

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

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE
CONDENSADORES DO TIPO TUBO-ALETADO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO CARDOSO WEBER

Florianópolis, Setembro de 2007

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

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE
CONDENSADORES DO TIPO TUBO-ALETADO**

GUSTAVO CARDOSO WEBER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

Banca Examinadora

Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng. Mec. - Presidente

Amir Antônio Martins de Oliveira Junior, Ph.D.

Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.

“O pessimista queixa-se do vento, o otimista espera que ele mude e o realista ajusta as velas.”

William George Ward

**Este trabalho é dedicado aos meus pais, Olivio e Izabel,
e ao meu amor, Andressa**

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Cláudio Melo, pela dedicação na orientação deste trabalho, e por ter acompanhado minha trajetória desde a graduação, acreditando no meu sucesso.

Ao amigo Joaquim Manoel Gonçalves, pelas valiosas e sempre assertivas sugestões que tanto contribuíram para aprimorar este trabalho.

Aos alunos de graduação e técnicos do Polo, Juliano Medeiros, Luciano Kroin, Rafael R. Góes, e Rodrigo Freitas, por viabilizarem a execução deste trabalho.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, pela contribuição à minha formação profissional.

À Embraco, pelo patrocínio, e em especial aos engenheiros Ernani P. Nunes, Irineu H. Setter, Reinaldo Maykot, Ricardo A. Maciel, Roberto H. Campos, e Roberto Horn, pela visão e incentivo.

Aos meus pais, Olivio e Izabel, e aos meus irmãos Glauco e Priscila, por estarem sempre comigo, me motivando e apoiando. À Andressa, pelo carinho, amor e compreensão.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	9
LISTA DE TABELAS	13
SIMBOLOGIA	16
RESUMO	20
ABSTRACT	21
1 INTRODUÇÃO	22
1.1 ASPECTOS HISTÓRICOS	22
1.2 TROCADORES DE CALOR DO TIPO TUBO-ALETADO	24
1.3 GEOMETRIA DE TROCADORES DE CALOR TUBO-ALETADOS	28
1.4 PANORAMA ENERGÉTICO DA REFRIGERAÇÃO	29
1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	30
1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO	31
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	32
3 TROCADORES DE CALOR: FUNDAMENTOS	49
3.1 MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS	49
3.2 MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT (ϵ -NUT)	53
3.3 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS j E f	55
3.3.1 Determinação de j	56
3.3.2 Determinação de f	59
3.4 MÉTODOS PARA COMPARAR TROCADORES DE CALOR	60
4 APARATO EXPERIMENTAL	64
4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA	64
4.1.1 Circuito para circulação de ar	64
4.1.2 Circuito para circulação de fluido refrigerante	69
4.1.3 Sistema de aquisição de dados	71
4.1.4 Instalação elétrica	72
4.2 SISTEMAS DE MEDIÇÃO	72
4.2.1 Medição de temperatura	73

4.2.2	Medição do diferencial de pressão no circuito de ar _____	75
4.2.3	Medição da pressão atmosférica _____	77
4.2.4	Medição da umidade relativa _____	77
4.2.5	Medição de pressão no circuito de refrigerante _____	78
4.2.6	Medição da vazão mássica _____	79
4.2.7	Medição da potência elétrica _____	81
4.3	FAIXA DE OPERAÇÃO DA BANCADA _____	81
4.3.1	Vazão de ar em circulação _____	81
4.3.2	Vazão mássica de refrigerante _____	82
4.3.3	Pressão do refrigerante _____	83
4.3.4	Taxa de dissipação de calor _____	83
4.4	PROCEDIMENTO DE TESTE _____	84
4.4.1	Operação da bancada _____	84
4.4.2	Critério de estabilização _____	84
4.5	PROCESSAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS _____	85
4.5.1	Cálculo das capacidades pelo lado do ar e pelo lado do refrigerante _____	85
4.5.2	Correção da capacidade obtida pelo lado do ar _____	87
4.5.3	Cálculo do valor de j _____	87
4.5.4	Cálculo do valor de f _____	88
4.6	INCERTEZAS DE MEDIÇÃO _____	88
4.6.1	Calibração do circuito de ar _____	89
4.6.2	Calibração do circuito de refrigerante _____	97
4.6.3	Estimativa das incertezas de medição _____	101
4.6.4	Sumário das incertezas estimadas _____	113
5	RESULTADOS OBTIDOS _____	114
5.1	ESTADO DO FLUIDO REFRIGERANTE NA ENTRADA E NA SAÍDA DO TOCADOR DE CALOR _____	114
5.2	EFEITO DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO DOS CONDENSADORES _____	117
5.2.1	Descrição do experimento _____	117
5.2.2	Resultados e análises _____	117
5.2.3	Conclusões _____	125
5.3	EFEITO DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS _____	126
5.3.1	Descrição do experimento _____	126
5.3.2	Resultados e análises _____	127
5.3.3	PEC – formulação algébrica _____	130
5.3.4	PEC – algoritmo genético _____	131
5.3.5	Conclusões _____	134

5.4	EFEITO COMBINADO DA GEOMETRIA DA ALETA E DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS	135
5.4.1	Descrição do experimento	135
5.4.2	Resultados e análises	136
5.4.3	Conclusões	139
5.5	EFEITO DO TIPO DE BORDA	143
5.5.1	Descrição do experimento	143
5.5.2	Resultados e análises	144
5.5.3	Conclusões	146
5.6	COMPARAÇÃO COM A CORRELAÇÃO DE WANG <i>et al.</i> (1999)	146
5.6.1	Descrição do experimento	146
5.6.2	Resultados e análises	147
5.6.3	Conclusões	149
6	CONCLUSÕES	150
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	151
6.2	CONSIDERAÇÕES FINAIS	151
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	152
	Apêndice 1	160
	Apêndice 2	162
	Apêndice 3	168
	Apêndice 4	170
	Apêndice 5	171
	Apêndice 6	174
	Apêndice 7	175
	Apêndice 8	181
	Apêndice 9	184
	Apêndice 10	188
	Apêndice 11	191
	Apêndice 12	193

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1: Máquina de refrigeração construída por Daniel Siebe</i>	23
<i>Figura 2: Trocador de calor compacto utilizado em processos industriais</i>	25
<i>Figura 3: Tubos individualmente aletados - aletas normais ao tubo</i>	25
<i>Figura 4: Tubos individualmente aletados - aletas longitudinais ao tubo</i>	25
<i>Figura 5: Trocador com aletas contínuas</i>	26
<i>Figura 6: Aleta plana</i>	26
<i>Figura 7: Aleta wavy</i>	26
<i>Figura 8: Aleta strip</i>	27
<i>Figura 9: Aleta louvered</i>	27
<i>Figura 10: Parâmetros geométricos - tubos</i>	28
<i>Figura 11: Parâmetros geométricos - aletas</i>	29
<i>Figura 12: Extrato do consumo de energia nas residências do Brasil (SOUZA, 2007)</i>	30
<i>Figura 13: Extrato do consumo de energia nos estabelecimentos comerciais do Brasil (CORREIA, 2007)</i>	30
<i>Figura 14: Queda de pressão na entrada e recuperação de pressão na saída de um trocador de calor</i>	33
<i>Figura 15: Esquema do trocador de calor utilizado nos experimentos de SABOYA e SPARROW (1976)</i>	34
<i>Figura 16: Variação da transferência de massa ao longo do sentido longitudinal do escoamento</i>	35
<i>Figura 17: Número de Sherwood médio para trocadores de calor com uma e com duas fileiras</i>	36
<i>Figura 18: Efeito do número de Reynolds na distribuição de temperatura em um trocador de duas fileiras (escoamento de ar de baixo para cima)</i>	38
<i>Figura 19: Esquema do circuito de ar (WEBER e PEDERSEN, 1991)</i>	40
<i>Figura 20: Esquema do circuito de refrigerante (WEBER e PEDERSEN, 1991)</i>	41
<i>Figura 21: Efeito do louver (CHI et al., 1998)</i>	44
<i>Figura 22: Tipos de aleta avaliados por LOZZA e MERLO (2001) – (a) louvered, (b) extended louver, (c) winglet + louver, (d) corrugated, (e) corrugated, (f) wavy</i>	46
<i>Figura 23: Balanço global de energia nos fluidos quente e frio</i>	50
<i>Figura 24: Transferência de calor entre fluidos quente e frio</i>	50
<i>Figura 25: Distribuição de temperaturas em um trocador contracorrente</i>	50
<i>Figura 26: Efetividade de um trocador com escoamento em contracorrente</i>	54
<i>Figura 27: Forma típica de apresentação de j e f em função do número de Reynolds</i>	56
<i>Figura 28: Algoritmo para cálculo de j</i>	57
<i>Figura 29: Configurações dos tubos. (a) Alinhados. (b) Desencontrados</i>	58
<i>Figura 30: Divisão da aleta em hexágonos (STEWART et al., 2002)</i>	59
<i>Figura 31: Exemplo de problema na utilização de η_e</i>	61
<i>Figura 32: Circuito para circulação de ar</i>	65
<i>Figura 33: Seção de testes</i>	65

Figura 34: Grade perfurada e grade de termopares na seção de entrada	66
Figura 35: Homogeneizador de temperatura	66
Figura 36: Bocal convergente para medição da vazão de ar	66
Figura 37: Montagem do ventilador radial	67
Figura 38: Detalhe do isolamento de borracha elastomérica	68
Figura 39: Representação esquemática dos dutos	68
Figura 40: Montagem do condensador na placa de poliuretano expandido	68
Figura 41: Circuito de fluido refrigerante	70
Figura 42: Diagrama pressão-entalpia para o circuito de fluido refrigerante	70
Figura 43: Banho termostático	71
Figura 44: Bomba de engrenagens	71
Figura 45: Diferença entre o valor de temperatura estimado pelo polinômio T3 e o valor indicado pelo termopar padrão	74
Figura 46: Termopar inserido no centro geométrico de um cilindro de cobre	75
Figura 47: Termopar com bainha de aço inoxidável	75
Figura 48: Termopar de imersão	75
Figura 49: Transdutor diferencial de pressão utilizado no circuito de ar	76
Figura 50: Curva de calibração do transdutor de pressão $\Delta P_{cond-amb}$	77
Figura 51: Barômetro	78
Figura 52: Sensor de umidade relativa	78
Figura 53: Transdutor de pressão utilizado no circuito de refrigerante	79
Figura 54: Sensor tipo Coriolis para medição da vazão mássica de refrigerante	80
Figura 55: Curva de calibração do transdutor de vazão mássica	80
Figura 56: Estimativa da incerteza do transdutor de vazão mássica em percentagem do valor medido	81
Figura 57: Curvas características do ventilador e curvas de perda de carga para os bocais medidores de vazão de ar	82
Figura 58: Coeficiente de Seebeck para termopares tipo T	86
Figura 59: Resistências elétricas montadas sobre o condensador	89
Figura 60: Balanço de energia na seção de testes	89
Figura 61: Ligação de termopares para a medição absoluta de temperatura	91
Figura 62: Ligação de termopares para a medição diferencial de temperatura	92
Figura 63: Distribuição de termopares na seção de entrada	92
Figura 64: Condutância térmica global do túnel de vento	94
Figura 65: Resíduo fornecido pela equação 68 versus variação de temperatura através do trocador de calor	95
Figura 66: Resíduo dado pela equação 70 versus variação de temperatura através do trocador de calor	96
Figura 67: Resíduo dado pela equação 70 versus vazão de ar	97
Figura 68: Resíduo fornecido pela equação 73 versus capacidade	98
Figura 69: Resíduo fornecido pela equação 73 versus vazão de ar	99
Figura 70: Resíduo fornecido pela equação 73 versus superaquecimento	99

