sobrestima a previsão da perda de carga em $\sim 10\%$.

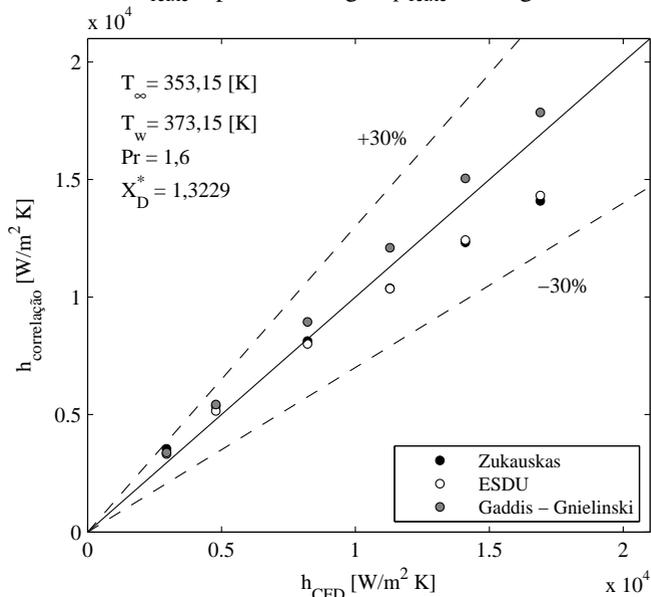
Fluido: petróleo, caso 2.

Na Figura 24 são apresentados os resultados para os coeficientes de transferência de calor e as perdas de carga para o caso 2, petróleo. No cálculo do coeficiente de transferência de calor, observa-se um comportamento semelhante ao caso 1 (Figura 22), onde a correlação de Gaddis - Gnielinski apresenta diferenças máximas de $\sim 24\%$ para velocidades de até 2 [m/s], enquanto que para velocidades menores, o presente modelo consegue reproduzir os resultados com diferenças máximas de $\sim 19\%$ para 0,5 [m/s]. O modelo de Žukauskas apresenta diferenças máximas de até $\sim 60\%$ para velocidades de 2 [m/s]; em velocidades menores, as diferenças entre o modelo numérico e a correlação experimental mantêm-se quase constantes. O modelo da ESDU apresenta um comportamento semelhante ao modelo de Žukauskas. No modelo da ESDU as diferenças máximas ficam em torno de $\sim 65\%$ para velocidades de 2 [m/s].

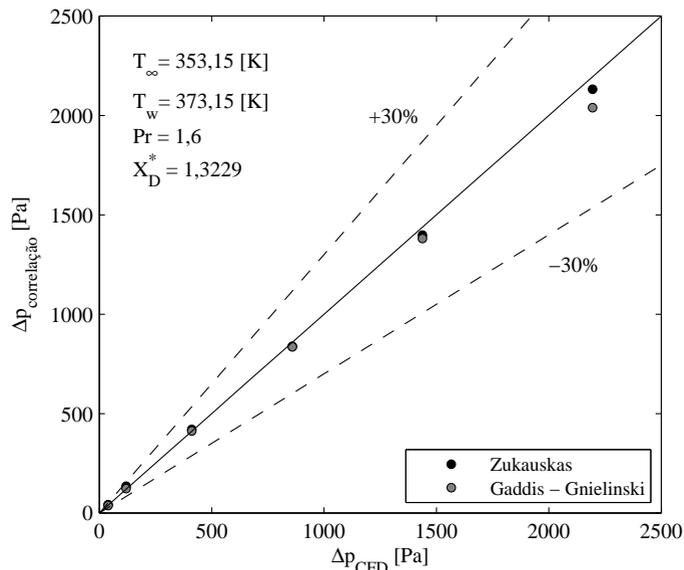
As previsões de perda de carga numéricas (Figura 24b) são comparadas com os modelos de Žukauskas e Gaddis - Gnielinski. O modelo de Žukauskas subestima o valor da perda de carga no feixe em aproximadamente 25%. O modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta uma previsão com uma diferença máxima de até $\sim 42\%$ em baixos números de

Reynolds. Para altos números de Reynolds a diferença máxima diminui até ~29%.

Figura 23 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com água, caso 2.

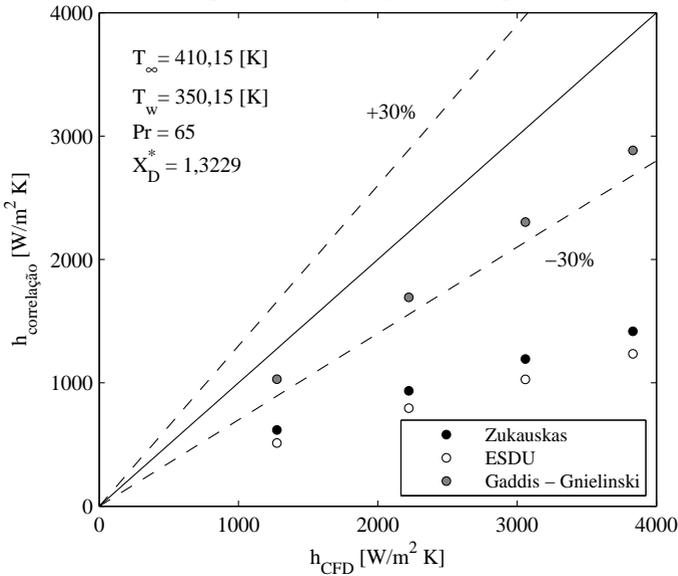


(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção no feixe de tubos para água.

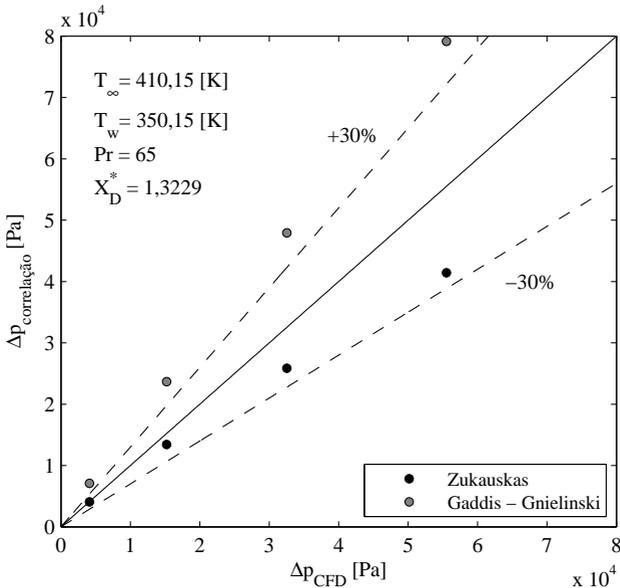


(b) Perda de carga no feixe de tubos com água.

Figura 24 – Comparação do coeficiente de transferência de calor por convecção h_{feixe} e perda de carga Δp_{feixe} com petróleo, caso 2.



(a) Coeficiente de transferência de calor por convecção no feixe de tubos para petróleo.



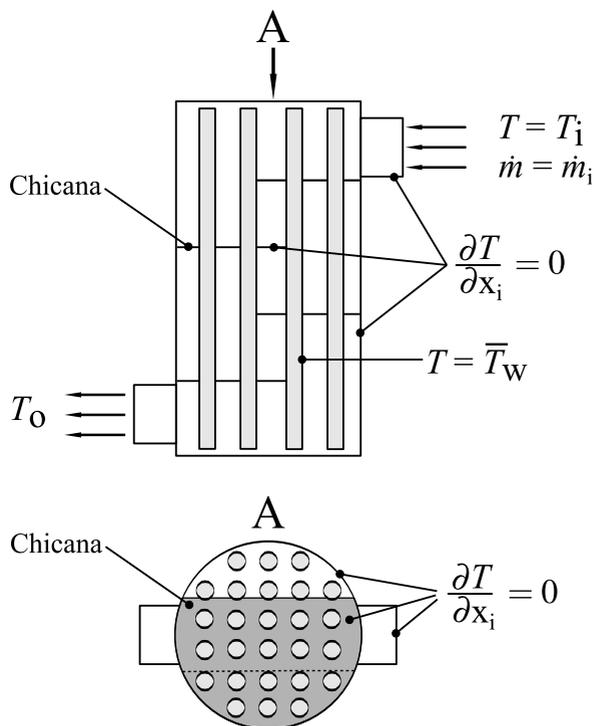
(b) Perda de carga no feixe de tubos com petróleo.

3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NA REGIÃO DO CASCO

3.3.1 Domínio de simulação e condições de contorno

Nesta seção são estudadas numericamente a perda de carga e a transferência de calor para o trocador de calor mostrado na Figura 11, considerando uma simulação desacoplada, ou seja, com cascos independentes, sem transferência de calor de um casco para outro. Aqui são comparados os modelos semianalíticos de Gaddis e Gnielinski e Bell contra o modelo numérico. As características geométricas de cada um dos cascos são mostradas na Tabela 2. O domínio de simulação usado na análise desacoplada é mostrado na Figura 25 e corresponde ao conceito de modelo completo (*whole model*) apresentado por Yang *et al.* (2014).

Figura 25 – Domínio de simulação e condições de contorno para o trocador de calor casco – tubos.



As condições de contorno são descritas a seguir. São prescritas temperatura (T_∞) e fluxo mássico uniforme (\dot{m}_∞) com intensidade turbulenta igual a 5% impostas na entrada. Na região da entrada do bocal considera-se que os fluxos mássicos nos eixos y e z são zero. São considerados gradientes nulos de fluxo (adiabático) nas chicanas, corpo do trocador e bocais (OZDEN; TARI, 2010; MOREIRA *et al.*, 2015). Na superfície do tubo (internas no domínio) são consideradas condições de não deslizamento (*no slip*) e temperatura constante prescrita (T_w). O domínio completo inclui 28 tubos. O regime turbulento na região do casco é considerado quando $Re_s > 100$ (SHAH; SEKULIC, 2003). É importante notar que as condições de contorno descritas são válidas para as duas simulações, ou seja, para o condensador e o evaporador. Os valores das variáveis, tamanho dos elementos da malha e fluido adotado no estudo são definidos respectivamente para cada análise e descritos a seguir.

3.3.2 Variáveis de simulação no condensador

Para a análise numérica do condensador desenvolvida nesta seção são feitas as seguintes considerações. O tamanho de malha usado no presente domínio corresponde a aquele obtido na análise do feixe de tubos feito na seção 3.2, caso 2. O fluido usado no interior do casco é água, onde as propriedades usadas correspondem às citadas na subseção 3.1.3. Os parâmetros de controle e simulação são considerados os mesmos listados na subseção 3.1.5.

Na superfície dos tubos é considerada uma temperatura prescrita constante e igual à $T_{w,cond} = 329,76$ [K]. Na entrada do condensador é considerado um fluxo mássico de 0,5 [kg/s] e temperatura constante na entrada de $T_{i,cond} = 298,15$ [K].

3.3.3 Variáveis de simulação no evaporador

Para a análise numérica do evaporador desenvolvida nesta seção são feitas as seguintes considerações. O tamanho de malha usado no presente domínio corresponde a aquele obtido na análise do feixe de tubos feito na seção 3.2, caso 2. O fluido usado no interior do casco é petróleo onde as propriedades usadas correspondem às citadas na subseção 3.1.3. Os parâmetros de controle e simulação são considerados os mesmos

listados na subseção 3.1.5.

Na superfície dos tubos é considerada uma temperatura prescrita constante ao longo do tubo igual à $T_{w,cond} = 350,34$ [K]. Na entrada do evaporador é considerado um fluxo mássico de 1 [kg/s] e temperatura constante de $T_{i,cond} = 410,15$ [K].

A Tabela 6 apresenta um resumo das condições de contorno e de simulação usados na avaliação computacional do evaporador e condensador desenvolvidos nesta seção.

Tabela 6 – Condições de contorno usadas na simulação do evaporador e condensador.

Condição de contorno	Tipo	Condensador	Evaporador
Entrada	$T = T_i$	298,15 [K]	410,15 [K]
Tubo	$T = T_w$	329,76 [K]	350,34 [K]
Chicana		–	–
Corpo	$\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0$	–	–
Bocais		–	–
Parâmetro	Tipo	Condensador	Evaporador
\dot{m}_i	Constante	0,5 [kg/s]	1 [kg/s]
Turbulência	–	modelo $k - \epsilon$	
Fluido	–	Água	Petróleo

3.3.4 Modelos semianalíticos usados na comparação

Como citado anteriormente, são usados os modelos de Gaddis e Gnielinski e de Bell para a análise comparativa. As seguintes considerações feitas aos modelos semianalíticos são listadas a seguir.

Modelo de Bell - Delaware segundo mostrado em Shah e Sekulic (2003). Os valores de h_{feixe} e Δp_{feixe} são calculados usando os fatores experimentais de Colburn mostrados em Ravagnani *et al.* (2011). A perda de carga nos bocais foi estimada usando a expressão dada por Gaddis e Gnielinski (1997). Este método foi nomeado como método de Bell - Colburn.

Modelo de Bell - Delaware usando o modelo para feixes de tubos para a perda de carga dado por Martin (2002). São usadas considerações dadas por Shah e Sekulic (2003). Este método foi nomeado como método

de Bell - Martin.