Figura 71: Resíduo fornecido pela equação 73 versus sub-resfriamento	100
Figura 72: Resíduo fornecido pela equação 73 versus diferença de temperatura entre a condensação e a entrada do ar	100
Figura 73: Fator t de Student em função do grau de liberdade para abrangência de 95% e distribuição bicaudal	102
Figura 74: Análise de repetibilidade da capacidade média	108
Figura 75: Variação da capacidade versus variação da vazão mássica de refrigerante	109
Figura 76: Variação da capacidade versus variação do parâmetro Z	110
Figura 77: Análise de repetibilidade da capacidade média	110
Figura 78: Efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor	116
Figura 79: Capacidade versus vazão de ar para diferentes fabricantes	118
Figura 80: Perda de carga versus vazão de ar para diferentes fabricantes	118
Figura 81: Fator j de Colburn versus Re_{Dc} para diferentes fabricantes	119
Figura 82: Fator f de atrito versus Re_{Dc} para os diferentes fabricantes	119
Figura 83: j/f versus Re_{Dc} para diferentes fabricantes	120
Figura 84: Teste de hipótese de j para os fabricantes A e B	121
Figura 85: Teste de hipótese de j para os fabricantes B e C	121
Figura 86: Teste de hipótese de j para os fabricantes A e C	122
Figura 87: Teste de hipótese de f para os fabricantes A e B	122
Figura 88: Teste de hipótese de f para os fabricantes B e C	123
Figura 89: Teste de hipótese de f para os fabricantes A e C	123
Figura 90: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes A e B	124
Figura 91: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes B e C	124
Figura 92: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes A e C	125
Figura 93: Capacidade versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas	127
Figura 94: Perda de carga versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas	128
Figura 95: Fator j de Colburn versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas	128
Figura 96: Fator f de atrito versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas	129
Figura 97 Relação: j/f versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas	129
Figura 98: Tela do programa MODEFRONTIER™	132
Figura 99: Efeito dos fatores sobre o fator j de Colburn	137
Figura 100: Efeito dos fatores sobre o fator f de atrito	138
Figura 101: Efeito dos fatores sobre a relação j/f	139
Figura 102: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e louver sobre o parâmetro j	141
Figura 103: Efeito do fator espaçamento entre aletas sobre o parâmetro j	141
Figura 104: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e louver sobre o fator f de atrito	142
Figura 105: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e espaçamento entre aletas sobre o fator f de atrito	142
Figura 106: Efeito dos fatores louver e espaçamento entre aletas sobre a relação j/f	143
Figura 107: Efeito do tipo de borda sobre o fator j de Colburn	144
Figura 108: Efeito do tipo de borda sobre o fator f de atrito	145
Figura 109: Efeito do tipo de borda sobre a relação j/f	145

<i>Figura 110: Fator j de Colburn versus número de Reynolds</i>	147
<i>Figura 111: Fator f de atrito versus número de Reynolds</i>	148
<i>Figura 112: Relação j/f versus número de Reynolds</i>	148
<i>Figura 113: Desenho detalhado do túnel de vento</i>	170
<i>Figura 114: Procedimento para ligar a bancada</i>	171
<i>Figura 115: Procedimento para desligar a bancada</i>	172
<i>Figura 116: Circuito de refrigerante com identificação das válvulas</i>	173
<i>Figura 117: Diagrama elétrico</i>	174
<i>Figura 118: Dimensões da borda corrugada</i>	176
<i>Figura 119: Dimensões da borda corrugada</i>	176
<i>Figura 120: Dimensões da aleta wavy e do louver</i>	177
<i>Figura 121: Dimensões do louver</i>	177
<i>Figura 122: Dimensões da aleta piramidal</i>	177
<i>Figura 123: Aleta wavy sem louver e com borda lisa</i>	178
<i>Figura 124: Aleta wavy sem louver e com borda lisa</i>	178
<i>Figura 125: Aleta wavy sem louver e com borda corrugada</i>	178
<i>Figura 126: Aleta wavy sem louver e com borda corrugada</i>	178
<i>Figura 127: Aleta wavy com louver e com borda corrugada</i>	179
<i>Figura 128: Aleta wavy com louver e com borda corrugada</i>	179
<i>Figura 129: Aleta piramidal sem louver e com borda lisa</i>	179
<i>Figura 130: Aleta piramidal sem louver e com borda lisa</i>	180
<i>Figura 131: Aleta piramidal com louver e com borda lisa</i>	180
<i>Figura 132: Aleta piramidal com louver e com borda lisa</i>	180

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1: Contribuição percentual de cada fileira para o processo de transferência de massa de naftaleno</i>	35
<i>Tabela 2: Publicações citadas por CHEN e REN (1988) referentes ao efeito do espaçamento entre aletas sobre o coeficiente de troca</i>	39
<i>Tabela 3: Geometria do trocador (WEBER e PEDERSEN, 1991)</i>	42
<i>Tabela 4: Variáveis lidas pelo sistema de aquisição de dados</i>	72
<i>Tabela 5: Coeficientes do polinômio de calibração dos cabos de compensação</i>	73
<i>Tabela 6: Lista dos modelos e faixas de medição dos transdutores de pressão utilizados no circuito de ar</i>	76
<i>Tabela 7: Coeficientes do polinômio para conversão de tensão em diferença de pressão</i>	77
<i>Tabela 8: Coeficientes do polinômio dos transdutores de pressão do circuito de refrigerante</i>	79
<i>Tabela 9: Limite de pressão dos componentes do circuito de refrigeração</i>	83
<i>Tabela 10: Variáveis controladas durante os testes</i>	85
<i>Tabela 11: Análise preliminar da propagação de erros na medição de capacidade do lado do ar</i>	91
<i>Tabela 12: Análise da propagação de erros na medição de capacidade do lado do ar com a medição diferencial de temperatura</i>	93
<i>Tabela 13: Parâmetros para correção da capacidade medida pelo lado do ar</i>	96
<i>Tabela 14: Fator t em função do grau de liberdade para abrangência de 95% e distribuição bicaudal</i>	102
<i>Tabela 15: Propagação de erros para a capacidade medida pelo lado do ar devido às incertezas dos sistemas de medição</i>	104
<i>Tabela 16: Propagação de erros na correção da capacidade medida pelo lado do ar devido à repetibilidade das medições</i>	105
<i>Tabela 17: Propagação de erros na correção da capacidade medida pelo lado do ar devido às incertezas dos sistemas de medição</i>	106
<i>Tabela 18: Propagação de erros para a capacidade medida pelo lado do refrigerante devido às incertezas dos sistemas de medição</i>	107
<i>Tabela 19: Fontes do desvio padrão da capacidade média obtidas via análise de repetibilidade</i>	108
<i>Tabela 20: Fontes do desvio padrão da capacidade média obtidas via análise de repetibilidade</i>	111
<i>Tabela 21: Propagação de erros no cálculo de j</i>	111
<i>Tabela 22: Propagação de erros no cálculo de f</i>	112
<i>Tabela 23: Sumário das incertezas de medição</i>	113
<i>Tabela 24: Planejamento do experimento para avaliar o efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor</i>	115
<i>Tabela 25: Efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor</i>	116
<i>Tabela 26: Condições de teste para investigar o efeito do processo de fabricação</i>	117
<i>Tabela 27: Amostras utilizadas na avaliação do efeito do espaçamento entre aletas</i>	126
<i>Tabela 28: Condições de teste para análise do efeito do espaçamento entre aletas</i>	126
<i>Tabela 29: Coeficientes a e b da equação 89 para j e f</i>	131