Modelo de Gaddis - Gnielinski como mostrado em Gaddis e Gnielinski (2010) para a transferência de calor e Gaddis e Gnielinski (1997) para a perda de carga. Neste modelo são considerados outros parâmetros como o número de menores conexões (N_{mc}), de resistências principais no final do escoamento cruzado (N_{mre}) e a distância mínima entre o casco e o tubo (e_1). Este método foi nomeado como método de Gaddis - Gnielinski. Os parâmetros citados podem ser estimados, respectivamente, usando as expressões descritas a seguir:

$$N_{mc} = N_{t,central} - 1;$$

$$N_{t,central} = N_{mre} = \left\lfloor \frac{D_s}{X_l} \right\rfloor; \quad (3.10)$$

$$e_1 = \frac{(D_s - D_{out})}{2}.$$

3.3.5 Resultados

Na Tabela 7 são mostrados os resultados obtidos da simulação numérica assim como dos correspondentes modelos semianálíticos usados para a análise comparativa.

Tabela 7 – Resultados numéricos e semianálíticos para o evaporador e condensador.

	Condensador		Evaporador	
	h_s [W/m ² K]	Δp_s [Pa]	h_s [W/m ² K]	Δp_s [Pa]
CFD	927,847	78,121	152,968	507,594
Bell – Colburn	940,290	73,150	145,247	435,589
Gaddis – Gnielinski	1313,225	89,188	171,869	369,807
Bell – Martin	–	93,548	–	–

Condensador

No caso do condensador os parâmetros analisados correspondem ao coeficiente de transferência de calor h_s e a perda de carga Δp_s no casco. Para a transferência de calor, os modelos de Bell - Colburn, Gaddis – Gnielinski apresentam uma diferença máxima de $\sim 2\%$ e de $\sim 40\%$ para

o fluxo mássico analisado, respectivamente. As diferenças das previsões usando o modelo de Gaddis – Gnielinski podem ser explicadas pelo fato que essa correlação foi desenvolvida para um espaçamento transversal de $2 \leq X_T^* \leq 2,2$, enquanto que no presente caso é usado $X_T^* = 1,87$. No caso da perda de carga no casco os modelos de Bell - Colburn, Gaddis – Gnielinski e Bell – Martin apresentam diferenças máximas com relação aos resultados CFD de $\sim 6\%$, $\sim 14\%$ e $\sim 19\%$, respectivamente.

Evaporador

A transferência de calor na região do evaporador mostra boa concordância entre os resultados numéricos e os modelos semianáliticos. Os modelos de Bell - Colburn e Gaddis – Gnielinski apresentam diferenças máximas de $\sim 5\%$ e de $\sim 12\%$ para o fluxo mássico analisado, respectivamente. No caso da perda de carga no casco os modelos de Bell - Colburn e Gaddis – Gnielinski apresentam diferença máxima com relação aos resultados CFD de $\sim 14\%$, $\sim 27\%$, respectivamente.

4 ANÁLISE NUMÉRICA DO TROCADOR DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES

Neste capítulo é realizada uma análise numérica do trocador de calor casco – casco termossifões. Inicialmente é apresentado o desenvolvimento do procedimento numérico de acoplamento térmico de um único termossifão imerso em dois escoamentos cruzados de duas correntes fluidas distintas, um escoamento sobre o evaporador e outro sobre o condensador. Em seguida, são desenvolvidos o acoplamento térmico para um feixe de termossifões entre duas correntes fluidas e finalmente o acoplamento térmico para o trocador de calor casco – casco termossifões completo.

4.1 ACOPLAMENTO NUMÉRICO DE UM ÚNICO TERMOSSIFÃO

O procedimento numérico para o acoplamento térmico de um termossifão entre duas correntes fluidas é resultado da interação dos fenômenos de mudança de fase internos e da convecção forçada monofásica externa. Como descrito no seção 2.6 entende-se por acoplamento térmico a capacidade do termossifão em conectar termicamente a fonte (que fornece calor ao evaporador) ao sumidouro de calor (que remove o calor do condensador). A condição de equilíbrio térmico é considerada atingida quando a diferença entre as taxas de transferência de calor do evaporador para o condensador é menor do a tolerância α , definida previamente.

Atualmente, o acoplamento térmico do termossifão pode ser feito usando abordagens semianalíticas ou numéricas. Na abordagem semianalítica, é usado o conceito de resistência térmica equivalente, como mostrado na subseção 2.6, onde as respectivas resistências internas e externas são calculadas usando correlações semianalíticas. Já a abordagem numérica vem sendo desenvolvida em duas partes: transferências externas e internas. Os processos de convecção externa são modelados usando correlações experimentais. Por outro lado, os processos internos de mudança de fase podem ser modelados usando o método VoF (*Volume of fluid*) (ALIZADEHDAKHEL *et al.*, 2010). O método VoF apresenta boa concordância na estimativa do coeficiente de transferência de calor por condensação, mas apresenta divergência na estimativa do coefici-

ente de transferência de calor por ebulição quando comparados contra dados experimentais, devido à não consideração da ebulição na interface do líquido superaquecido e dos sites de nucleação na parede (LECKI; GORECKI, 2014).

No presente trabalho será aplicada outra abordagem para o modelo numérico: os processos de ebulição e condensação presentes no interior do termossifão são tratados usando o conceito de resistência térmica equivalente, que mesmo sendo uma abordagem simples apresenta robustez e acurácia (SHABGARD *et al.*, 2015). A convecção forçada externa é calculada usando o procedimento numérico mostrado na seção 3.1.

4.1.1 Domínio de simulação e condições de contorno

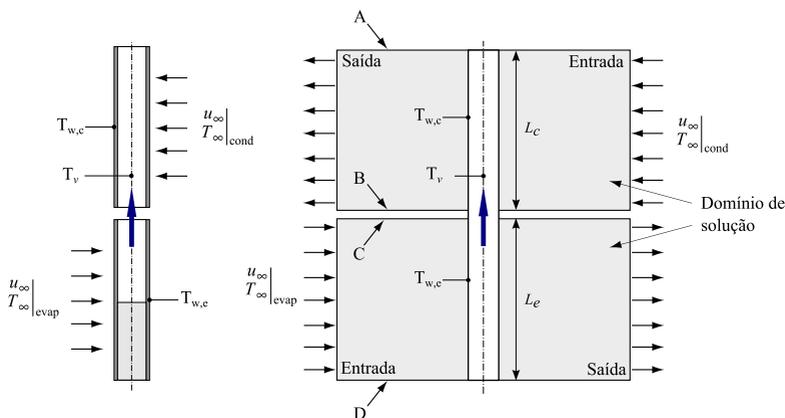
Nesta seção é apresentado o procedimento para o acoplamento térmico de um único termossifão em escoamento cruzado. Na Figura 26 mostra-se o domínio, que é, na verdade, tridimensional, usado na análise numérica. As regiões inferior e superior correspondem ao evaporador e condensador, respectivamente, sendo que a secção adiabática é desconsiderada da análise. As condições de contorno adotadas são: variáveis prescritas de temperatura (T_∞) e velocidade uniforme (u_∞) com intensidade turbulenta igual a 5% impostas na entrada. Na região da entrada é considerado que as velocidades nos eixos y e z são zero. Na região da saída considera-se que, se existir recirculação, a temperatura considerada é igual à temperatura de entrada (WANG, 2004). São considerados planos de simetria nas superfícies A, B, C e D. Na superfície do tubo são consideradas condições de não deslizamento (*no slip*) e temperatura constante prescrita (T_w).

4.1.2 Acoplamento térmico de um termossifão entre duas correntes fluidas

Na Figura 27 é apresentado o diagrama de fluxo usado no acoplamento térmico das duas correntes fluidas pelo termossifão, onde todos os cálculos são desenvolvidos pela própria ferramenta numérica. O diagrama segue o conceito do modelo de acoplamento apresentado anteriormente na Figura 9. O primeiro passo corresponde à definição dos parâmetros geométricos, do calor trocado pelo tubo (que deve ser estimado já que ele

ainda não é conhecido), das temperaturas de entrada e dos fluxos mássicos (ou velocidades) no evaporador e no condensador. A estimativa inicial da temperatura de vapor T_v pode ser calculada usando a Equação 2.57.

Figura 26 – Domínio de simulação e condições de contorno para o acoplamento numérico de um único termossifão em escoamento cruzado.

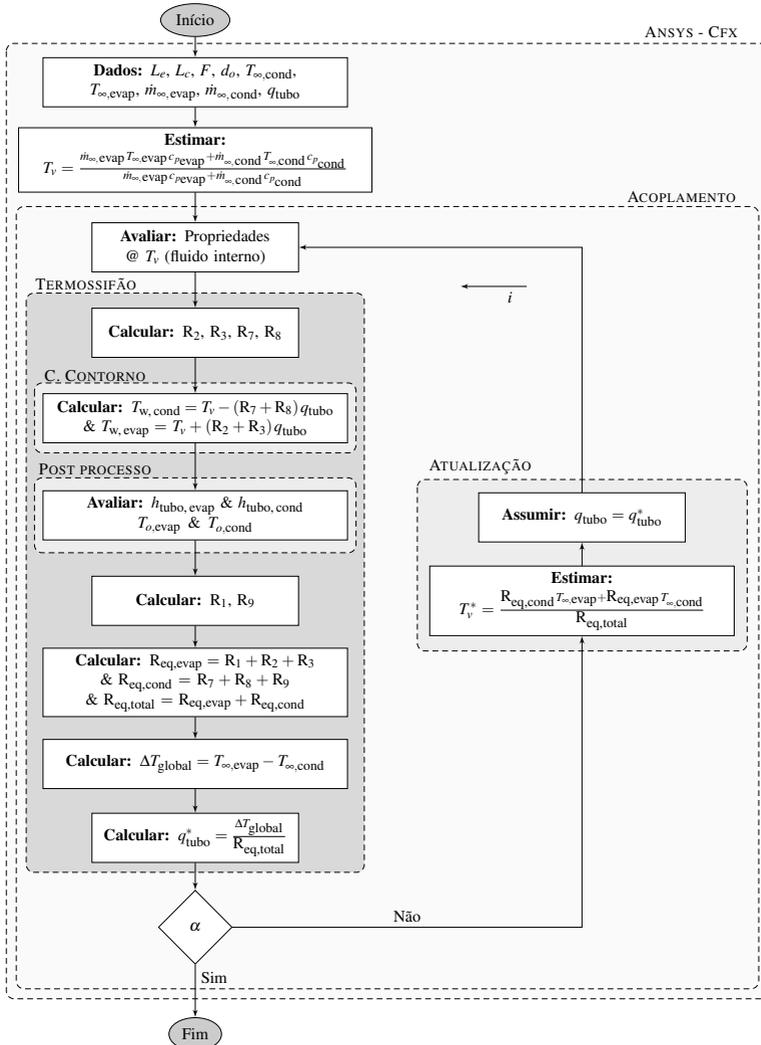


Uma vez conhecida uma estimativa inicial da temperatura do vapor, são avaliadas as propriedades do fluido de trabalho do termossifão, para posteriormente se calcular as resistências R_2 , R_3 , R_7 e R_8 , as quais, junto com T_v , são usadas para o cálculo das temperaturas externas de parede tanto no evaporador quanto no condensador. Com as condições de contorno estabelecidas, são simulados os escoamentos ao redor do evaporador e do condensador do termossifão. Após as simulações numéricas nos dois escoamentos serem desenvolvidas, são calculados o coeficiente de transferência de calor por convecção, bem como o calor total transferido do evaporador para o condensador. Posteriormente são comparados os valores das taxas de transferência de calor calculadas; se a diferença entre elas for menor do que a tolerância α , o acoplamento térmico é atingido. Se o critério anterior não for satisfeito, são estimadas novamente a temperatura de vapor, das paredes e taxas de transferência de calor até o equilíbrio térmico ser atingido, como explicado a seguir.

Para a retroalimentação do procedimento, é usado o conceito de resistência térmica equivalente descrito na seção 2.7, juntamente com o conceito de variação de temperatura global para o cálculo da nova estimativa do calor total trocado pelo termossifão. A nova estimativa da

temperatura de vapor é feita considerando as resistências equivalentes no evaporador e no condensador ponderadas pelas temperaturas de entrada de cada uma das correntes.

Figura 27 – Fluxograma de acoplamento numérico de um único termostifão transferindo calor entre duas correntes fluidas em escoamento cruzado.



4.1.3 Teste do procedimento de acoplamento entre duas correntes gasosas

Para o teste do acoplamento de um único termossifão entre duas correntes fluidas são consideradas duas correntes de ar que escoam externamente ao evaporador e ao condensador, enquanto que a água é considerada como o fluido de trabalho do termossifão. Para o evaporador e condensador são usadas as seguintes considerações. A malha usada no presente domínio corresponde a aquela obtida na análise do tubo em fluxo cruzado desenvolvido na seção 3.1. Na região de entrada do evaporador é considerada uma velocidade fixa igual a 10 [m/s]. Também é considerada uma temperatura constante prescrita de $T_{in, evap} = 430,15$ [K]. Na região de entrada do condensador é considerada uma velocidade fixa igual a 8 [m/s] e temperatura constante de $T_{in, cond} = 300,15$ [K].

As propriedades do ar e da água correspondem às citadas na seção 3.1.3. Os parâmetros de controle e simulação são considerados os mesmos listados na seção 3.1.5. Nas superfícies dos termossifões do condensador e do evaporador são consideradas temperaturas prescritas constantes $T_{w, cond}$, $T_{w, evap}$, que são atualizadas a cada iteração e são dependentes da temperatura de vapor T_v e do calor transferido pelo tubo q_{tubo} . Tanto para o acoplamento semianalítico quanto para o numérico, foram usadas as características geométricas definidas na Tabela 8. Os resultados serão apresentados no capítulo 5 a seguir.