<i>Tabela 30: Solução da formulação algébrica do PEC</i>	131
<i>Tabela 31: Custos do cobre e do alumínio adotados na otimização do espaçamento entre aletas</i>	132
<i>Tabela 32: Variáveis utilizadas no processo de otimização por algoritmo genético</i>	133
<i>Tabela 33: Otimização do trocador de calor por algoritmo genético – valores absolutos</i>	133
<i>Tabela 34: Otimização do trocador de calor por algoritmo genético – variações percentuais</i>	134
<i>Tabela 35: Fatores e níveis do DOE</i>	135
<i>Tabela 36: Configurações das amostras</i>	135
<i>Tabela 37: Condições de teste</i>	136
<i>Tabela 38: Efeito dos fatores sobre o fator j de Colburn</i>	137
<i>Tabela 39: Efeito dos fatores sobre o fator f de atrito</i>	138
<i>Tabela 40: Efeito dos fatores sobre a relação j/f</i>	139
<i>Tabela 41: Amostras utilizadas na avaliação do efeito do tipo de borda</i>	143
<i>Tabela 42: Condições de teste para análise do efeito do tipo de borda</i>	144
<i>Tabela 43: Amostras utilizadas para comparação com dados da literatura</i>	146
<i>Tabela 44: Condições de teste para comparação com dados da literatura</i>	147
<i>Tabela 45: Lista dos componentes do circuito de ar</i>	168
<i>Tabela 46: Lista dos componentes do circuito de refrigerante</i>	169
<i>Tabela 47: Lista dos componentes do sistema de aquisição de dados</i>	169
<i>Tabela 48: Características gerais dos condensadores</i>	175
<i>Tabela 49: Características específicas dos condensadores</i>	175
<i>Tabela 50: Efeito do processo de fabricação – descrição dos testes</i>	181
<i>Tabela 51: Efeito do processo de fabricação – medições do lado do ar</i>	181
<i>Tabela 52: Efeito do processo de fabricação – medições do lado do refrigerante</i>	182
<i>Tabela 53: Efeito do processo de fabricação – parâmetros j e f</i>	183
<i>Tabela 54: Efeito do espaçamento entre aletas – descrição dos testes</i>	184
<i>Tabela 55: Efeito do espaçamento entre aletas – medições do lado do ar</i>	185
<i>Tabela 56: Efeito do espaçamento entre aletas – medições do lado do refrigerante</i>	186
<i>Tabela 57: Efeito do espaçamento entre aletas – parâmetros j e f</i>	187
<i>Tabela 58: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – descrição dos testes</i>	188
<i>Tabela 59: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – medições do lado do ar</i>	189
<i>Tabela 60: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – medições do lado do refrigerante</i>	189
<i>Tabela 61: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – parâmetros j e f</i>	190
<i>Tabela 62: Efeito do tipo de borda – descrição dos testes</i>	191
<i>Tabela 63: Efeito do tipo de borda – medições do lado do ar</i>	191
<i>Tabela 64: Efeito do tipo de borda – medições do lado do refrigerante</i>	192
<i>Tabela 65: Efeito do tipo de borda – parâmetros j e f</i>	192
<i>Tabela 66: Comparação com a correlação de WANG et al. (1999) – descrição dos testes</i>	193
<i>Tabela 67: Comparação com a correlação de WANG et al. (1999) – medições do lado do ar</i>	194

Tabela 68: Comparação com a correlação de WANG et al. (1999) – medições do lado do refrigerante

195

Tabela 69: Comparação com a correlação de WANG et al. (1999) – parâmetros j e f _____ 196

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

A	Área de transferência de calor	$[m^2]$
A_A	Área das aletas	$[m^2]$
A_o	Área de transferência de calor do lado do ar	$[m^2]$
A_c	Área mínima de passagem do ar	$[m^2]$
A_i	Área interna do trocador de calor	$[m^2]$
A_{fr}	Área de face do trocador de calor	$[m^2]$
A_{tubo}	Área externa dos tubos	$[m^2]$
C	Capacidade térmica	$[W/K]$
C_d	Coefficiente de descarga do bocal	$[-]$
Cor_{Cap}	Correção aplicada ao valor da capacidade medida pelo lado do ar	$[W]$
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J/kg-K]$
D_{bocal}	Diâmetro da garganta do bocal	$[m]$
D_c	Diâmetro externo do tubo com colarinho	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
D_i	Diâmetro interno do tubo	$[m]$
D_o	Diâmetro externo do tubo	$[m]$
$DTML$	Média logarítmica de temperaturas	$[-]$
f	Fator de atrito de Fanning	$[-]$
F	Fator de correção para a equação da transferência de calor com base em DTML, para trocadores de calor com escoamento cruzado	
G	Fluxo de massa (vazão mássica por unidade de área)	$[kg/m^2-s]$
h	Entalpia	$[J/kg]$
h_{convec}	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$[W/m^2-K]$
I	Incerteza de medição	
j	Fator j de Colburn	$[-]$
j_4	Fator j de Colburn para trocador de calor com 4 fileiras de tubos	$[-]$
j_{NL}	Fator j de Colburn para trocador de calor com N_L fileiras de tubos	$[-]$
L_α	Ângulo de <i>louver</i>	$[^\circ]$
L_h	Altura do <i>louver</i> , $L_h=L_p.\text{sen}(L_\alpha)$	$[m]$
L_p	Passo do <i>louver</i>	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$

n	Número de varreduras do sistema de aquisição de dados para um teste	
N_L	Número de fileiras de tubos	
N	Número de dados experimentais para a composição de uma média	
Nu	Numero de Nusselt	[-]
P_f	Passo da aleta	[m]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{Q}_{ar}	Capacidade do lado do ar	[W]
$\dot{Q}_{ar,corrig}$	Capacidade corrigida do lado do ar	[W]
\dot{Q}_{refri}	Capacidade do lado do refrigerante	[W]
$\dot{Q}_{média}$	Média entre as capacidades do lado do ar e do refrigerante	[W]
Re	Número de Reynolds	[-]
Re_{Dc}	Número de Reynolds baseado em D_c	[-]
Re_{Dh}	Número de Reynolds baseado em D_h	[-]
Re_{Do}	Número de Reynolds baseado em D_o	[-]
Re_{SL}	Número de Reynolds baseado em S_L	[-]
R	Constante do ar = 287,1	[J/kg-K]
R_i	Resistência térmica devido às incrustações	[W/K]
R_p	Resistência térmica da parede	[W/K]
R_{total}	Resistência térmica total	[W/K]
S	Espaçamento entre aletas	[m]
Sc	Número de Schmidt	[-]
Sh	Número de Sherwood	[-]
S_L	Distância longitudinal entre tubos	[m]
S_T	Distância transversal entre tubos	[m]
St	Número de Stanton	[-]
T	Temperatura	[°C]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² -K]
UA_{ent}	Condutância térmica da região de entrada da seção de testes do túnel	[W/K]
UA_{global}	Condutância térmica global da seção de testes do túnel	[W/K]
UA_{sai}	Condutância térmica da região de saída da seção de testes do túnel	[W/K]
V	Velocidade	[m/s]

\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /h]
\dot{W}_{ar}	Potência de bombeamento do ar	[W]
\dot{W}_{resist}	Potência dissipada pela resistência elétrica	[W]

Alfabeto Grego:

α	Coefficiente de Seebeck	[-]
δ_f	Espessura da aleta	[m]
ΔP_{bocal}	Diferencial de pressão no lado do ar entre a entrada do bocal e a saída do bocal	[Pa]
$\Delta P_{amb-bocal}$	Diferencial de pressão no lado do ar entre o ambiente externo e a saída do bocal	[Pa]
ΔP_{cond}	Diferencial de pressão no lado do ar entre a entrada e a saída do condensador	[Pa]
$\Delta P_{cond-amb}$	Diferencial de pressão no lado do ar entre a entrada do condensador e o ambiente externo	[Pa]
ΔT_{sub}	Subresfriamento do refrigerante	[°C]
ΔT_{sup}	Superaquecimento do refrigerante	[°C]
ΔT_{cond}	Varição de temperatura do ar através do condensador	[°C]
$\Delta T_{médio}$	Diferença entre a média das temperaturas do ar na seção de entrada e na seção de saída, e a temperatura do ambiente externo	[°C]
ε	Efetividade	[-]
η	Eficiência da superfície	[-]
η_A	Eficiência da aleta	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Desvio padrão	
ϕ	Umidade relativa	[-]
ω	Ângulo de corrugação da aleta wavy	[°]

Índices:

ar	Ar
amb	Ambiente externo
bocal	Região de entrada do bocal
ent	Entrada
f	Fluido frio

parede	Parede do túnel de vento
q	Fluido quente
refri	Refrigerante
sai	Saída
tubo	Parede do tubo

RESUMO

O objetivo deste trabalho é avaliar a performance termo-hidráulica de condensadores do tipo tubo-aletado. Para atingir tal objetivo uma bancada experimental foi construída e um código computacional foi desenvolvido.

A bancada experimental consiste basicamente de dois circuitos: o de ar e o de fluido refrigerante, ambos permitindo a medição da taxa de calor dissipado pelo condensador. No circuito de ar mede-se a vazão de ar através de bocais convergentes, e a diferença de temperatura através de termopares diferenciais. No circuito de refrigerante mede-se a vazão de R134a através de um sensor tipo Coriolis e, calcula-se o diferencial de entalpia a partir de medições absolutas de pressão e temperatura.

A partir dos dados experimentais de transferência de calor e de perda de carga do lado do ar calculam-se os parâmetros adimensionais j e f . Efeitos do processo de fabricação, espaçamento entre aletas, tipo de aleta, presença do *louver*, e tipo de borda foram explorados experimentalmente. Comparações com correlações disponíveis na literatura são apresentadas e discutidas.

O código computacional desenvolvido pode ser utilizado tanto para calcular os valores de j e f com base nos dados experimentais, quanto para simular a taxa de dissipação de calor e a perda de carga a partir de correlações empíricas de j e f .

O código computacional desenvolvido foi acoplado ao *software* de otimização MODEFRONTIER™, com o intuito de otimizar o espaçamento entre aletas de um condensador específico.

ABSTRACT

The objective of this work is to evaluate the thermohydraulic performance of finned tube condensers. In order to accomplish this objective, a test bench was built and a computational code was developed.

The test bench has two circuits: one for air flow and another for refrigerant flow. The condenser heat released rate can be measured in both circuits. In the air circuit, the air flow is measured by nozzles and the temperature difference by differential thermocouples. In the refrigerant circuit, the mass flow rate is measured by a Coriolis type mass flow meter and the enthalpy differential is calculated from the absolute temperature and pressure measurements.

The j and the f dimensionless parameters are calculated from the experimental data. The effect of fin geometry, fin pitch, *louver*, and fin edge corrugation were all explored experimentally. Comparisons with correlations available in the open literature are presented and discussed.

The computational code can be used either to calculate the j and the f parameters from heat transfer and air pressure drop data, or to simulate the heat transfer and the air pressure drop from j and f empirical correlations.

The developed computational code was coupled to the MODEFRONTIER™ optimization software in an attempt to optimize the fin pitch for a specific condenser.

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS HISTÓRICOS

Há indícios de que o homem conhecia o efeito da temperatura sobre a conservação de alimentos desde o ano 2000 B.C.. Os métodos mais antigos de produção de frio baseavam-se no uso de gelo natural ou de misturas de neve e sal. Gelo natural era transportado de regiões frias ou coletado no inverno e armazenado em *casas frias*. A existência de tais *casas frias* é inclusive mencionada em poemas chineses, intitulados Shi Ching, datados de 1000 B.C. Essas casas eram isoladas com palha ou até mesmo com esterco.

No século XVII gelo era um privilégio de pessoas ricas. Em 1806, Frederick Tudor começou a comercializar gelo cortado principalmente do rio Hudson em Nova Iorque, tornando o produto acessível para um número maior de pessoas. Outros se juntaram ao comércio de gelo e registros indicam que 156 mil toneladas de gelo foram exportadas do porto de Boston no ano de 1854.