Tabela 8 – Parâmetros geométricos para o acoplamento do termossifão.

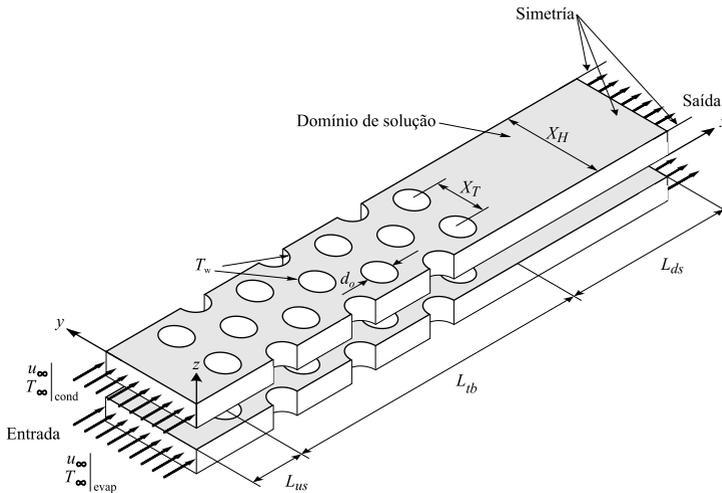
Parâmetros	Caso 1
d_o [m]	$19,05 \times 10^{-3}$
e [m]	$2,5 \times 10^{-3}$
k_p [W/mK]	41,99
L_c [m]	155×10^{-3}
L_e [m]	155×10^{-3}
F [-]	0,6
P_{atm} [Pa]	101300
Fluido (evap/cond)	ar / ar
Fluido trabalho	água

4.2 ACOPLAMENTO NUMÉRICO DO FEIXE DE TERMOSSIFÕES

4.2.1 Domínio de simulação e condições de contorno

Nesta seção é apresentado o procedimento numérico para o acoplamento térmico de um feixe de termossifões entre duas correntes fluidas em escoamento externo. Na Figura 28 mostra-se o domínio de simulação usado para este caso, assim como o volume de controle usado na análise numérica, o qual é igual ao mostrado anteriormente na Figura 16. As regiões inferior e superior do domínio correspondem ao evaporador e condensador respectivamente, sendo que a seção adiabática é desconsiderada da análise.

Figura 28 – Domínio de simulação e condições de contorno para o acoplamento numérico do feixe de termossifões entre duas correntes fluidas.



As condições de contorno adotadas são: na entrada, a temperatura (T_∞) e a velocidade uniforme (u_∞) são prescritas, esta última com intensidade turbulenta igual a 5%, ainda na região da entrada são consideradas que as velocidades nos eixos y e z são zero; já na região da saída, considera-se que, se existir recirculação, a temperatura considerada e igual à temperatura de entrada (WANG, 2004). São considerados ainda planos de simetria nas superfícies superior (linha BC) e inferior (linha AD), mostrados na Figura 16. Na superfície do tubo (internas no domí-

nio) e os arcos adjacentes às linhas BC e AD são consideradas condições de não deslizamento (*no slip*) e temperatura constante prescrita (T_w). O domínio completo inclui 12 fileiras longitudinais e 4 fileiras transversais de tubos, totalizando 24 tubos tanto para o condensador e o evaporador. Note-se que as condições descritas são válidas para as duas simulações (condensador e evaporador), mas que os valores das variáveis, malha usada, fluido usado são definidos respectivamente para cada uma das análises.

Como citado na seção 4.1, os processos de mudança de fase presentes no termossifão podem ser simulados usando o método VoF, mas o uso deste método é ainda restrito na simulação de feixes de tubos de calor ou termossifões devido à alta complexidade do fenômeno. Uma forma de evitar o acoplamento dos fenômenos físicos interno (ebulição e condensação) e externo (convecção externa monofásica), considera-se a condutividade térmica como constante ao longo do termossifão (RAMOS *et al.*, 2014).

Neste trabalho, os processos internos de mudança de fase são tratados usando o conceito de resistência térmica equivalente, como descrito na seção 2.7. A convecção forçada externa é simulada usando o procedimento mostrado na seção 3.2. Para o presente estudo, foram usadas características geométricas do feixe de termossifões mostradas na Tabela 9.

4.2.2 Acoplamento térmico de um feixe de tubos entre duas correntes fluidas

O acoplamento térmico entre o escoamento ao redor dos evaporadores e o escoamento ao redor dos condensadores foi desenvolvido para o caso 1, analisado na seção 3.2. Na Figura 29 é apresentado o diagrama de fluxo usado no acoplamento térmico do feixe de termossifões, onde todos os cálculos são desenvolvidos pela ferramenta numérica de CFD. O diagrama segue o conceito do modelo de acoplamento térmico apresentado na Figura 10. O primeiro passo corresponde à definição dos parâmetros geométricos, à estimativa do calor trocado por tubo, à prescrição das temperaturas de entrada e os fluxos mássicos (ou velocidades) no evaporador e no condensador. A estimativa inicial da temperatura de vapor T_v é dada pela Equação 2.57.

Com a estimativa inicial da temperatura do vapor, são avaliadas

Tabela 9 – Parâmetros geométricos para o acoplamento do feixe de termossifões.

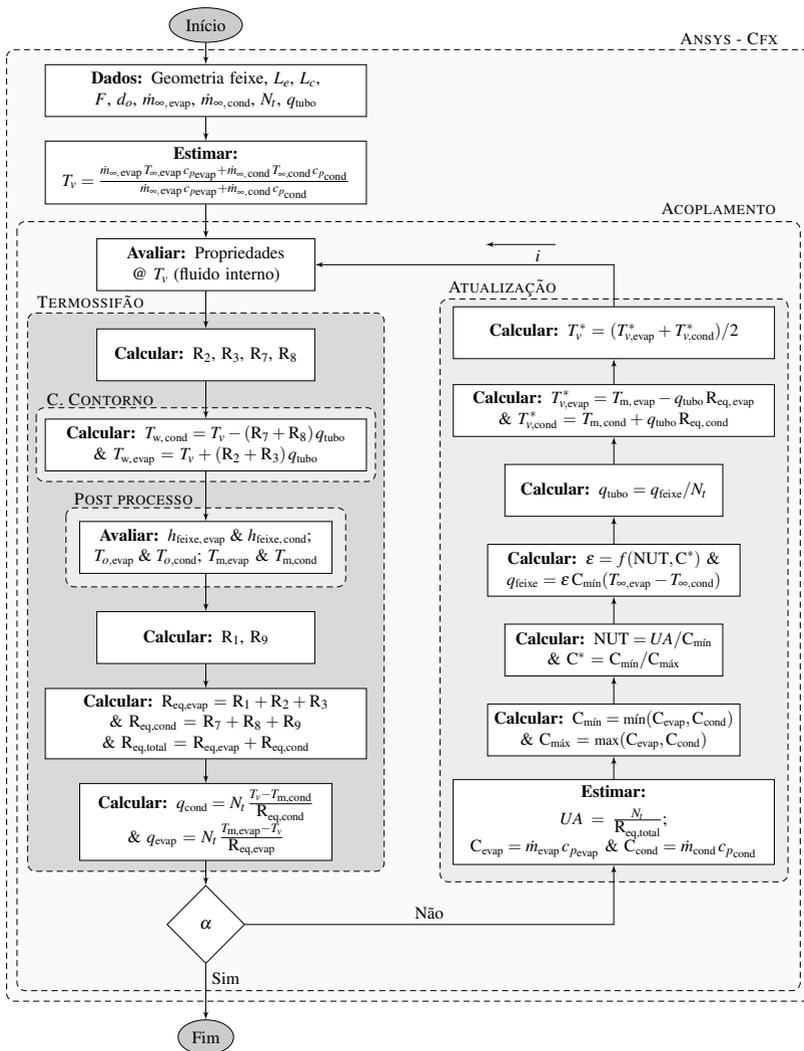
Parâmetros	Caso 1
d_o [m]	$19,05 \times 10^{-3}$
X_D^* [-]	$\sqrt{2}$
e [m]	$2,5 \times 10^{-3}$
k_p [W/mK]	41,99
L_c [m]	10×10^{-3}
L_e [m]	10×10^{-3}
F [-]	0,6
P_{atm} [Pa]	101300
Fluido (evap/cond)	Água / Água
Fluido trabalho	Água
N_t	24
X_H [m]	$76,19 \times 10^{-3}$

as propriedades do fluido de trabalho, para posteriormente calcular as resistências R_2 , R_3 , R_7 e R_8 , as quais junto com T_v são usadas para o cálculo das temperaturas externas de parede tanto no evaporador quanto no condensador. Com as condições de contorno estabelecidas, são simulados acopladamente os escoamentos das correntes fluidas externas ao feixe de termossifões. Após as simulações numéricas dos escoamentos serem desenvolvidas, são calculados o coeficiente de transferência de calor por convecção, as taxas de transferência de calor do escoamento para o feixe nos evaporadores e nos condensadores para o outro escoamento. Posteriormente, são comparados os valores absolutos destas duas taxas de transferência de calor. Se a diferença entre eles for menor do que a tolerância especificada α (Equação 4.1), o acoplamento térmico é considerado atingido, enquanto que se o critério anterior não for satisfeito, são estimadas novamente a temperatura de vapor, das paredes e as taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador até o equilíbrio térmico ser atingido, ou seja:

$$\alpha = \left| \frac{q_{evap} - q_{cond}}{q_{evap}} \right| \leq 1\% \quad (4.1)$$

Para a retroalimentação do acoplamento térmico, é usado o conceito de resistência térmica equivalente descrito na seção 2.7, junto com

Figura 29 – Fluxograma de acoplamento numérico de um feixe de termosifões.



o conceito de ε - NUT para o cálculo da nova estimativa da taxa de transferência de calor total pelo feixe de tubos. Uma nova estimativa da temperatura de vapor é feita considerando o calor trocado por tubo e a temperatura média do domínio calculada pela ferramenta numérica.

4.2.3 Teste do procedimento numérico de acoplamento de um feixe de termossifões entre duas correntes líquidas

Para o teste do acoplamento de um feixe de termossifões entre duas correntes, é empregada água (líquida) como fluido no escoamento externo, tanto no evaporador quanto no condensador. Água também é empregada como fluido de trabalho dos termossifões. Tanto para o condensador quanto para o evaporador são feitas as seguintes considerações. A malha usada no domínio corresponde à aquela obtida na análise do feixe de tubos feito na seção 3.2, caso 1. Na região de entrada é considerada uma velocidade fixa de 0,5 [m/s] e temperatura constante de $T_{in,evap} = 373,15$ [K]. Na análise numérica do condensador são usadas as seguintes considerações. A malha usada no domínio também corresponde a aquele obtido na análise do feixe de tubos feito na seção 3.2, caso 1. Na região de entrada é considerada uma velocidade fixa de 0,4 [m/s] e temperatura constante de $T_{in,cond} = 310,15$ [K].

As propriedades da água correspondem às citadas na seção 3.1.3. Os parâmetros de controle e simulação são considerados os mesmos listados na seção 3.1.5. Nas superfícies dos termossifões são consideradas temperaturas prescritas constantes $T_{w,cond}$ e $T_{w,evap}$ no condensador e no evaporador, respectivamente, calculadas em função da temperatura de vapor T_v e da taxa de transferência de calor por tubo q_{tubo} .

4.3 ACOPLAMENTO NUMÉRICO DO TROCADOR DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES

Moreira *et al.* (2015) compararam a ferramenta desenvolvida no Laboratório de Tubos de Calor para o projeto de trocadores de calor com termossifões contra uma simulação numérica simplificada. Como mencionado anteriormente no Capítulo 2, a ferramenta de projeto de trocadores de calor com termossifões se baseia inteiramente em correlações disponíveis na literatura tanto para os fenômenos internos ao termossifão, ou seja, mudança de fase, quanto aos escoamentos externos ao termossifão. A simulação simplificada desenvolvida naquele trabalho considera o evaporador e o condensador desacoplados, ou seja, simulações independentes para cada um dos cascos, semelhante à análise feita na seção 3.3. Ainda naquele trabalho, são consideradas temperaturas prescritas nas paredes dos termossifões, nas regiões do evaporador e do condensador,

as quais são obtidas dos resultados da ferramenta de projeto desenvolvida no LABTUCAL. Foram consideradas temperaturas e pressões prescritas na entrada e fluxo mássico prescrito na saída. Condições adiabáticas para as chicanas e o casco foram consideradas assim como condições de não deslizamento (*no slip*) e o campo gravitacional foi desconsiderado.

Os resultados do trabalho desenvolvido por Moreira *et al.* mostraram uma diferença de aproximadamente 27% nas previsões das taxas de transferências de calor do evaporador para o condensador, o que pode ser explicado pelo fato de as simulações dos escoamentos externos serem desacopladas.

Para resolver este problema, no presente trabalho pretende-se desenvolver uma metodologia, também baseada em simulação numérica, que acople termicamente trocadores de calor assistidos por termossifões bifásicos.

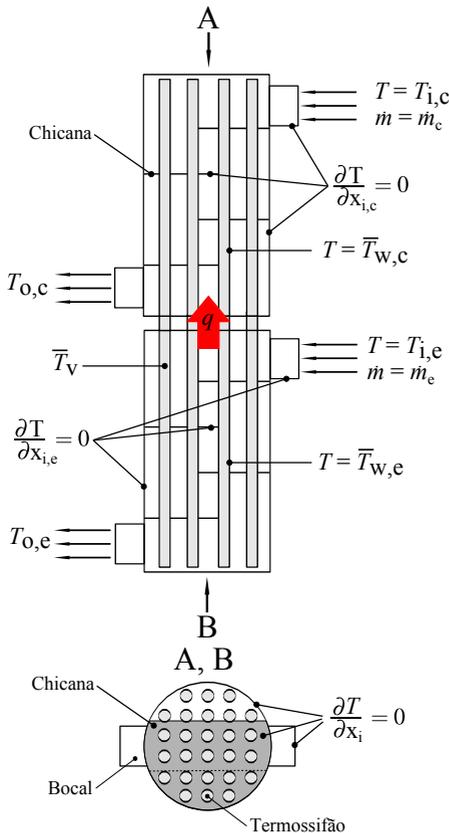
4.3.1 Domínio de simulação e condições de contorno

O domínio de simulação analisado corresponde a um trocador de calor do tipo casco – casco termossifões projetado no LABTUCAL. As características geométricas deste trocador de calor são apresentadas na Tabela 2. Ele possui dois cascos acoplados através de um feixe de termossifões. No casco inferior estão os evaporadores e no casco superior estão os condensadores. Os cascos possuem 7 e 4 chicanas respectivamente, com $B_c = 20\%$. Petróleo é o fluido quente, enquanto que água é considerada como fluido frio. Água também é o fluido de trabalho dos termossifões; as propriedades termofísicas destes fluidos são definidas na seção 3.1.3.

As seguintes condições de contorno são adotadas: variáveis prescritas de temperatura ($T_{in,evap}$, $T_{in,cond}$), fluxo mássico uniforme (\dot{m}_{evap} , \dot{m}_{cond}) e intensidade turbulenta igual a 5%, as quais são impostas na entrada do evaporador e do condensador. Nas regiões da entrada são considerados fluxo mássicos iguais a zero nos eixos y e z . Na região da saída de cada casco, a pressão é considerada zero, de forma que a perda de carga entre a entrada e saída do trocador passa a ser igual à pressão de entrada. As chicanas, bocais e a superfície exterior do casco são consideradas adiabáticas (OZDEN; TARI, 2010; MOREIRA *et al.*, 2015). Nas superfícies dos tubos são consideradas condições de não deslizamento (*no slip*) e temperaturas constantes prescritas ($T_{w,evap}$, $T_{w,cond}$),

calculadas em função da temperatura de vapor T_v e do calor trocado por tubo q_{tubo} . A Figura 30 apresenta as condições de contorno adotadas na presente análise. O tipo de malha usado, assim como o tamanho dos elementos na malha, são os mesmos usados na simulação desenvolvida na seção 3.3.

Figura 30 – Domínio de simulação e condições de contorno para o trocador de calor casco - casco termossifões.



A Figura 31 mostra o fluxograma usado no acoplamento térmico do trocador de calor. O primeiro passo corresponde à definição dos parâmetros geométricos, à estimativa do calor transferido por tubo e à definição das temperaturas de entrada e dos fluxos mássicos (ou velocidades) nos dois cascos. A estimativa inicial da temperatura de vapor T_v é

feita através da Equação 2.57.

Com a estimativa inicial da temperatura do vapor, são avaliadas as propriedades do fluido de trabalho para posteriormente se calcular as resistências R_2 , R_3 , R_7 e R_8 , as quais, junto com T_v , são usadas para o cálculo das temperaturas externas de parede tanto nos evaporadores quanto nos condensadores. Com as condições de contorno estabelecidas, são simulados acopladamente os escoamentos nos dois cascos do trocador. Após a simulação numérica ser desenvolvida, são calculados os coeficientes de transferência de calor por convecção nos dois escoamentos, bem como as taxas de transferência de calor para cada um dos cascos. Posteriormente, são comparados os valores absolutos das taxas de transferência de calor calculadas. Se a diferença entre eles for menor do que uma determinada tolerância, o acoplamento térmico é considerado atingido. Se o critério anterior não for satisfeito, as temperaturas do vapor, das paredes e os calores trocados em cada casco são estimados novamente até o equilíbrio térmico ser atingido.

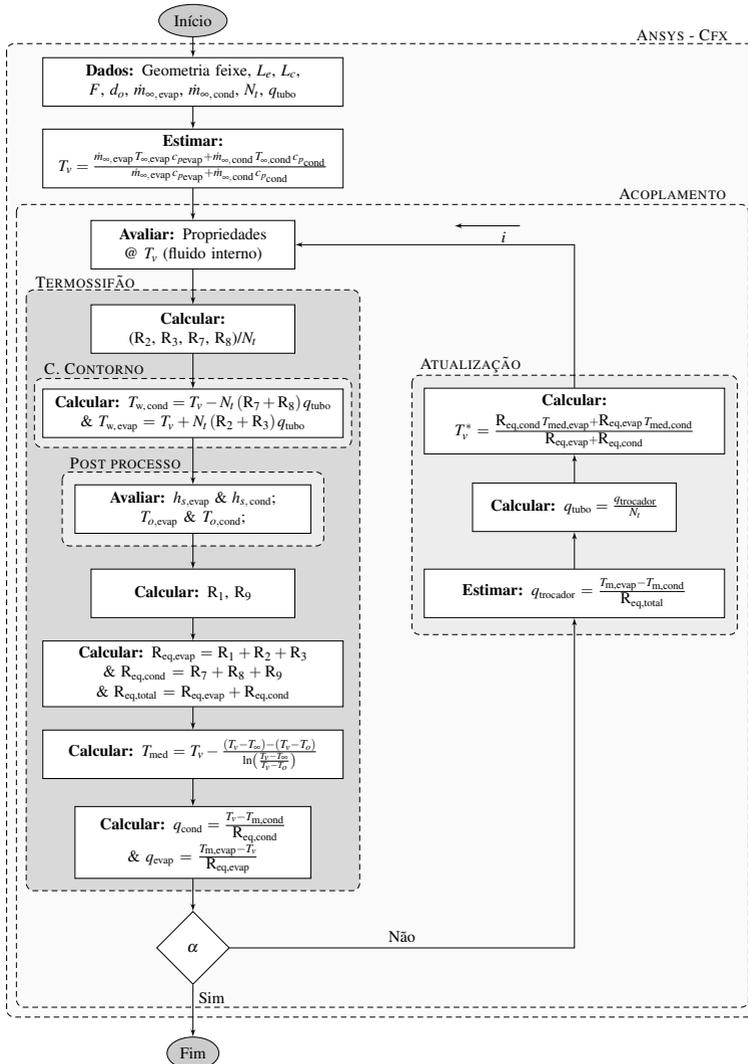
Para a retroalimentação do procedimento, é usado o conceito de resistência térmica equivalente descrito na seção 2.7, junto com o conceito de temperatura média no domínio do casco usando as Equações 2.69 a 2.71 (MOREIRA *et al.*, 2015). Posteriormente, são calculadas independentemente as temperaturas de vapor para cada um dos cascos. A temperatura de vapor é então recalculada como sendo a média das temperaturas de vapor dos dois cascos.

4.3.2 Teste do procedimento de acoplamento do trocador de calor completo entre duas correntes líquidas

O procedimento de acoplamento de dois cascos cilíndricos foi testado para um trocador contendo correntes líquidas acopladas termicamente por um feixe de termossifões, onde petróleo e água são considerados como fluidos dos escoamentos externos no evaporador e no condensador, respectivamente. Água é considerada como o fluido de trabalho dos termossifões. Para o casco contendo os evaporadores (petróleo quente) são feitas as seguintes considerações. O tamanho de malha usado na simulação dos domínios do evaporador e do condensador correspondem àquelas usadas na seção 3.3. São consideradas as mesmas condições de temperaturass e fluxos mássicos para as entradas dos dois cascos, como mostrado na Tabela 6.

Nas superfícies dos termostifões nas regiões do condensador e do evaporador são consideradas temperaturas prescritas constantes ao longo dos tubos $T_{w,cond}$, $T_{w,evap}$, as quais são calculadas em função da temperatura de vapor T_v e da taxa de transferência de calor por tubo q_{tubo} .

Figura 31 – Fluxograma do procedimento térmico de acoplamento numérico do trocador de calor casco – casco termostifões.



5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados e analisados dos resultados dos procedimentos numéricos de acoplamento térmico de um único tubo entre duas correntes, de um feixe de tubos entre duas correntes e do trocador de calor casco – casco termossifões completo.

5.1 ACOPLAMENTO DE UM ÚNICO TERMOSSIFÃO

Nesta seção são apresentados e analisados os resultados referentes ao acoplamento de um único termossifão em escoamento cruzado. As características geométricas do termossifão foram descritas na Tabela 8.

Na Figura 32 e 33 são apresentados os resultados do acoplamento térmico usando o modelo semi-analítico e o modelo numérico, descritos nas seções 2.7 e 4.1, respectivamente. Vale lembrar que o modelo semianalítico é baseado na metodologia que vem sendo empregada no LABTUCAL para projeto de trocadores de calor com termossifões e que por sua vez é baseada em correlações empíricas e semiempíricas para os coeficientes de transferência de calor tanto internos quanto externos ao termossifão. No eixo x apresenta-se o número de iterações $N_{it,T}$, entanto que no eixo y é plotada a variável de interesse.

Na Figura 32a é apresentado o comportamento do calor trocado pelo termossifão como uma função do número de iterações, onde q_t^* é taxa de transferência calor estimada inicialmente, considerando as resistências R_3 e R_7 como sendo zero, e q_t é taxa de transferência calor calculada a cada iteração. A maior variação na taxa de transferência de calor se observa na primeira iteração, sendo que, a partir da segunda iteração, observa-se a convergência dos calores até um valor constante de $q_{tubo} = 44,80$ [W].

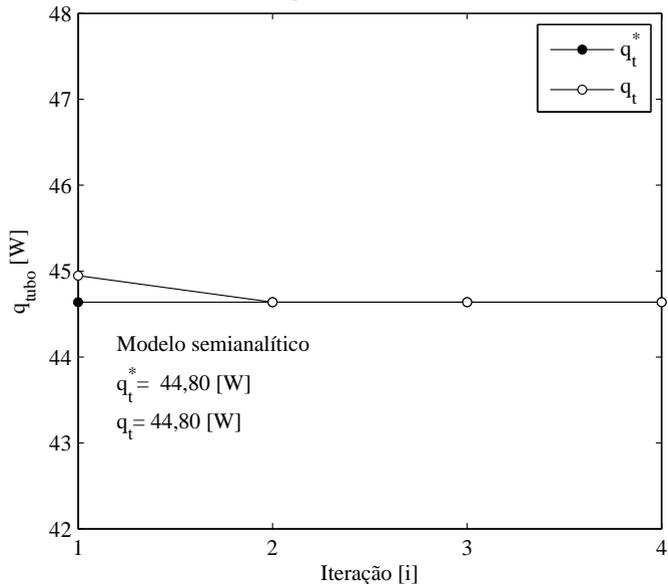
Na Figura 32b é apresentado o comportamento das temperaturas do vapor e das paredes no evaporador e no condensador. A primeira estimativa dada pela Equação 2.57, como mostrado, apresenta uma pequena diferença em relação à temperatura do vapor ao final do processo iterativo (iteração 4). Semelhantemente ao observado no caso do calor trocado, a partir da segunda iteração, observa-se uma convergência das temperaturas do vapor e da parede para $T_v = 367,551$ [K], $T_{w,evap} = 368,411$ [K] e

$$T_{w,cond} = 366,856 \text{ [K]}.$$

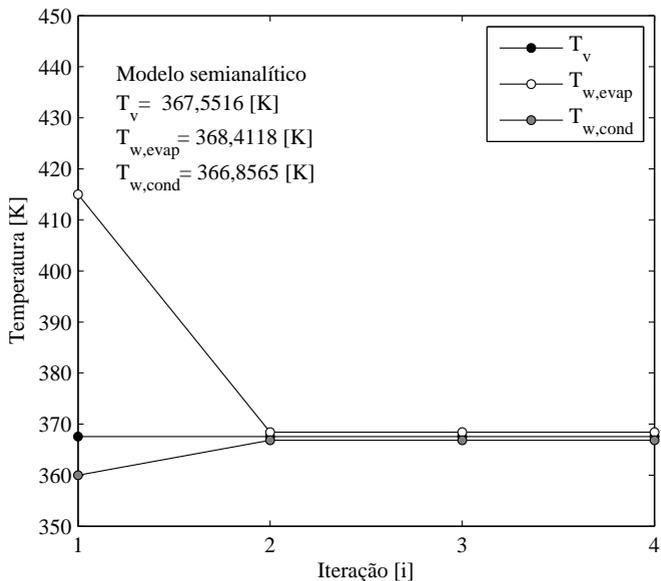
Na Figura 33 é apresentado o calor transferido pelo termossifão em escoamento cruzado usando o acoplamento numérico. Para a primeira estimativa do calor transferido pelo tubo e da temperatura do vapor, são consideradas as mesmas equações que no modelo semianalítico. O maior gradiente de variação é observado na primeira iteração do procedimento.

Na Figura 33b é apresentado o comportamento das temperaturas do vapor, assim como das paredes no evaporador e no condensador do termossifão para o acoplamento numérico. A partir da segunda iteração, observa-se uma convergência das temperaturas do vapor para $T_v = 365,751 \text{ [K]}$ e das paredes para $T_{w,evap} = 366,638 \text{ [K]}$ e $T_{w,cond} = 365,027 \text{ [K]}$. Os resultados das temperaturas de vapor e de paredes obtidos dos modelos semianalítico e numérico mostram diferenças máximas de 1%. Isso mostra que o procedimento numérico adotado para um único termossifão está em concordância com a ferramenta semianalítica que vem sendo empregada há vários anos no LABTUCAL para o projeto de trocadores de calor com termossifões.