O comércio de gelo natural continuou mesmo após o início da produção de gelo artificial, sustentado pela reivindicação de que a sua qualidade era superior à do gelo produzido pelo homem. O comércio de gelo natural terminou em 1930.

O primeiro passo para a refrigeração por meios artificiais foi dado pelo escocês e Professor de Química, William Cullen, que em 1752 congelou água em contato térmico com um frasco de éter. Isso só foi possível mediante o abaixamento de pressão no interior do frasco de éter, já que a temperatura de ebulição desse refrigerante é de 34 °C. O processo de refrigeração utilizado por Cullen era, entretanto, descontínuo, pois ainda não existia uma forma de voltar a obter refrigerante líquido a partir de refrigerante vapor.

Estudos sobre métodos de liquefação de vapor através de compressão foram realizados na segunda metade do século XVIII. Dióxido de enxofre foi liquefeito em 1780 por J. F. Clouet e G. Monge. Amônia foi liquefeita em 1787 por van Marum e van Troostwijk.

A idéia de juntar os processos de evaporação e condensação foi introduzida por Oliver Evans da Filadélfia, mas a primeira descrição de uma máquina cíclica de refrigeração deve-se a Jacob Perkins, um inventor americano que trabalhava em Londres. Perkins não fez uma divulgação efetiva do seu trabalho, o qual permaneceu esquecido até ser referenciado, 50 anos mais tarde, por Bramwell.

Alexander Catlin Twining, de Cleveland, Estados Unidos, foi o primeiro a produzir gelo por meio de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor em 1856. Sua iniciativa não teve sucesso por não ser competitiva com a exploração de gelo natural, então existente.

O maior responsável pela introdução de sistemas comerciais de refrigeração foi o escocês James Harrison. Não é possível afirmar se ele tinha ou não conhecimento dos inventos de Perkins ou Twining, e há indícios de que ele tenha notado o efeito de resfriamento provocado pela evaporação de éter ao limpar máquinas de tipografia na Austrália. Em 1856 e 1857 ele depositou patentes e construiu algumas máquinas de refrigeração na Inglaterra. Ao retornar para a Austrália, continuou a produzir máquinas de refrigeração, todas com utilização de éter. Estas máquinas serviram para a produção de gelo, congelamento de carne, resfriamento de cerveja, transporte marítimo de produtos perecíveis, entre outras aplicações. A figura 1 ilustra uma dessas máquinas fabricada na Inglaterra por Daniel Siebe e introduzida ao público em 1862, durante uma exposição internacional realizada na cidade de Londres. Estas máquinas foram fabricadas regularmente até o advento de sistemas de amônia e de dióxido de carbono. O inconveniente do éter é a sua alta temperatura de ebulição, o que leva à utilização de pressões inferiores à atmosférica. Na eventualidade de um vazamento, ar entra no sistema formando uma mistura potencialmente explosiva.

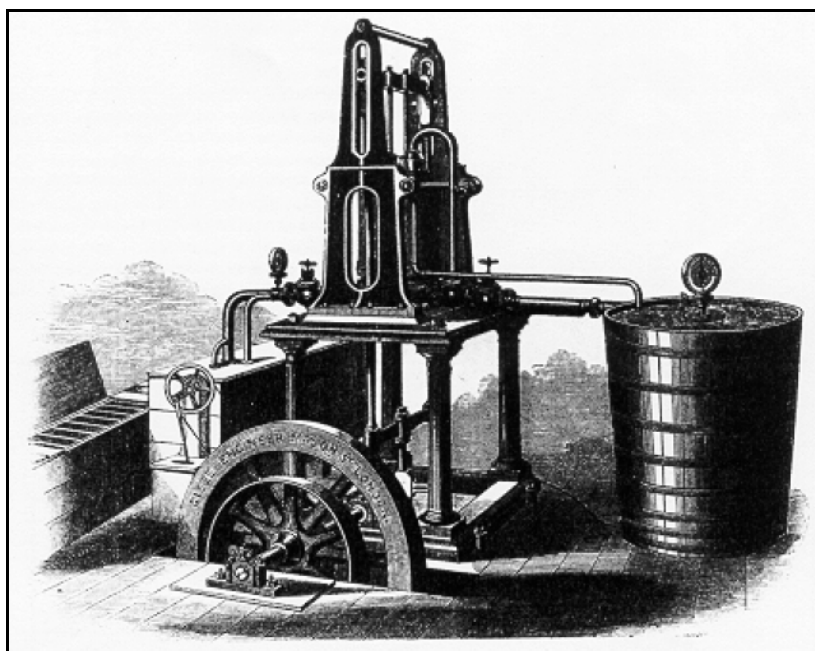


Figura 1: Máquina de refrigeração construída por Daniel Siebe

Sistemas com amônia foram introduzidos por Carl von Linde em 1870. A temperatura de ebulição é de $-33,3^{\circ}\text{C}$ e, portanto, tais sistemas podiam atingir temperaturas baixas em pressões superiores à atmosférica.

Sistemas com dióxido de carbono foram introduzidos em 1886 e foram extensivamente utilizados em navios até 1955, quando ocorreu a sua substituição pelos sistemas com CFC.

Os CFC's surgiram em 1929 nos laboratórios da General Motors, nos Estados Unidos. Thomas Midgley e sua equipe receberam a tarefa de encontrar um fluido refrigerante que apresentasse baixa toxicidade, baixa inflamabilidade e temperatura de ebulição entre -40 e 0 °C. A nova substância foi apresentada ao público durante a reunião da Sociedade Americana de Química em abril de 1930.

Em 1974 Roland e Molina mostraram que o cloro liberado pelos CFC's diminuía a espessura da camada de ozônio da estratosfera. Em 1986, foi assinado o protocolo de Montreal que previa o gradual banimento dos CFC's e HCFC's. Isso provocou a introdução dos HFC's, fluidos halogenados sem cloro na sua composição química. No entanto estes fluidos, assim como os CFC's e HCFC's, aumentam o efeito estufa, o que motivou a procura por fluidos refrigerantes naturais, como CO₂, amônia, ar e água.

O histórico apresentado neste capítulo foi feito com base nas pesquisas de GONÇALVES (2004) e LAWRENCE (2003).

1.2 TROCADORES DE CALOR DO TIPO TUBO-ALETADO

Em um trocador gás-líquido o coeficiente de transferência de calor do lado do líquido é em torno de uma ordem de grandeza superior ao do lado do gás. Desta forma, para melhor balancear as resistências térmicas do lado do gás e do lado do líquido, a superfície do lado do gás é expandida através da utilização de aletas.

Segundo SHAH e SEKULIĆ (2003) o termo trocador de calor compacto é empregado quando a densidade superficial excede 400 m²/m³ para aplicações que envolvam escoamento de líquido ou de fluido bifásico no interior dos tubos. O termo trocador de calor compacto não implica em trocadores pequenos, como mostra a figura 2.

Trocadores de calor do tipo tubo-aletado podem ser classificados de acordo com o tipo de aleta:

- Trocadores com tubos individualmente aletados nos quais as aletas são montadas na direção normal ao tubo (ver figura 3).
- Trocadores com tubos individualmente aletados nos quais as aletas são montadas longitudinalmente ao tubo (ver figura 4).
- Trocadores com aletas contínuas (ver figura 5).



Figura 2: Trocador de calor compacto utilizado em processos industriais



Figura 3: Tubos individualmente aletados - aletas normais ao tubo

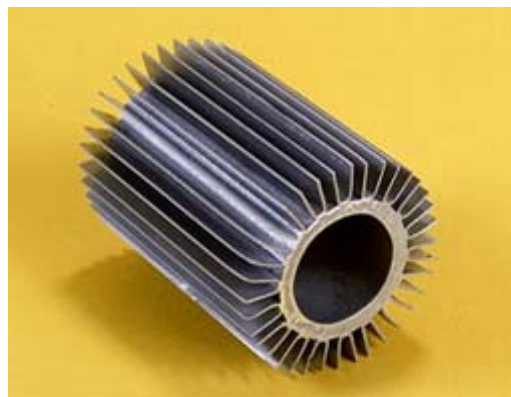


Figura 4: Tubos individualmente aletados - aletas longitudinais ao tubo

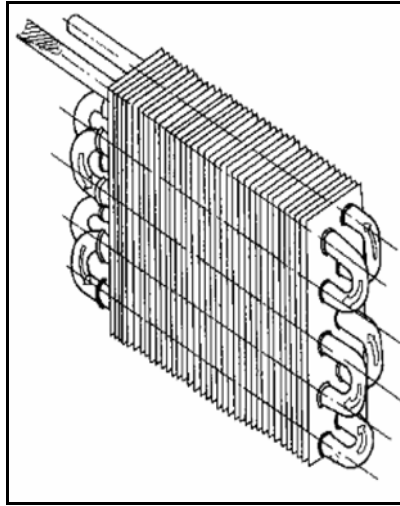


Figura 5: Trocador com aletas contínuas

As figuras 6 a 9 mostram alguns tipos de aletas contínuas.

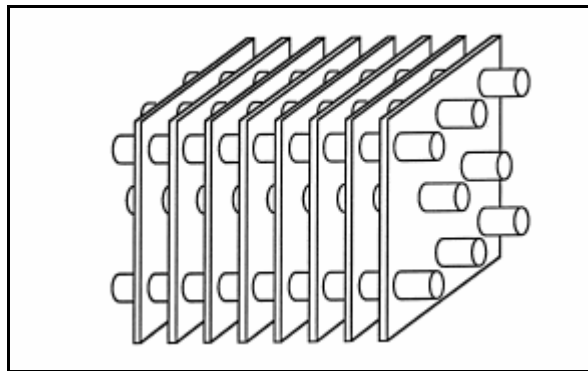


Figura 6: Aleta plana

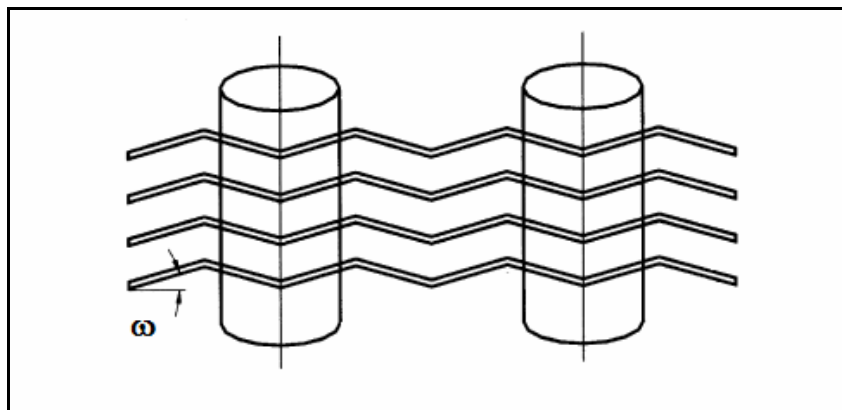


Figura 7: Aleta wavy

Na figura 7, ω representa o ângulo de corrugação da aleta *wavy*.