Figura 32 – Resultados do acoplamento térmico de um único termossifão entre duas correntes de ar. Os valores mostrados correspondem aos valores convergidos no modelo semianalítico.

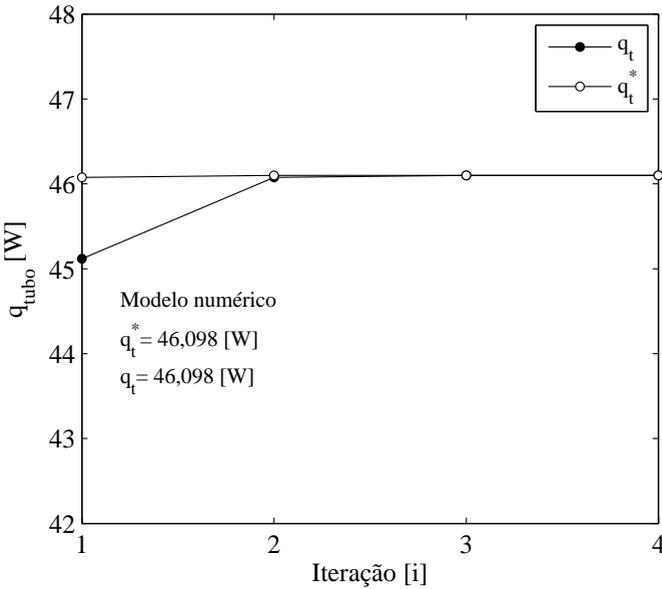


(a) Comportamento das taxas de transferência de calor.

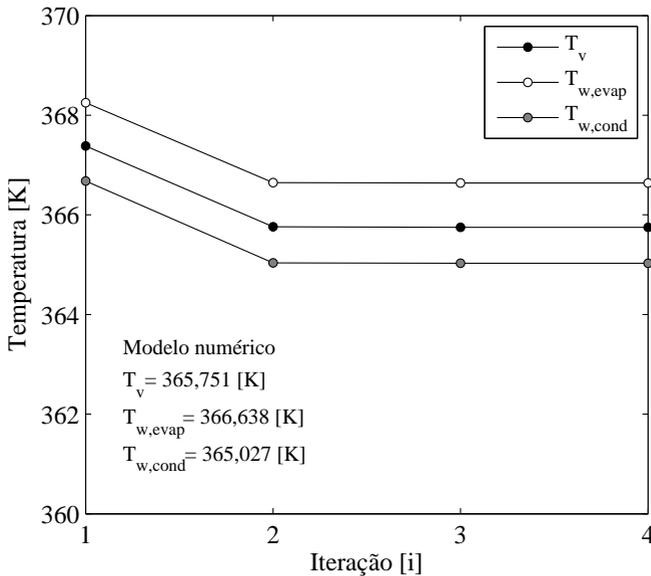


(b) Comportamento da temperatura do vapor e das paredes de um termossifão entre duas correntes de água para o modelo semianalítico.

Figura 33 – Resultados do acoplamento térmico numérico de um único termosifão. Os valores mostrados correspondem aos valores convergidos para o modelo numérico.



(a) Comportamento da taxa de transferência de calor pelo termosifão.



(b) Comportamento da temperatura do vapor e das paredes de um termosifão entre duas correntes de ar para o modelo numérico.

5.2 ACOPLAMENTO DO FEIXE DE TERMOSSIFÕES

Nesta seção é analisado o acoplamento entre duas correntes líquidas através de um feixe de termossifões usando os parâmetros geométricos descritos na Tabela 9. Nas Figuras 34 e 35 são apresentados os resultados do acoplamento térmico usando o modelo semianalítico, descrito na seção 2.7, e o modelo numérico, respectivamente. No eixo x e no eixo y são plotados o número de iterações do procedimento de acoplamento $N_{it,T}$ e a variável de interesse analisada, respectivamente.

Na Figura 34a é apresentado o comportamento da taxa de transferência de calor pelo feixe como função do número de iterações. Na primeira iteração, como parâmetro de entrada é estimado arbitrariamente que $q_{\text{tubo}} = 100$ [W] ($q_{\text{feixe}} = 2400$ [W]) para o cálculo das resistências térmicas R_3 e R_7 . Já a partir da segunda iteração, é utilizado o método ε - NUT para o cálculo da taxa de transferência de calor por tubo. Observa-se também que as taxas de transferência de calor para o evaporador (q_{evap}) e do condensador (q_{cond}) são praticamente iguais. Isso é devido ao fato que a diferença entre a temperatura de entrada e saída das respectivas correntes provém da estimativa do método ε - NUT, que é uma boa estimativa.

A partir da quarta iteração observa-se a convergência dos valores das taxas de transferência de calor até um valor constante de $q_{\text{feixe}} = 1995,86$ [W].

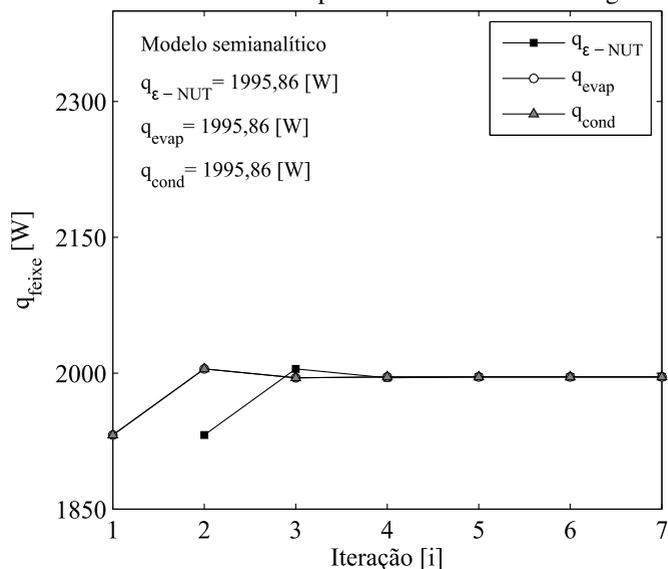
Na Figura 34b é apresentado o comportamento das temperaturas do vapor e das paredes nos evaporadores e no condensadores do feixe. A estimativa dada pela Equação 2.57 apresenta uma pequena diferença com a temperatura do vapor convergida. A partir da quarta iteração (semelhante às taxas de transferência de calor), observa-se uma convergência das temperaturas do vapor e das paredes para $T_v = 346,69$ [K], $T_{w,\text{evap}} = 364,92$ [K] e $T_{w,\text{cond}} = 322,97$ [K].

Na Figura 35a são apresentadas as taxas de transferência de calor pelo feixe de termossifões usando o modelo numérico. As primeiras estimativas da taxa de transferência de calor por tubo e da temperatura do vapor são consideradas as mesmas que no modelo semianalítico. Analogamente ao observado anteriormente, as maiores variações observam-se nas duas primeiras iterações do procedimento. O valor final calculado pelo método ε - NUT apresenta uma diferença menor que 1% daquele

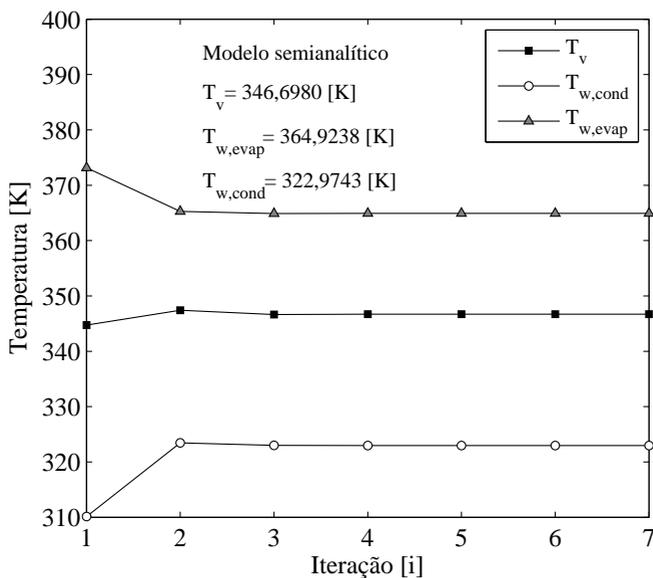
calculado no modelo numérico. Os valores das taxas de transferência de calor para os evaporadores e dos condensadores apresentam diferenças máximas de 1% quando comparados com o calor calculado pelo método ϵ - NUT. É importante mencionar que pequenas variações na temperatura de vapor e no calor transferido por tubo produzem pequenas mudanças nas temperaturas de parede. Porém, estas variações podem produzir diferenças notórias no calor transferido. Este comportamento foi observado na presente metodologia de simulação, sendo que para evitar erros no cálculo das taxas de transferência de calor, elas foram avaliadas de duas formas distintas. A primeira usa a Lei de Newton do Resfriamento, e a segunda é a uma integral do fluxo de calor sobre a superfície dos tubos. A diferença entre os dois resultados é menor do que 2%, o que indica que as simulações dos escoamentos são consistentes no que diz respeito à Primeira Lei da Termodinâmica.

Na Figura 35b é apresentado o comportamento das temperaturas do vapor e das paredes nos evaporadores e nos condensadores no procedimento de acoplamento numérico. A partir da segunda iteração, observa-se a convergência das temperaturas do vapor e das paredes para $T_v = 347,578$ [K], $T_{w, \text{evap}} = 365,711$ [K] e $T_{w, \text{cond}} = 324,023$ [K]. Os resultados das temperaturas de vapor e de parede obtidos dos modelos semianalítico e numérico mostram diferenças máximas de 1%, o que mais uma vez mostra que o procedimento numérico é consistente com a ferramenta de cálculo de trocadores de calor empregada há vários anos no LABTUCAL.

Figura 34 – Resultados do acoplamento térmico do feixe de termossifões entre duas correntes de água usando o modelo semianalítico. Os valores mostrados correspondem aos valores convergidos.

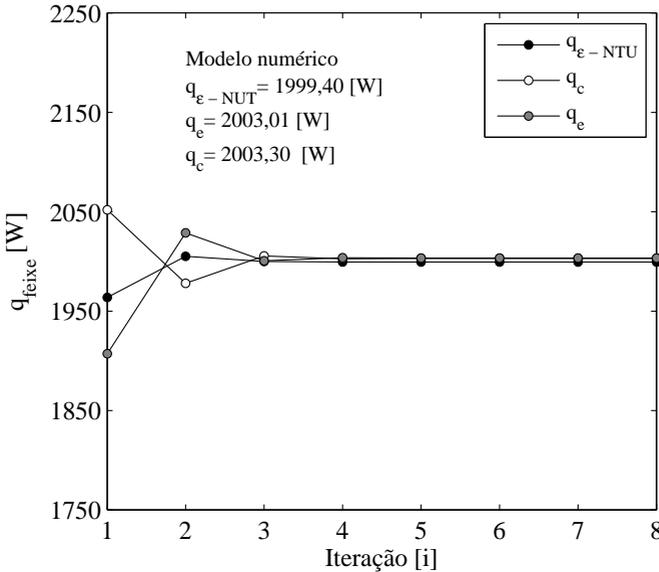


(a) Comportamento do calor transferido para os evaporadores (q_{evap}) e dos condensadores (q_{cond}) do feixe de termossifões.

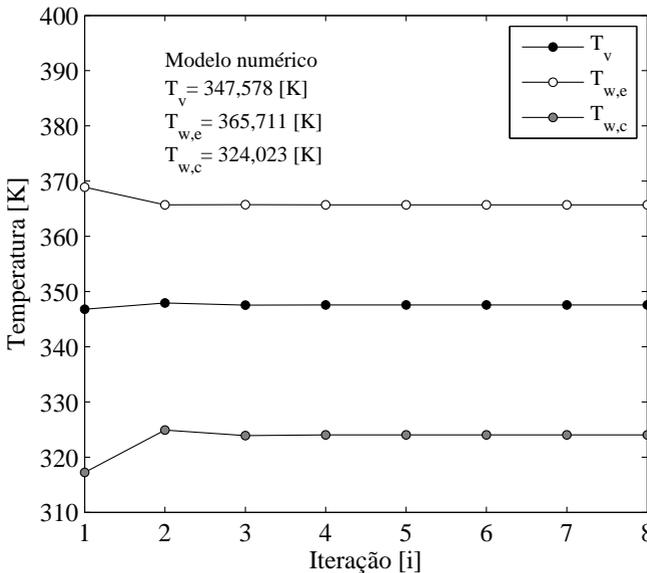


(b) Comportamento da temperatura do vapor (T_v) e da paredes no evaporador ($T_{w,evap}$) e nos condensadores ($T_{w,cond}$) do feixe de termossifões.

Figura 35 – Resultados do acoplamento térmico do feixe de termossifões entre duas correntes de água usando o modelo numérico. Os valores mostrados correspondem aos valores convergidos.



(a) Comportamento do calor transferido para os evaporadores (q_{evap}) e dos condensadores (q_{cond}) do feixe de termossifões.



(b) Comportamento da temperatura do vapor (T_v) e das paredes nos evaporadores ($T_{w,evap}$) e nos condensadores ($T_{w,cond}$) do feixe de termossifões.