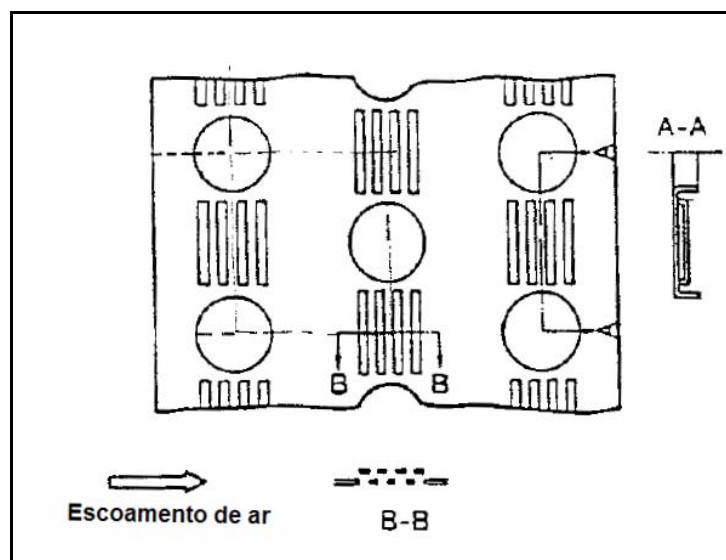


Figura 8: Aleta *strip*

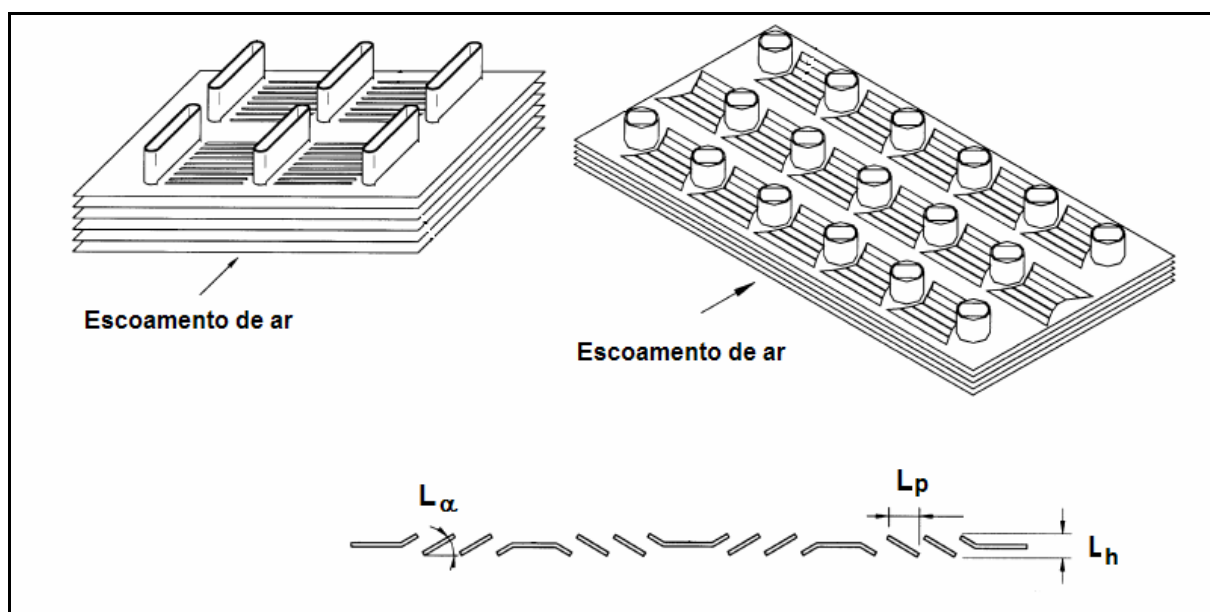


Figura 9: Aleta *louvered*

Na figura 9 tem-se que: L_α é o ângulo de *louver*, L_h é a altura do *louver*, e L_p é o passo do *louver*.

Trocadores de calor do tipo tubo-aletado são utilizados extensivamente como condensadores e evaporadores em aplicações de condicionamento de ar e refrigeração, como condensadores em usinas termoelétricas, e como resfriadores em processos industriais.

O foco deste trabalho está em trocadores com aletas contínuas para aplicação em refrigeração comercial e condicionamento de ar.

1.3 GEOMETRIA DE TROCADORES DE CALOR TUBO-ALETADOS

As figuras 10 e 11 mostram alguns parâmetros geométricos típicos de trocadores de calor tubo-aletados, onde:

- Altura é a altura da aleta.
- Largura é a largura da região aletada dos tubos.
- Profundidade é a profundidade da aleta.
- S_L é a distância longitudinal entre tubos.
- S_T é a distância transversal entre tubos.
- S é o espaçamento entre aletas.
- δ_f é a espessura da aleta.
- P_f é o passo da aleta ($P_f = S + \delta_f$).

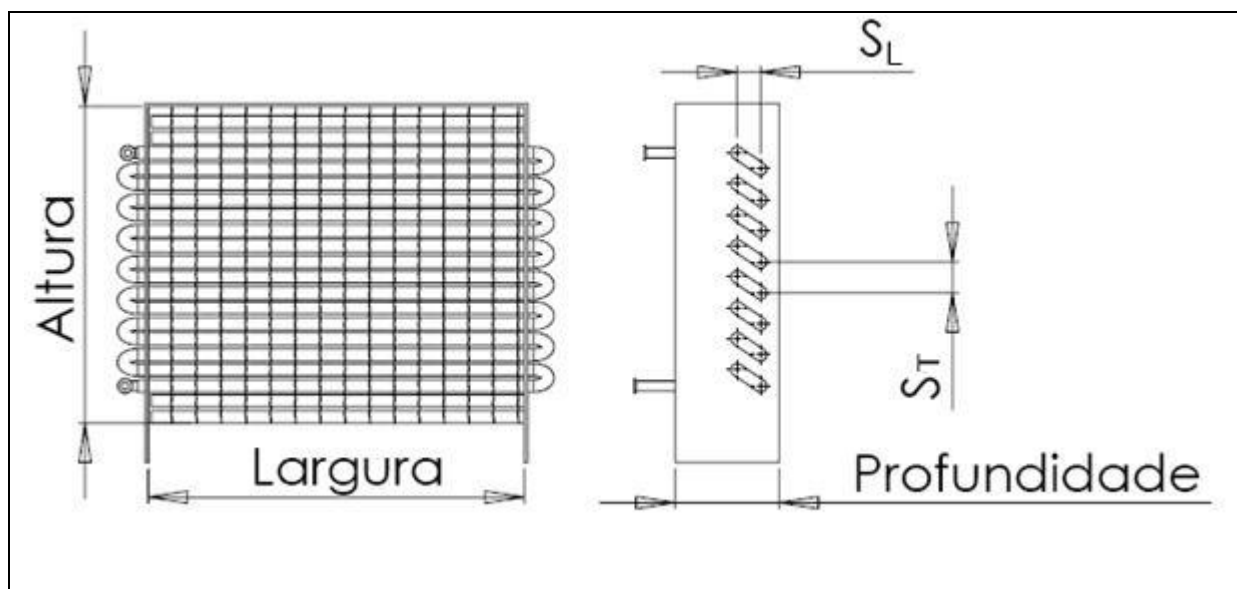


Figura 10: Parâmetros geométricos - tubos

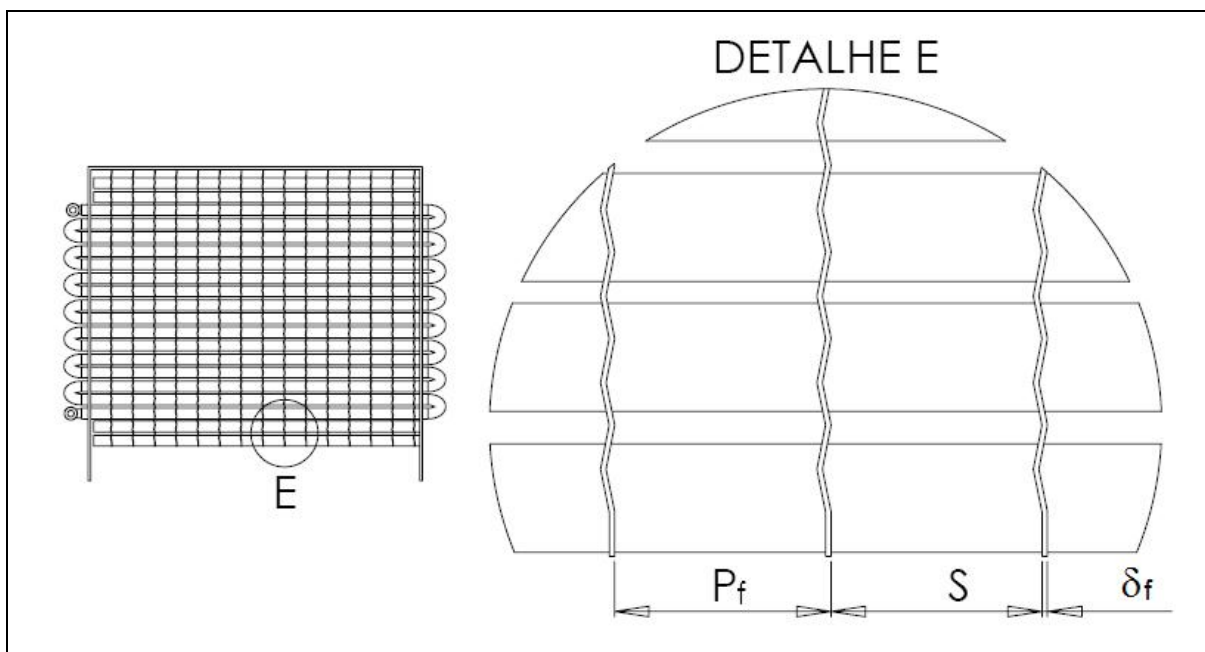


Figura 11: Parâmetros geométricos - aletas

1.4 PANORAMA ENERGÉTICO DA REFRIGERAÇÃO

O consumo anual de eletricidade das residências brasileiras em 2003 foi de 76.620 GWh (ANEEL, 2005), sendo que 20% foram consumidos em condicionamento de ar e 27% em refrigeração (SOUZA, 2007), como mostra a figura 12. No setor comercial, que inclui hotéis, motéis, hospitais, clínicas, shopping centers, mercados, edifícios empresariais, instituições de ensino, e bancos, o consumo anual em 2003 foi de 48.010 GWh (ANEEL, 2005), sendo que 47% foram consumidos em condicionamento de ar (CORREIA, 2007), como mostra a figura 13.

A soma da energia elétrica consumida em 2003 no Brasil em condicionamento de ar e refrigeração nos setores residencial e comercial foi de 58.576 GWh, o que equivale a 63% da energia produzida em 2006 pela hidrelétrica de Itaipu (ITAIPU, 2007). Este dado demonstra a importância de desenvolver sistemas de condicionamento de ar e refrigeração cada vez mais eficientes, e os trocadores de calor tubo aletados estão inseridos neste contexto.

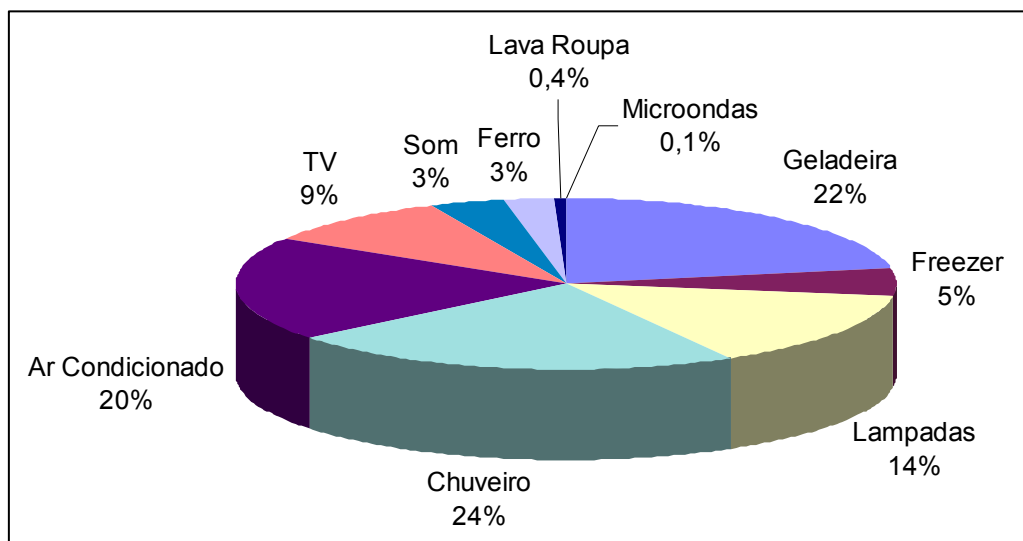


Figura 12: Extrato do consumo de energia nas residências do Brasil (SOUZA, 2007)

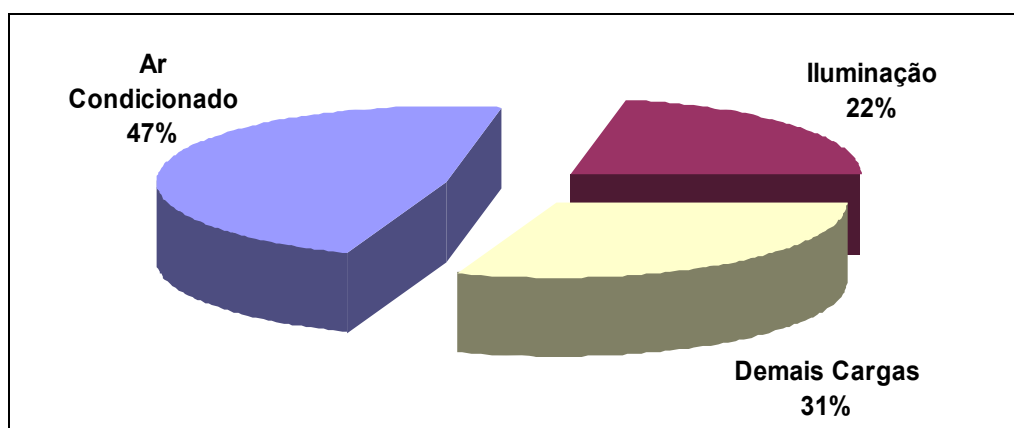


Figura 13: Extrato do consumo de energia nos estabelecimentos comerciais do Brasil (CORREIA, 2007)

1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Este trabalho tem por objetivos específicos:

- Desenvolver uma bancada e um procedimento experimental para testes com condensadores.
- Avaliar o efeito de algumas características geométricas sobre a performance de condensadores do tipo tubo-aletado.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica do tema em estudo.

No capítulo 3 é apresentada uma breve descrição dos métodos de avaliação da performance de trocadores de calor, o procedimento de cálculo dos parâmetros adimensionais j e f , e alguns métodos para comparação de trocadores de calor.

No capítulo 4 são descritos o aparato experimental, os sistemas de medição e suas incertezas, a faixa de operação da bancada, o procedimento de testes, o método de processamento dos dados experimentais, e o cálculo da propagação das incertezas de medição.

No capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais com análises e discussões.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões finais e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

KAYS e LONDON (1950) apresentaram um aparato experimental e um método para analisar o desempenho termo-hidráulico de trocadores de calor compactos. Os resultados experimentais foram expressos em termos do fator j de Colburn e do fator f de atrito (estes parâmetros serão apresentados no item 3.3).

Eles utilizaram um circuito de ar e outro de vapor d'água para medir a taxa de transferência de calor. O circuito de ar consistia de um túnel de vento aberto. No outro circuito, vapor d'água ligeiramente superaquecido entrava no trocador onde era parcialmente condensado. O vapor remanescente era separado do líquido através de um separador centrífugo, se modo a permitir a determinação do título e conseqüentemente da taxa de transferência de calor.

Os dados de transferência de calor foram processados através do método ε -NUT, considerando as resistências térmicas do lado do ar, da parede do tubo, e do lado da água. A resistência do lado da água foi calculada através da equação proposta por McADAMS (1942). Eles afirmaram que como a resistência térmica do lado da água representa de 5% a 10% da resistência do lado do ar, uma estimativa razoável da resistência do lado da água é suficiente para determinar com exatidão o valor de j .

Os dados de perda de carga foram processados com base nas seguintes parcelas (vide figura 14):

- Queda de pressão na entrada do trocador (ΔP_1).
- Fricção no núcleo do trocador.
- Recuperação de pressão na saída do trocador (ΔP_2).
- Perda de carga nos trechos de duto entre a primeira tomada de pressão e a entrada do trocador, e entre a saída do trocador e a segunda tomada de pressão.

Para a determinação de f foram realizados testes com e sem troca de calor, observando-se uma diferença bastante pequena entre estes resultados.

RICH (1975) estudou o efeito do número de fileiras de tubos (1 a 6) sobre o coeficiente de transferência de calor em trocadores de calor com aletas planas. O coeficiente de fricção não foi avaliado. Foram utilizados trocadores com tubos de $\frac{1}{2}$ " ($12,7 \times 10^{-3}$ m) equilateralmente espaçados entre si, e com aletas brasadas aos tubos. Ar foi circulado pelo lado externo dos tubos, e água quente pelo lado interno.

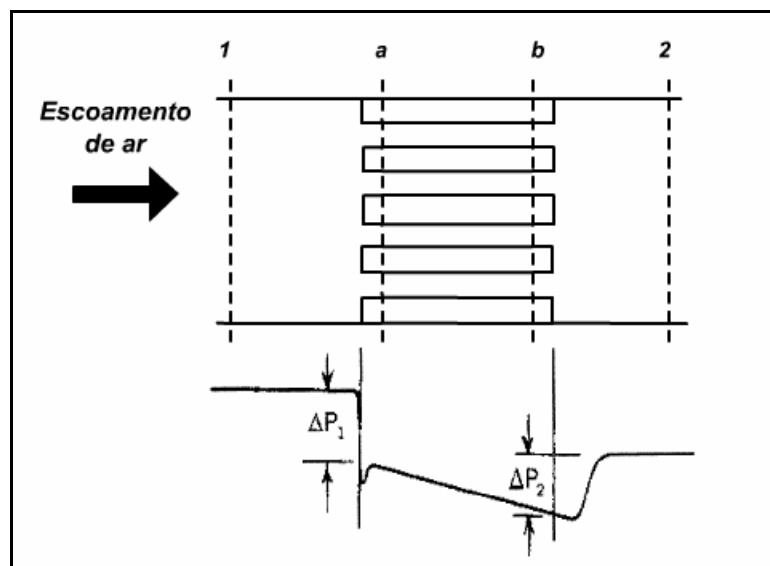


Figura 14: Queda de pressão na entrada e recuperação de pressão na saída de um trocador de calor

Foram testadas 6 amostras, uma para cada número de fileiras. O trocador de 4 fileiras foi também utilizado para avaliar o coeficiente de transferência de calor para cada fileira de tubo. Para tanto, água foi circulada simultaneamente e individualmente através de cada fileira, o que permitiu a medição da temperatura na saída de cada fileira de tubos.

Observou-se que para Re_{SL} acima de 10.000 (velocidades de face superiores a 3 m/s) j varia muito pouco com o número de fileiras, embora exista uma tendência de aumento de j com o número de fileiras. Para Re_{SL} inferiores a 10.000 há uma tendência clara de redução de j com o aumento do número de fileiras. Este efeito foi associado à presença de vórtices estacionários, os quais prejudicam a transferência de calor nos tubos a jusante. Os vórtices se desprendem com o aumento do número de Reynolds, e o valor limite para o desprendimento é tão mais alto quanto menor o espaçamento entre aletas.

SABOYA e SPARROW (1976) utilizaram a técnica de sublimação de naftaleno para determinar os coeficientes locais e médios de transferência de massa. A analogia entre transferência de calor e de massa foi utilizada para converter os dados em coeficientes de troca de calor.