5.3 ACOPLAMENTO DO TROCADOR DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÕES

Nesta seção são analisados os resultados obtidos com o modelo numérico para o acoplamento do trocador de calor casco – casco termossifões. Os parâmetros geométricos usados são os já apresentados na Tabela 2. Na Figura 36 são apresentados os resultados do acoplamento térmico usando o modelo numérico descrito na seção 4.3. No eixo x e no eixo y são plotados o número de iterações $N_{it,T}$ e a variável de interesse analisada, respectivamente.

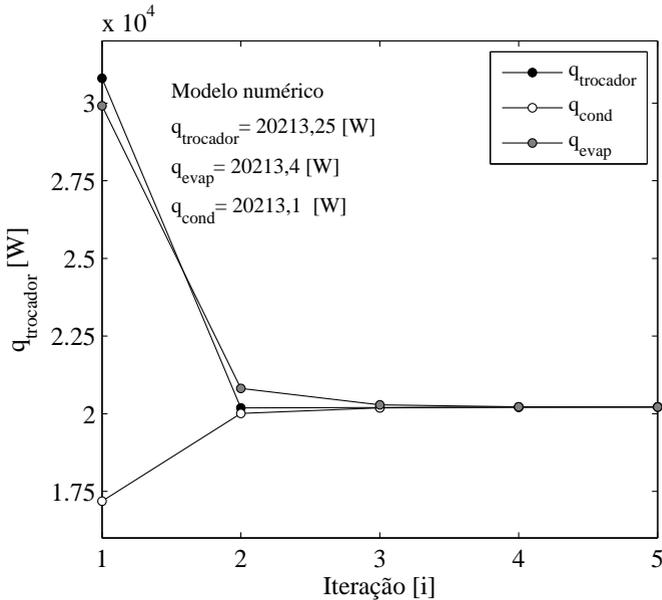
Na Figura 36a são apresentadas as taxas de transferência de calor pelo feixe de termossifões usando o acoplamento numérico. Para a primeira estimativa do calor transferido por tubo e temperatura do vapor são consideradas as mesmas que no modelo semianalítico, i.e, $q_{\text{tubo}} = 1100$ [W] e $T_v = 340$ [K]. As maiores variações são observadas nas duas primeiras iterações do procedimento. Os valores das taxas de transferência de calor para os evaporadores e os condensadores apresentam diferenças menores do que 1%, o que garante que o acoplamento térmico entre as duas correntes fluidas promovida pelos termossifões satisfaz a Primeira Lei da Termodinâmica.

Na Figura 36b é apresentado o comportamento das temperaturas do vapor e das paredes nos evaporadores e nos condensadores resultantes do procedimento de acoplamento numérico. A partir da terceira iteração, observa-se uma convergência das temperaturas do vapor e da parede para $T_v = 327,534$ [K], $T_{w,\text{evap}} = 329,696$ [K] e $T_{w,\text{cond}} = 323,555$ [K].

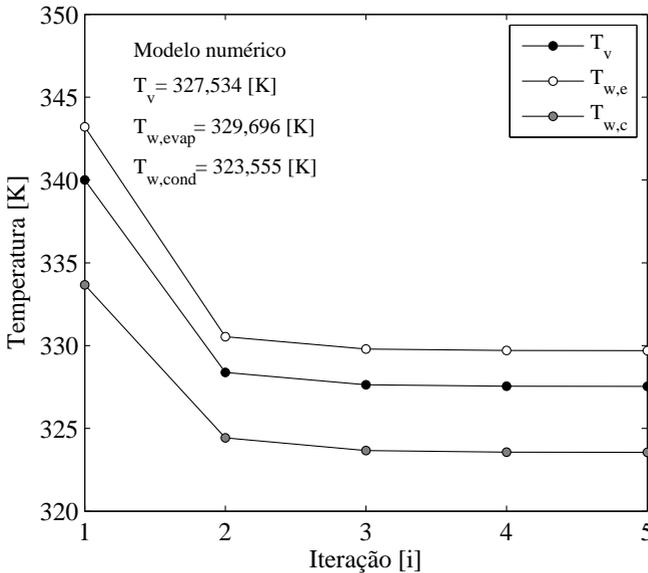
Os resultados obtidos do modelo numérico apresentam boa concordância com o modelo semianalítico desenvolvido no LABTUCAL. A taxa de transferência de calor, calculada pelo modelo numérico é 20.012 [W], entanto que o valor calculado pelo modelo semianalítico é 19.940 [W]. As temperaturas de vapor e de parede no modelo semianalítico e numérico são $T_v = 324,99$ [K], $T_{w,\text{evap}} = 328,10$ [K] e $T_{w,\text{cond}} = 321,75$ [K], respectivamente.

Os resultados obtidos dos modelos semianalítico e numérico mostram diferenças máximas de 1% para a taxa total de transferência de calor, enquanto que para as temperaturas do vapor e das paredes, as diferenças máximas são de 1%.

Figura 36 – Resultados do procedimento de acoplamento térmico numérico para o trocador de calor casco – casco termossifões com petróleo e água. Os valores mostrados correspondem aos valores convergidos.



(a) Comportamento das taxas de transferência de calor.



(b) Comportamento das temperaturas do vapor e das paredes dos termossifões.

6 CONCLUSÕES

6.1 SUMÁRIO

Considerando as principais características do trocador de calor casco – casco termossifões (TSSHX), observa-se que o mesmo é conceitualmente parecido ao trocador de calor casco – tubos tradicional. Por exemplo, as metodologias analíticas de cálculo usadas na estimativa da transferência de calor e da perda de carga na região do casco são iguais para estes tipos de trocadores.

A revisão bibliográfica apresentada mostrou que as metodologias de cálculo usadas na estimativa da transferência de calor e perda de carga na região do casco possuem lacunas, devido fundamentalmente a fato de que as correlações de feixes de tubos usadas na estimativa destes parâmetros possuem faixas de aplicabilidade específicas. Neste sentido, existem na literatura um pequeno número de trabalhos que têm aplicabilidade em regimes de alta viscosidade e baixa velocidade, onde pode-se destacar o trabalho de Hwang e Yao (1986). Outro aspecto relevante observado é o uso limitado, na literatura, de ferramentas computacionais de avaliação e acoplamento de trocadores de calor assistidos pela tecnologia de termossifões.

A presente dissertação consistiu no desenvolvimento de um modelo numérico do acoplamento térmico para o TSSHX. Parte do trabalho baseou-se no desenvolvimento e adaptação de uma metodologia de acoplamento térmico para trocadores de calor que usam termossifões, enquanto que o restante do trabalho foi dedicado aos fenômenos de transferência de calor e perda de carga em feixe de tubos, com e sem chicanas. As maiores contribuições deste trabalho estão na análise comparativa de correlações experimentais presentes na literatura com os resultados da simulação numérica para fluidos que apresentem viscosidades diversas, assim como a proposta e adaptação de uma metodologia de acoplamento térmico baseada em simulação numérica para trocadores de calor assistidos pela tecnologia de termossifões.

6.2 CONCLUSÕES

Os resultados numéricos apresentados no Capítulo 4, referentes à avaliação computacional da transferência de calor e perda de carga em fluxo cruzado em tubos e em feixes de tubos, com e sem chicanas, mostraram boa concordância contra os modelos semianalíticos. Os resultados encontrados retratam bem o comportamento das correlações experimentais para os casos de aquecimento e resfriamento analisados em um tubo em fluxo cruzado. Para baixos números de Reynolds, as previsões da análise numérica apresentam pequenas diferenças contra as correlações experimentais. Porém, para números de Reynolds maiores, as previsões numéricas começam a se afastar das previsões dadas pelas correlações experimentais.

Já para escoamentos externos a feixe de tubos, à medida que o número de Prandtl aumenta, os resultados das metodologias de cálculo tradicionais concernentes à transferência de calor começam rapidamente a se afastar dos resultados numéricos. No caso da perda de carga, pode-se observar que os resultados obtidos possuem boa concordância para fluidos com altas e baixas viscosidades. Além disto, os resultados encontrados para a distribuição de velocidades e temperaturas mostraram-se consistentes com dados experimentais e numéricos presentes na literatura.

Na região do casco do trocador de calor foi usado o conceito de *whole model*. Este tipo de modelagem requer um tempo computacional maior, porém, apresenta boas estimativas na análise dos parâmetros de interesse. Os resultados obtidos nas simulações mostraram boa concordância na estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção e da perda de carga, quando comparados contra os modelos semianalíticos disponíveis na literatura.

Para a análise do escoamento de água ao redor de um feixe de tubos condensadores foram implementados e comparados os modelos de Bell - Colburn, Gaddis - Gnielinski e Bell - Martin contra os resultados numéricos. Observou-se que, para a perda de carga, os três modelos citados apresentam previsões muito próximas entre si e contra a simulação numérica, com diferenças máximas de até 19%. Na previsão do coeficiente de transferência de calor, o modelo de Bell - Colburn apresenta melhor comportamento com diferenças de até 1%, enquanto que o modelo de Gaddis - Gnielinski apresenta grandes diferenças de 40% para

o fluxo mássico analisado.

Para a simulação numérica do escoamento de petróleo ao redor do feixe de tubos evaporadores, os resultados foram comparados os modelos de Bell - Colburn e Gaddis - Gnielinski. Os resultados mostram boa concordância para o coeficiente de transferência de calor por convecção, com diferenças máximas de 5% e 12%, para os modelos de Bell - Colburn, Gaddis - Gnielinski, respectivamente. Os valores obtidos para a perda de carga mostram boa concordância entre os modelos semianalíticos e o modelo numérico, com diferenças máximas de 14% e 27%, para os modelos acima analisados, respectivamente.

Dos resultados obtidos no Capítulo 5, referentes ao desenvolvimento e implementação de uma metodologia de acoplamento térmico para trocadores que usam termossifões podem-se destacar os seguintes aspectos. Os resultados do acoplamento térmico para um termossifão em escoamento cruzado mostram que há uma boa concordância entre o modelo numérico e o modelo semianalítico, tanto para o calor total trocado quanto para as temperaturas de parede e do vapor. Um excelente acoplamento térmico foi atingido, apresentando uma diferença entre os calores calculados no evaporador e no condensador menor a 1%.

Para o acoplamento do feixe de termossifões líquido - líquido, observa-se que os resultados obtidos, para o calor trocado usando o método ϵ - NUT, mostram que há uma boa concordância entre o modelo numérico e o modelo semianalítico. Os valores individualmente calculados do calor no evaporador e condensador mostram uma diferença menor que 1%. Os valores das temperaturas do vapor e das paredes apresentaram boa concordância com o modelo semi-analítico, apresentando pequenas diferenças nos resultados.

O modelo numérico de acoplamento do TSSHX apresentou um comportamento semelhante ao modelo semianalítico desenvolvido no LABTUCAL, onde o balanço de energia foi satisfeito. Uma tolerância menor que 1% para a diferença entre as taxas de calor do evaporador e do condensador foi atingida no cálculo.

6.3 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Considerando a revisão bibliográfica realizada e os resultados do presente trabalho, sugerem-se as seguintes atividades, visando aprimorar o entendimento dos processos de transferência de calor e a metodologia

de acoplamento térmico de feixes de termossifões:

1. Analisar outros modelos de turbulência.

Neste trabalho foi usado o modelo de turbulência $k - \epsilon$ padrão para a simulação dos escoamentos tanto num único tubo, quanto num feixe de tubos bem como na região entre um casco e um feixe de tubos. Recomenda-se testar outros modelos de turbulência para a validação da transferência de calor e da perda de carga nos casos citados. Recomenda-se também usar outros tipos de função parede ou modelagem de baixos números de Reynolds (*low-Reynolds modeling*).

2. Analisar condições de fluxo laminares.

No presente trabalho foram analisadas apenas condições de fluxo turbulento. É importante estudar outras condições de escoamento de forma a tornar o modelo mais abrangente.

3. Comparar a performance térmica e hidrodinâmica.

O trocador de calor analisado (TSSHX) pode ser classificado como da família de trocadores de calor do tipo casco – tubos. Sugere-se comparar a performance térmica e hidrodinâmica deste novo tipo de trocador com os já existentes no mercado, e assim avaliar as condições necessárias para que ele possa ser aplicado em escala industrial.

4. Validar experimentalmente o TSSHX.

Sugere-se fortemente validar experimentalmente o comportamento térmico e hidrodinâmico do TSSHX e compará-lo com as previsões teóricas e numéricas aqui apresentadas. Baseado na análise experimental, pode-se desenvolver correlações experimentais específicas para o comportamento térmico e hidrodinâmico acoplado para este tipo de trocadores usando o método adimensional de Π de Buckingham.

5. Testar outros modelos de ebulição e condensação interna.

Como mostrado na seção 2.6, para o tratamento interno dos processos de mudança de fase, foi usado o modelo de resistência térmica equivalente. Recomenda-se usar outros modelos para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e condensação no interior do termossifão, levando em conta as especificidades de outros casos, ou seja, fluidos de trabalho, geometrias do termossifão e do feixe, dentre outros.