As aletas foram fundidas em naftaleno e os coeficientes locais foram obtidos através de medições da topografia da superfície, antes e depois dos testes. O coeficiente médio de transferência de massa foi determinado através de medições da massa do trocador antes e depois dos testes. Experimentos foram realizados com trocadores de duas fileiras, $S/D_c = 0,193$; $S_T/D_c = 2,5$; e $S_L/D_c = 2,16$; sendo D_c o diâmetro do colarinho que é definido pela equação 1. Testes foram realizados variando Re_{Dh} de 211 a 1089, o que representa velocidades de face entre 1,0 a 4,5 m/s. Re_{Dh} representa o número de Reynolds com base

no diâmetro hidráulico, sendo o diâmetro hidráulico definido pela equação 2. Para tubos cilíndricos a equação 2 leva à definição convencional de diâmetro hidráulico, ou seja, quatro vezes a área da seção transversal dividido pelo perímetro.

$$D_c = D_o + 2 \cdot \delta_f \quad (1)$$

$$D_h = 4 \cdot \text{Largura} \cdot \frac{A_c}{A_o} \quad (2)$$

SABOYA e SPARROW (1976) observaram que, devido ao desenvolvimento da camada limite, a região de entrada do trocador é caracterizada por altos valores de coeficiente de troca. Observaram também que logo à frente dos tubos aparecem picos de transferência, e concluem que isto se deve à formação de vórtices. Para números de Reynolds mais elevados notam-se múltiplos picos, gradativamente de menor intensidade. Os vórtices varrem a lateral do tubo, promovendo uma intensificação da transferência de massa também nesta região. A região atrás dos tubos é caracterizada por baixos coeficientes de troca, e a segunda fileira de tubos é influenciada pela esteira da primeira fileira. Devido ao afunilamento causado pelos tubos da primeira fileira, a velocidade do escoamento aproximando a segunda fileira é superior à primeira. Verificou-se também que a velocidade do escoamento influencia na altura, no número, e na largura dos picos de transferência que ocorrem à frente dos tubos, e por isso é de se esperar que estes picos tenham um papel mais importante na segunda fileira do que na primeira. Isto de fato acontece, conforme mostrado nas figuras 15 e 16.

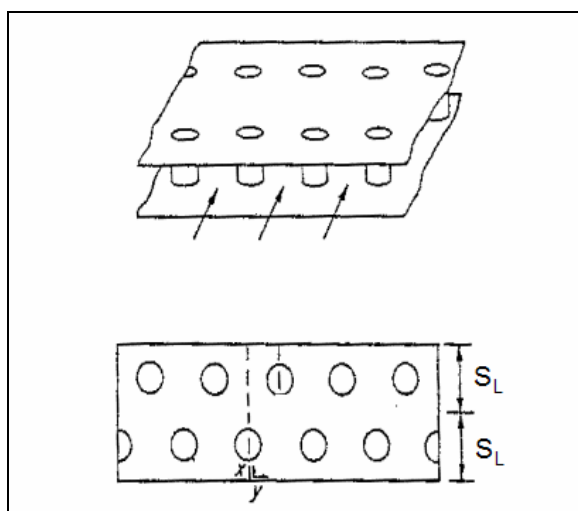


Figura 15: Esquema do trocador de calor utilizado nos experimentos de SABOYA e SPARROW (1976)

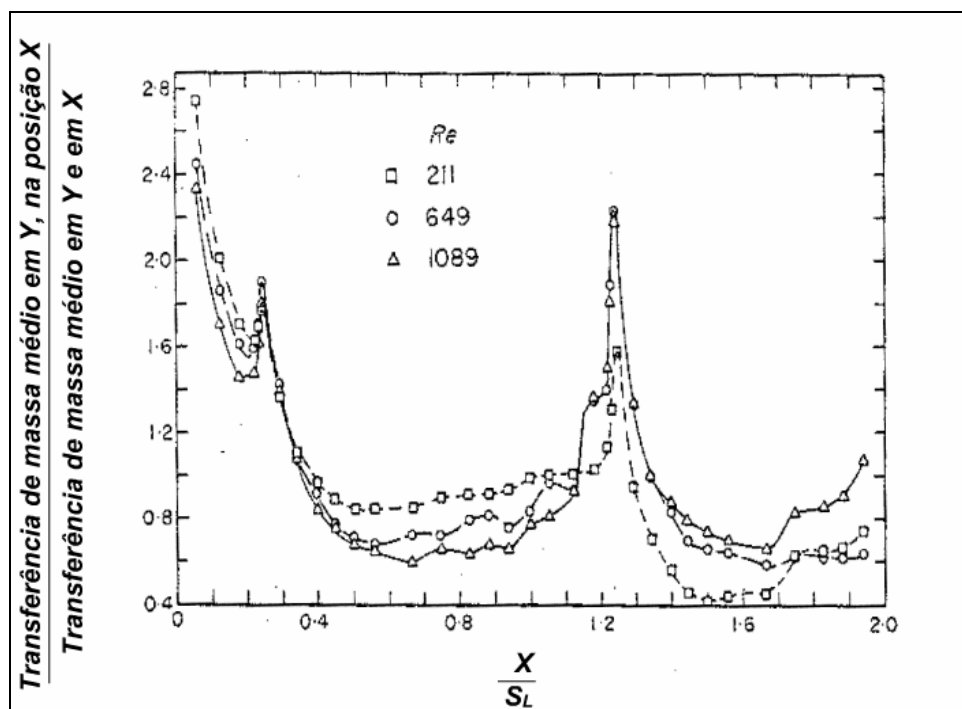


Figura 16: Variação da transferência de massa ao longo do sentido longitudinal do escoamento

Uma conclusão bastante importante é a de que diferentes mecanismos governam o processo de transferência na primeira e na segunda fileira. Para a primeira fileira, o desenvolvimento da camada limite é o mecanismo predominante, tendo apenas a contribuição dos vórtices. Para a segunda fileira, a formação de vórtices é predominante. A tabela 1 indica, para diferentes números de Reynolds, a contribuição de cada fileira no processo de transferência de massa. Com o aumento do número de Reynolds a importância da formação de vórtices cresce, e por consequência a contribuição da segunda fileira se aproxima da contribuição da primeira. Testes comparativos entre um trocador de uma fileira e um trocador de duas fileiras levaram à mesma conclusão (ver figura 17).

Tabela 1: Contribuição percentual de cada fileira para o processo de transferência de massa de naftaleno

Reynolds [-]	Contribuição da primeira fileira [%]	Contribuição da segunda fileira [%]
211	63,5	36,5
649	57,2	42,8
1089	52,6	47,4

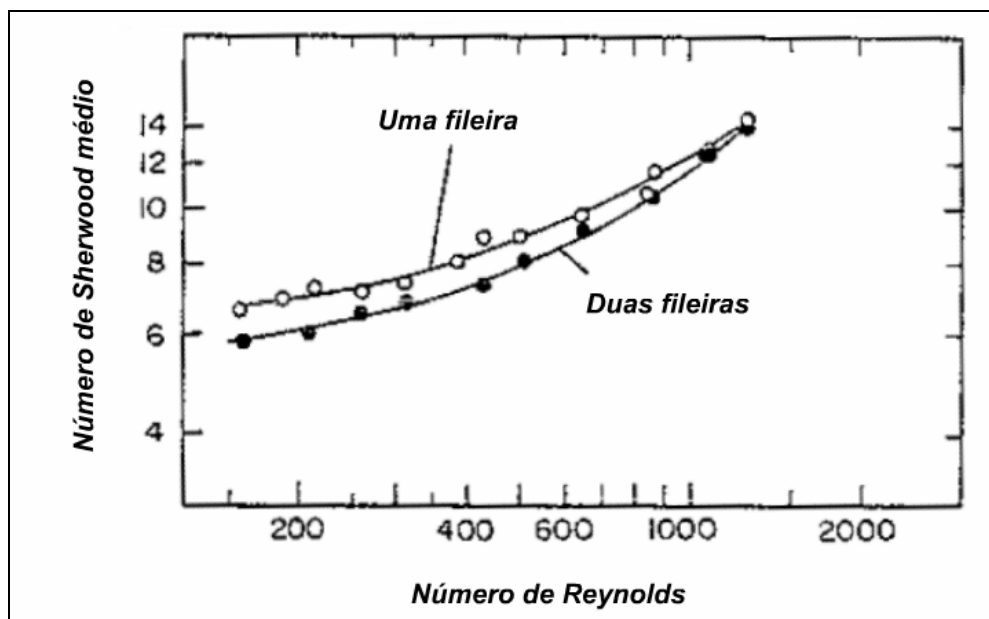


Figura 17: Número de Sherwood médio para trocadores de calor com uma e com duas fileiras

NAKAYAMA e XU (1983) realizaram estudos com trocadores de calor montados com aletas tipo *strip*. Eles utilizaram um modelo simplificado para a determinação do fator de Colburn com base em dados de transferência de calor local, obtidos por outros pesquisadores. Os resultados obtidos pelo modelo foram comparados com resultados experimentais e uma boa concordância foi observada, embora os valores dos desvios não tenham sido apresentados.

Algumas simulações com elementos finitos foram também realizadas para obter a distribuição de temperatura na aleta, a distribuição de temperatura no ar, e os valores de j . Experimentos foram também realizados distribuindo-se termopares sobre a superfície da aleta.

Com base em dados experimentais e resultados de simulações, NAKAYAMA e XU (1983) derivaram equações para o fator j de Colburn e para o fator de f atrito.

Através destas correlações a relação entre o calor trocado e a área de face foi otimizada, utilizando-se como restrição a relação entre a potência de bombeamento e a área de face. Concluiu-se que o número de tubos ótimo para trocadores dotados de aletas *strip* é menor do que para aletas planas. Para altas potências de bombeamento e números elevados de fileiras, a performance das aletas *strip* é inferior à das aletas planas.