REFERÊNCIAS

- ALIZADEHDAKHEL, A.; RAHIMI, M.; ALSAIRAFI, A. A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, n. 3, p. 312 – 318, 2010. ISSN 0735-1933.
- ANSYS, Inc. **ANSYS CFX-Pre user's guide**. 16. ed. Canonsburg, 2012.
- ANSYS, Inc. **ANSYS Meshing Help**. 16. ed. Canonsburg, 2012.
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. United States: Wiley, 2013. ISBN 9781118330081.
- BELL, K. Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchanger. **Engineering Experimental Station Bulletin**, University of Delaware, USA, n. 5, January 1963.
- BERGMAN, T.; INCROPERA, F. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7. ed. United States: Wiley, 2011. 1048 p. ISBN 9780470501979.
- BUYRUK, e.; JOHNSON, M.; OWEN, I. Numerical and experimental study of flow and heat transfer around a tube in cross-flow at low Reynolds number. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, n. 19, p. 223–232, 1998.
- ÇENGEL, Y. **Heat & Mass Transfer: A Practical Approach**. 3. ed. United States: McGraw-Hill Education, 2007. 879 p. ISBN 9780070634534.
- CHILTON, T.; GENEREAUX, R. Pressure drop across tube banks. **Transactions of the American Institute of Chemical Engineers**, v. 29, p. 161–173, 1933.
- CHURCHILL, S.; BERNSTEIN, M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. **Journal of Heat Transfer**, v. 99, p. 300–306, 1977.

COLBURN, A. A method of correlating forced convection heat transfer data and comparison with fluid friction. **Transactions of the American Chemical Engineering Society**, v. 29, p. 174–210, 1933.

DONOHUE, D. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. **Industrial and Engineering Chemistry**, v. 41, n. 11, p. 2499–2511, 1949.

EMERSON, W. Shell-side pressure drop and heat transfer with turbulent flow in segmentally baffle shell-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 6, p. 649–668, 1963.

ESDU. **Heat pipes - performance of two-phase closed thermosyphons, ESDU Item 81038**. London: Engineering Sciences Data Unit, 1981.

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. United States: Taylor & Francis, 1995. 874 p.

FAGHRI, A. Heat pipes: Review, opportunities and challenges. **Frontiers in Heat Pipes**, v. 5, n. 1, abr. 2014. ISSN 2155-658X.

GADDIS, E. VDI Heat Atlas. In: _____. Germany: Springer, 2010. (Springer), cap. Pressure drop of tube bundles in cross flow, p. 1076–1091. ISBN 9783540778769. English translation of the German original.

GADDIS, E.; GNIELINSKI, V. Pressure drop in crossflow across tube bundle. **International Journal of Chemical Engineering**, v. 25, p. 1–15, 1985.

GADDIS, E.; GNIELINSKI, V. Pressure drop on the shell side of shell-and-tube heat exchanger with segmental baffles. **Chemical Engineering and Processing**, v. 36, p. 149–159, 1997.

GADDIS, E.; GNIELINSKI, V. VDI Heat Atlas. In: _____. Germany: Springer, 2010. (Springer), cap. Shell-side heat transfer in baffled shell-and-tube heat exchangers, p. 731–741. ISBN 9783540778769. English translation of the German original.

GNIELINSKI, V. VDI Heat Atlas. In: _____. Germany: Springer, 2010. (Springer), cap. Heat transfer in cross-flow around single rows of tubes and through tube bundles, p. 725–729. ISBN 9783540778769. English translation of the German original.

GRIMISON, E. Correlation and utilization of new data of flow resistance and heat transfer for cross-flow of gases over tube banks. **Journal of Heat Transfer**, v. 59, n. 7, p. 583–594, 1937.

GROLL, M.; RÖSLER, S. Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons. **Journal of Non-equilibrium Thermodynamics**, v. 17, p. 91–151, 1992.

HALLE, H.; CHENOWETH, J.; WAMBSGANSS, M. Shellside waterflow pressure drop distribution measurements in an industrial-sized test heat exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, n. 1, p. 60–67, 1988.

HWANG, T. H.; YAO, S. C. Crossflow heat transfer in tube bundles at low Reynolds numbers. **Journal of Heat Transfer**, v. 108, p. 697–700, 1986.

JAFARI, D.; FRANCO, A.; FILIPPESCHI, S.; DI MARCO, P. Two-phase closed thermosyphon: A review of studies and solar applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 53, p. 575–593, 2016.

KAPALE, U.; CHAND, S. Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 601–610, 2006.

KAYS, W.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers**. United States: Krieger Publishing Company, 1984. ISBN 9781575240602.

KERN, D. **Process Heat Transfer**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1950. (International student edition). ISBN 9780074632178.

KHAN, W.; CULHAM, R.; YOVANOVICH, M. Fluid flow around and heat transfer from an infinite circular cylinder. **Journal of Heat Transfer**, v. 127, p. 785–790, July 2005.

KHAN, W.; CULHAM, R.; YOVANOVICH, M. Analytical model for convection heat transfer from tube banks. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 20, n. 4, p. 720–727, 2006.

KISTLER, R.; CHENOWETH, J. Heat exchanger shellside pressure drop: Comparison of predictions with experimental data. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, n. 1, p. 68–76, 1988.

LAUNDER, B.; MASSEY, T. The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube banks. **Journal of Heat Transfer**, v. 100, p. 565–571, 1978.

LECKI, M.; GORECKI, G. Different approaches to FVM method fluid flow and heat transfer simulation inside thermosyphon. In: **Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, IHTC-15**. Kyoto, Japan: [s.n.], 2014. p. 15.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de calor e termossifões**. Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 278 p. Notas de aula.

MANTELLI, M. B. H. Heat pipes and solid sorption transformations - fundamentals and practical applications. In: _____. 1. ed. United States: CRC Press, 2013. cap. Thermosyphon Technology for Industrial Applications, p. 411–464.

MANTELLI, M. B. H.; CARVALHO, R. D.; COLLE, S.; MORAES, D. D. Study of closed two-phase thermosyphons for bakery oven applications. In: ASME. **33rd National Heat Transfer Conference**. Albuquerque, New Mexico: ASME, 1999.

MARTIN, H. The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. **Chemical Engineering Science**, v. 57, n. 16, p. 3217 – 3223, 2002. ISSN 0009-2509.

MASTER, B.; CHUNANGAD, K.; PUSHPANATHAN, V. Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers. In: **Heat Exchanger**

Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications. [S.l.]: ECI Digital Archives, 2003. p. 7.

MOHAMMADI, K. **Investigation of the effects of baffle orientation, baffle cut and fluid viscosity on shell side pressure drop and heat transfer coefficient in an E-type shell and tube heat exchanger.** Tese (Doutorado) — University of Stuttgart, Germany, February 2011.

MOREIRA, J.; CISTERNA, L. H. R.; MANTELLI, M. B. H.; MILANEZ, F. H. Development of numerical tools for shell-and-shell thermosyphon heat exchanger design. In: **IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources"**. Minsk, Belarus: [s.n.], 2015. p. 10.

OZDEN, E.; TARI, I. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. **Energy conversion and management**, n. 51, p. 1004–1014, 2010.

PALEN, J.; TABOREK, J. Solution of shellside flow pressure drop and heat transfer by analysis method. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v. 65, n. 92, p. 53–63, 1969.

PAUL, S.; ORMISTON, S.; TACHIE, M. Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 29, p. 387–414, 2008.

PEKDEMIR, T.; DAVIES, T.; HASELER, L.; DIAPER, A. Pressure drop measurements on the shell side of a cylindrical shell-and-tube heat exchanger. **Heat Transfer Engineering**, v. 15, n. 3, p. 42–56, 1994.

PIORO, L. S.; PIORO, I. L. **Industrial two-phase Thermosyphons**. 1. ed. USA: Begell House, 1997. 288 p.

PRITHIVIRAJ, M.; ANDREWS, M. Comparison of a three-dimensional numerical model with existing methods for prediction of flow in shell-and-tube heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, v. 20, n. 2, p. 15–19, 1999.

RAMOS, J.; CHONG, A.; TAN, C.; MATTHEWS, J.; BOOCOCK, M.; JOUHARA, H. CFD simulation and analysis of a gas to water two-phase closed thermosyphon-based heat exchanger. **Heat Transfer XIII: Simulation and Experiments in Heat and Mass Transfer**, WIT Press, v. 83, p. 217, 2014.

RAVAGNANI, M.; SILVA, A.; CABALLERO, J. Heat analysis and thermodynamic effects. In: _____. [S.l.]: Intech, 2011. cap. Optimal shell and tube heat exchanger design, p. 129–158.

REAY, D.; KEW, P. **Heat Pipes**. 5. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 397 p. ISBN 978-0-7506-6754-8.

RHIE, C. M.; CHOW, W. L. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. **AIAA Journal**, v. 21, n. 11, p. 1525–1532, 1983.

RIBEIRO, C. **Comparação de métodos de cálculo termo-hidráulicos para trocadores de calor casco e tubo sem mudança de fase**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brasil, 1984.

RODGERS, P.; GOHARZADEH, A.; ALI, O.; EVELOY, V. An experimental and numerical investigation of tube bank heat exchanger thermofluids. In: **International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Micro-Systems - EuroSimE**. Freiburg im Breisgau: IEEE, 2008. p. 1–10.

ROETZEL, W.; LEE, D. Experimental investigation of leakage in shell and tube heat exchangers with segmental baffles. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 15, p. 3765–3771, 1993.

SANITJAI, S.; GOLDSTEIN, R. Forced convection heat transfer from a circular cylinder in crossflow to air and liquids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 4795–4805, 2004.

SERTH, R.; LESTINA, T. **Process heat transfer: principles and applications**. [S.l.]: Elsevier Science & Technology Books, 2007. 755 p. ISBN 0123735882.

SHABGARD, H.; ALLEN, M. J.; SHARIFI, N.; BENN, S. P.; FAGHRI, A.; BERGMAN, T. L. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 89, p. 138 – 158, 2015. ISSN 0017-9310.

SHAH, R.; SEKULIC, D. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [S.l.]: Wiley, 2003. ISBN 9780471321712.

TABOREK, J. Shell and tube heat exchanger: single phase flow. In: _____. New York: Begell House, 1992. cap. Heat exchanger design.

TINKER, T. Shell side characteristics of shell and tube heat exchanger: analysis of the fluid flow pattern and tube heat exchanger and effect of flow distribution on the heat exchanger performance. In: Institution of Mechanical Engineers. **Proceedings general discussion on heat transfer**. London, 1951. p. 97–116.

TINKER, T. Shell-side characteristics of shell and tube heat exchanger: a simplified rating system for commercial heat exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 80, p. 36–52, 1958.

VASILIEV, L. L. Heat pipes in modern heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 1, p. 1–19, jan. 2005. ISSN 13594311.

WANG, Q.; JACKSON, P.; PHANEUF, T. Turbulent flow through a staggered tube bank. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 20, n. 4, p. 738–747, October - December 2006.

WANG, Q.; PENNER, S.; ORMISTON, S. Analysis of laminar forced convection of air for cross-flow in banks of staggered tubes. **Numerical Heat Transfer Part A: Applications**, v. 38, n. 8, p. 819–845, 2000.

WANG, S.; WEN, J.; LI, Y. An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2433–2438, 2009.

WANG, Y. Q. Laminar flow trough a staggered tube bank. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 18, n. 4, p. 557–559, 2004. Technical note.

WATTERSON, J.; DAWES, W.; SAVILL, A.; WHITE, A. Predicting turbulent flow in a staggered tube bundle. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 20, p. 581–591, 1999.

WHITAKER, S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. **AIChE Journal**, American Institute of Chemical Engineers, v. 18, n. 2, p. 361–371, 1972. ISSN 1547-5905.

WILCOX, D. C. **Turbulent modeling for CFD**. 3. ed. San Diego, California: DCW Industries, 2006. 544 p.

YANG, J.; MA, L.; BOCK, J.; JACOBI, A.; LIU, W. A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, p. 369–383, 2014.

ŽUKAUSKAS, A. Heat transfer from tubes in crossflow. **Advances in Heat Transfer**, v. 8, p. 93–160, 1972.

ŽUKAUSKAS, A.; SKRINSKA, A.; ŽIUGŽDA, J.; GNIELINSKI, V. Banks of plain and finned tubes. In: HEWITT, G. F. (Ed.). **Heat exchanger design handbook**. 5. ed. Connecticut, United States: Begell House, 2008. cap. Single-phase convective heat transfer, p. 2.5.3.1 – 2.5.3.30.

ŽUKAUSKAS, A.; ULINSKAS, R. Efficiency parameters for heat transfer in tube banks. **Heat Transfer Engineering**, v. 6, p. 19–25, 2007.

ŽUKAUSKAS, A.; ULINSKAS, R. Banks of plain and finned tubes. In: HEWITT, G. F. (Ed.). **Heat exchanger design handbook**. 5. ed. Connecticut, United States: Begell House, 2008. cap. Single-phase fluid flow, p. 2.2.4.1 – 2.2.4.17.

Anexo A – MODELOS PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM FEIXES DE TUBOS

Neste anexo são apresentados os modelos completos usados no cálculo da transferência de calor e perda de carga em feixes de tubos desalinhados, como mostrados na Figura 4b.

A.1 MODELO DE ESDU

A.1.1 Transferência de calor

A velocidade máxima e o número de Reynolds no modelo da ESDU podem ser definidos como:

$$u_{\text{máx}} = \begin{cases} \frac{X_T}{2(X_D - d_o)} u_{\infty} & \text{para } X_D < \frac{X_T + d_o}{2} \\ \frac{X_T}{(X_T - d_o)} u_{\infty} & \text{para } X_D > \frac{X_T + d_o}{2} \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

$$\text{Re}_{d_o} = \frac{u_{\text{máx}} d_o \rho}{\mu} \quad (\text{A.2})$$

O número de Nusselt para um tubo em fluxo cruzado é:

$$\text{Nu}_r = \begin{cases} 1,309 \text{Re}_{d_o}^{0,36} \text{Pr}^{0,34} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,26} & \text{para } 10 \leq \text{Re}_{d_o} < 3 \times 10^2 \\ 0,273 \text{Re}_{d_o}^{0,635} \text{Pr}^{0,34} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,26} & \text{para } 3 \times 10^2 \leq \text{Re}_{d_o} < 2 \times 10^5 \\ 0,124 \text{Re}_{d_o}^{0,70} \text{Pr}^{0,34} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,26} & \text{para } 2 \times 10^5 \leq \text{Re}_{d_o} < 2 \times 10^6 \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

O número de Nusselt para o feixe de tubos, usando o diâmetro do tubo d_o como comprimento característico, pode ser expresso como uma correção da Equação A.3, que deve ser multiplicada por um fator dependente do numero de fileiras de tubos, como mostrado na Tabela 10.

$$\text{Nu}_{d_o} = \text{Nu}_r F_r \quad (\text{A.4})$$

Tabela 10 – Fator de correção do modelo da ESDU para o feixe de tubos

N_r	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
F_r	0,65	0,77	0,84	0,90	0,94	0,97	0,99	1,00

A.2 MODELO DE ŽUKAUSKAS E ULINSKAS

A.2.1 Transferência de calor

A velocidade máxima e o número de Reynolds no modelo de Žukauskas e Ulinskas podem ser definidos como:

$$u_{\text{máx}} = \begin{cases} \frac{X_T}{2(X_D - d_o)} u_{\infty} & \text{para } X_D < \frac{X_T + d_o}{2} \\ \frac{X_T}{(X_T - d_o)} u_{\infty} & \text{para } X_D > \frac{X_T + d_o}{2} \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Re}_{d_o} = \frac{u_{\text{máx}} d_o \rho}{\mu} \quad (\text{A.6})$$

O número de Nusselt para o feixe de tubos, usando d_o como comprimento característico, pode ser calculado usando a Equação A.7. Para valores de $\text{Re}_{d_o} > 10^3$ um fator referente ao tipo de arranjo é acrescentado.

$$\text{Nu}_{d_o} = \begin{cases} 1,04 \text{Re}_{d_o}^{0,4} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{1/4} & \text{para } 1 \leq \text{Re}_{d_o} < 5 \times 10^2 \\ 0,71 \text{Re}_{d_o}^{0,5} \text{Pr}^{0,25} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{1/4} & \text{para } 5 \times 10^2 \leq \text{Re}_{d_o} < 10^3 \\ 0,35 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*}\right)^{0,2} \text{Re}_{d_o}^{0,6} \text{Pr}^{0,36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{1/4} & \text{para } 10^3 \leq \text{Re}_{d_o} < 2 \times 10^5 \\ 0,031 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*}\right)^{0,2} \text{Re}_{d_o}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{1/4} & \text{para } 2 \times 10^5 \leq \text{Re}_{d_o} < 2 \times 10^6 \end{cases} \quad (\text{A.7})$$

A.2.2 Perda de carga

A perda de carga em feixes de tubos pode ser expressa como:

$$\Delta p_{\text{feixe}} = \left(\frac{\text{Eu}}{k_1}\right) k_1 \frac{\rho u_{\text{máx}}^2 N_r}{2} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^m \quad (\text{A.8})$$

A velocidade máxima $u_{\text{máx}}$ e o número de Reynolds Re_{d_o} são calculadas usando as Equações A.5 e A.6 respectivamente.

O fator $\frac{Eu}{k_1}$ pode ser expresso como uma função do arranjo geométrico do feixe e do número de Reynolds. Assim, para os casos analisados de $X_T^* = 1,5$ e $X_T^* = 2$ tem-se que:

Para $X_T^* = 1,5$ e $3 < Re_{d_o} < 10^3$

$$\frac{Eu}{k_1} = 0,683 + \left[\frac{0,111 \times 10^3}{(Re_{d_o})} - \frac{0,973 \times 10^2}{(Re_{d_o})^2} + \frac{0,426 \times 10^3}{(Re_{d_o})^3} - \frac{0,574 \times 10^3}{(Re_{d_o})^4} \right] \quad (A.9)$$

Para $X_T^* = 1,5$ e $10^3 < Re_{d_o} < 2 \times 10^6$

$$\frac{Eu}{k_1} = 0,203 + \left[\frac{0,248 \times 10^4}{(Re_{d_o})} - \frac{0,758 \times 10^7}{(Re_{d_o})^2} + \frac{0,104 \times 10^{11}}{(Re_{d_o})^3} - \frac{0,482 \times 10^{13}}{(Re_{d_o})^4} \right] \quad (A.10)$$

Para $X_T^* = 2$ e $7 < Re_{d_o} < 10^2$

$$\frac{Eu}{k_1} = 0,713 + \frac{0,448 \times 10^2}{(Re_{d_o})} - \frac{0,126 \times 10^3}{(Re_{d_o})^2} - \frac{0,582 \times 10^3}{(Re_{d_o})^3} \quad (A.11)$$

Para $X_T^* = 2$ e $10^2 \leq Re_{d_o} < 10^4$

$$\frac{Eu}{k_1} = 0,343 + \left[\frac{0,303 \times 10^3}{(Re_{d_o})} - \frac{0,717 \times 10^3}{(Re_{d_o})^2} + \frac{0,88 \times 10^7}{(Re_{d_o})^3} - \frac{0,38 \times 10^9}{(Re_{d_o})^4} \right] \quad (A.12)$$

Para $X_T^* = 2$ e $10^4 \leq Re_{d_o} < 2 \times 10^6$

$$\frac{Eu}{k_1} = 0,162 + \left[\frac{0,181 \times 10^4}{(Re_{d_o})} + \frac{0,792 \times 10^8}{(Re_{d_o})^2} - \frac{0,165 \times 10^{13}}{(Re_{d_o})^3} + \frac{0,872 \times 10^{16}}{(Re_{d_o})^4} \right] \quad (A.13)$$

O fator k_1 é definido como:

Para $1,25 < \frac{X_T^*}{X_L^*} < 3,5$ e $\text{Re}_{d_o} = 10^2$

$$k_1 = 0,93 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^{0,48} \quad (\text{A.14})$$

Para $1,25 < \frac{X_T^*}{X_L^*} < 3,5$ e $\text{Re}_{d_o} = 10^3$

$$k_1 = 0,951 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^{0,284} \quad (\text{A.15})$$

Para $0,45 < \frac{X_T^*}{X_L^*} < 3,5$ e $\text{Re}_{d_o} = 10^4$

$$k_1 = 1,28 - \frac{0,708}{\left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)} + \frac{0,55}{\left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^2} - \frac{0,113}{\left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^3} \quad (\text{A.16})$$

Para $0,45 < \frac{X_T^*}{X_L^*} < 3,5$ e $\text{Re}_{d_o} = 10^5$ e $0,45 < \frac{X_T^*}{X_L^*} < 1,6$ e $\text{Re}_{d_o} = 10^6$

$$k_1 = 2,016 - 1,675 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right) + 0,948 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^2 - 0,234 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^3 + 0,021 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} \right)^4 \quad (\text{A.17})$$

Os efeitos das variações das propriedades do fluido podem ser consideradas usando o fator m , dado pela Equação A.8.

Para resfriamento do fluido $\mu_w > \mu$

$$m = 0,776 \exp \left(-0,545 \text{Re}_{d_o}^{0,256} \right) \quad (\text{A.18})$$

Para aquecimento do fluido $\mu_b > \mu_w$

$$m = 0,968 \exp \left(-1,076 \text{Re}_{d_o}^{0,196} \right) \quad (\text{A.19})$$

A.3 MODELO DE GADDIS E GNIELINSKI

A.3.1 Transferência de calor

No modelo de Gaddis e Gnielinski é considerado a fração de vazio (*void fraction*) ψ , calculada como:

$$\psi = \begin{cases} 1 - \frac{\pi}{4X_T^*} & \text{para } X_L^* \geq 1 \\ 1 - \frac{\pi}{4X_T^* X_L^*} & \text{para } X_L^* < 1 \end{cases} \quad (\text{A.20})$$

O comprimento característico é dado por:

$$L_c = \frac{\pi d_o}{2} \quad (\text{A.21})$$

O número de Reynolds baseado em ψ e L_c é definido como:

$$\text{Re}_{\psi, L_c} = \frac{u_\infty L_c \rho}{\psi \mu} \quad (\text{A.22})$$

O número de $\text{Nu}_{L_c,0}$ para feixes de tubos é uma relação entre o número de $\text{Nu}_{L_c, \text{laminar}}$ (equação A.24) e o $\text{Nu}_{L_c, \text{turbulento}}$ (Equação A.25):

$$\text{Nu}_{L_c,0} = 0,3 + \sqrt{\text{Nu}_{L_c, \text{laminar}}^2 + \text{Nu}_{L_c, \text{turbulento}}^2} \quad (\text{A.23})$$

$$\text{Nu}_{L_c, \text{laminar}} = 0,664 \sqrt{\text{Re}_{\psi, L_c}} \sqrt[3]{\text{Pr}} \quad (\text{A.24})$$

$$\text{Nu}_{L_c, \text{turbulento}} = \frac{0,037 \text{Re}_{\psi, L_c}^{0,8} \text{Pr}}{1 + 2,443 \text{Re}_{\psi, L_c}^{-0,1} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (\text{A.25})$$

O fator f_K leva em conta as variações de propriedades com a temperatura e o fator f_a leva em conta o incremento da transferência de calor devido à turbulência provocada pelo arranjo geométrico.

$$f_K = \begin{cases} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} & \text{para } \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} > 1 \\ \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,11} & \text{para } \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} < 1 \end{cases} \quad (\text{A.26})$$

$$f_a = 1 + \frac{2}{3X_L^*} \quad (\text{A.27})$$

O número de Nusselt do feixe Nu_{L_c} é corrigido pelo número de fileiras no escoamento cruzado, o qual pode ser expresso como:

$$Nu_{L_c} = \begin{cases} Nu_{L_c,0} f_K f_a & \text{para } N_r > 10 \\ \frac{1+(N_r-1)f_a}{N_r} Nu_{L_c,0} f_K & \text{para } N_r \leq 10 \end{cases} \quad (\text{A.28})$$

A.3.2 Perda de carga

A perda de carga em feixes de tubos pode ser expressa como:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u_{\text{máx}}^2 N_r}{2} \quad (\text{A.29})$$

A velocidade máxima $u_{\text{máx}}$ e o número de Reynolds Re_{d_o} são calculadas usando as Equações A.30 e A.31, respectivamente.

$$u_{\text{máx}} = \begin{cases} \frac{X_T^*}{X_T^*-1} u_\infty & \text{para } X_L^* \geq 0,5 \sqrt{2X_T^*+1} \\ \frac{X_T^*}{2(X_D^*-1)} u_\infty & \text{para } X_L^* < 0,5 \sqrt{2X_T^*+1} \end{cases} \quad (\text{A.30})$$

$$Re_{d_o} = \frac{u_{\text{máx}} d_o \rho}{\mu} \quad (\text{A.31})$$

O fator de arrasto ξ pode ser expresso como uma combinação de componentes laminar e turbulento.

$$\xi = \xi_{\text{laminar}} f_{z,n,l} + (\xi_{\text{turbulento}} f_{z,t} + f_{n,t}) F_{v,f} \quad (\text{A.32})$$

$$F_{v,f} = 1 - \exp\left(-\frac{Re_{d_o} + 200}{1000}\right) \quad (\text{A.33})$$

A componente laminar de ξ é expressa como:

$$\xi_{\text{laminar}} = \frac{f_{a,l,v}}{Re_{d_o}} \quad (\text{A.34})$$

$$f_{a,l,v} = \begin{cases} \frac{280 \pi [(X_L^*{}^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4X_T^* X_L^* - \pi) X_T^{*1,6}} & \text{para } X_L^* \geq 0,5 \sqrt{2X_T^*+1} \\ \frac{280 \pi [(X_L^*{}^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4X_T^* X_L^* - \pi) X_D^{*1,6}} & \text{para } X_L^* < 0,5 \sqrt{2X_T^*+1} \end{cases} \quad (\text{A.35})$$

A componente turbulenta de ξ é expressa como:

$$\xi_{\text{turbulento}} = \frac{f_{a,t,v}}{\text{Re}_{d_o}^{0,25}} \quad (\text{A.36})$$

$$f_{a,t,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(X_T^* - 0,85)^{1,08}} \right) + 0,4 \left(\frac{X_L^*}{X_T^*} - 1 \right)^3 - 0,01 \left(\frac{X_T^*}{X_L^*} - 1 \right)^3 \quad (\text{A.37})$$

Os fatores $f_{zn,l}$, $f_{z,t}$ e $f_{n,t}$ usados na Equação A.32 são dados por:

$$f_{zn,l} = \begin{cases} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right) \frac{0,57 \left(\frac{N_r}{10} \right)^{0,25}}{\left[\left(\frac{4X_T^* X_L^*}{\pi} - 1 \right) \text{Re}_{d_o} \right]^{0,25}} & \text{para } N_r < 10 \\ \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right) \frac{0,57}{\left[\left(\frac{4X_T^* X_L^*}{\pi} - 1 \right) \text{Re}_{d_o} \right]^{0,25}} & \text{para } N_r \geq 10 \end{cases} \quad (\text{A.38})$$

$$f_{z,t} = \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \quad (\text{A.39})$$

$$f_{n,t} = \begin{cases} \xi_0 \left(\frac{1}{N_r} - \frac{1}{10} \right); & \xi_0 = \left[\frac{2(X_D^* - 1)}{X_T^* (X_T^* - 1)} \right]^2 & \text{para } 5 \leq N_r < 10 \\ 0 & & \text{para } N_r \geq 10 \end{cases} \quad (\text{A.40})$$