ROSMAN *et al.* (1984) elaboraram um modelo computacional bidimensional para trocadores de calor utilizando coeficientes locais de transferência de calor derivados de

coeficientes locais de transferência de massa (SABOYA, 1974 e SABOYA e SPARROW, 1976). Para determinar o valor do expoente m , das equações 3 e 4 foram realizados experimentos com um trocador tipo tubo-aletado de duas fileiras. A temperatura da seção de testes foi mantida constante. Para atingir a condição de temperatura constante foram utilizadas aletas de cobre de 4 mm aquecidas com água quente. Uma vez obtido o valor de m para a equação 3, o mesmo valor foi utilizado na equação 4.

$$\overline{Nu} = \overline{Sh} \cdot \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^m \quad (3)$$

$$Nu = Sh \cdot \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^m \quad (4)$$

A figura 18 mostra resultados da simulação para um trocador de duas fileiras. Os resultados são apresentados em termos do parâmetro θ , expresso através da equação 5. Nos casos apresentados, apesar do coeficiente local de transferência ser mais alto na frente dos tubos da segunda fileira (devido à aceleração do escoamento), a variação de temperatura da aleta é maior na frente dos tubos da primeira fileira. Este fato é atribuído à maior diferença entre a temperatura local do ar e da aleta.

$$\theta = \frac{T - T_{ar,ent}}{T_{tubo} - T_{ar,ent}} \quad (5)$$

TURAGA *et al.* (1988) realizaram experimentos com 10 trocadores de calor tubo-aletados, de aletas planas, com diâmetro de tubo de 13,4 mm, e $S_T = S_L = 38,1$ mm. Foram variados a densidade de aletas (3,1 a 5,5 aletas/cm) e o número de fileiras de tubos (3 a 8). Os testes foram realizados em túnel de vento fechado e com evaporação de R22. Eles concluíram que j diminui com o aumento da densidade de aletas em virtude do aumento da velocidade do escoamento. O efeito do número de tubos sobre j se mostrou insignificante.

CHEN e REN (1988) utilizaram a técnica de sublimação de naftaleno para investigar o efeito do espaçamento entre aletas sobre a performance de trocadores de calor de duas fileiras de tubos. Eles mostraram que o efeito do espaçamento entre aletas sobre o coeficiente de transferência de calor é tratado de maneira contraditória na literatura (ver tabela 2).

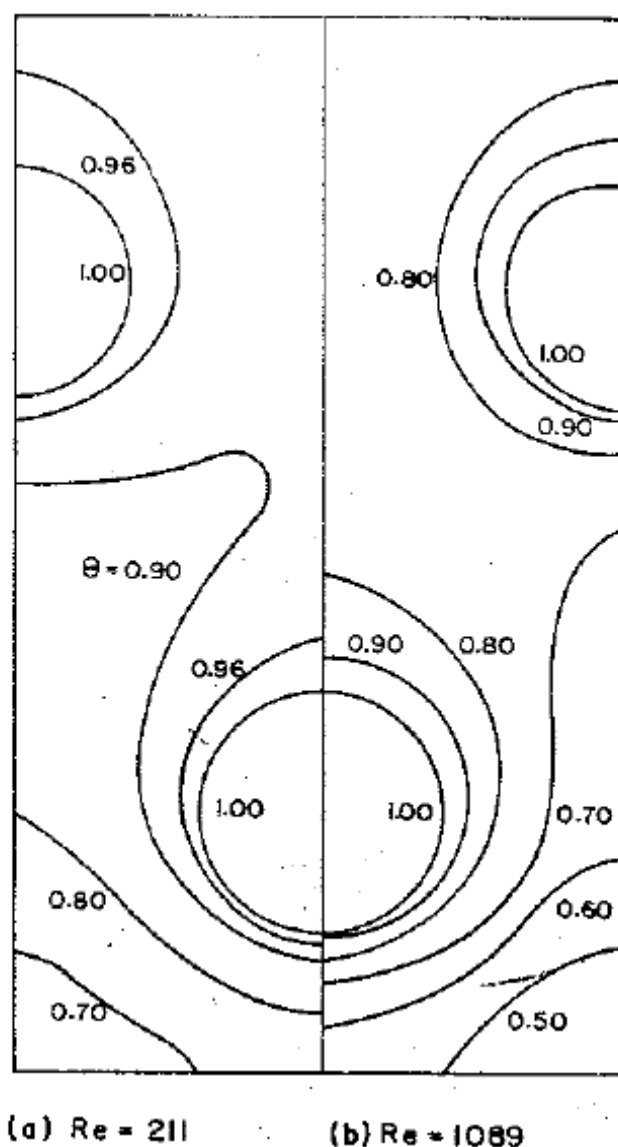


Figura 18: Efeito do número de Reynolds na distribuição de temperatura em um trocador de duas fileiras (escoamento de ar de baixo para cima)

Foram avaliados trocadores com $D_o = 25$ mm, $S_T = 60$ mm, $S_L = 54$ mm, e S/D_o variando de 0,084 a 0,516. Os experimentos indicaram que o coeficiente de troca não varia para S/D_o entre 0,336 e 0,516. Para S/D_o entre 0,084 e 0,3 o coeficiente de troca é maior para maiores valores de S/D_o , principalmente para Re_{D_o} acima de 12.000 (Re_{D_o} foi variado entre 4.500 e 27.000).

Observou-se que o fator de atrito aumenta com a redução de S/D_o em toda a faixa estudada, principalmente para valores de S/D_o inferiores a 0,193.

Estudos de visualização do escoamento foram também realizados utilizando nebulização de óleo e lâmpada negra. Eles concluíram que aumentando o espaçamento entre aletas até um dado limite, aumenta a geração de vórtices na frente dos tubos da

primeira fileira (no caso, este limite é $S/D_o = 0,336$). Na região de baixo número de Reynolds, o efeito dos vórtices sobre o coeficiente de troca é pouco significativo, e, portanto, o efeito do espaçamento entre aletas sobre o coeficiente de troca é também pequeno.

Tabela 2: Publicações citadas por CHEN e REN (1988) referentes ao efeito do espaçamento entre aletas sobre o coeficiente de troca

Referência	Conclusão	Comentário
SHEPHERD e ITHACA (1956)	- Coeficiente de troca é maior para menores espaçamentos entre aletas em baixas velocidades de face para S/D_o entre 0,212 e 0,834. - Praticamente não existe efeito quando a velocidade é alta.	Trocadores com 1 fileira
MCQUISTON e TREE (1979)	Coeficiente de troca é menor para menores espaçamentos entre aletas	
RICH (1973)	Efeito de S sobre o coeficiente de troca é irrisório	- Trocadores com 4 fileiras - Variou S/D_o de 0,084 a 0,64
ELMAHDY e BRIGGS (1979)	Coeficiente de troca é maior para menores espaçamentos entre aletas	

WEBER e PEDERSEN (1991) descreveram um aparato experimental para medir as características de transferência de calor e de fricção de condensadores tubo-aletados. O aparato consiste em um túnel de vento aberto e um circuito de fluido refrigerante.

O circuito de ar é esquematizado na figura 19. O túnel de vento foi construído com chapas de aço galvanizado e isolado com duas camadas de 1" ($25,4 \times 10^{-3}$ m) de borracha de baixa condutividade térmica. A seção de testes tem dimensões de 0,6 x 0,6 m. A medição de temperatura antes e após o condensador foi feita de duas formas independentes. A primeira delas consistia na utilização de um termômetro de resistência de platina (PT100) de 3,6 m de comprimento, dobrado em forma de serpentina. Esta medição representa a média da temperatura do ar que passa ao longo de todo o comprimento do termômetro. A segunda forma consistia na utilização de grades com 9 termopares.

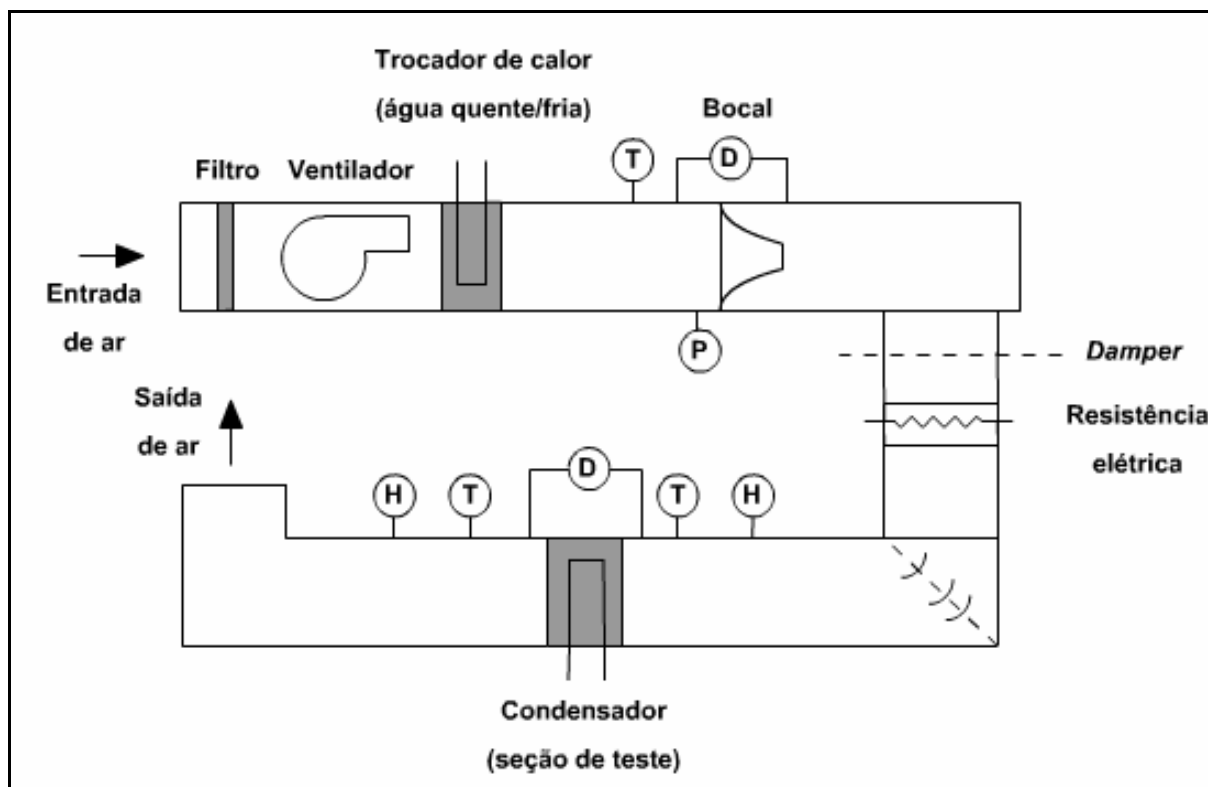


Figura 19: Esquema do circuito de ar (WEBER e PEDERSEN, 1991)

O circuito de fluido refrigerante é esquematizado na figura 20. Para os testes com condensação, o reservatório ajudava a subresfriar o fluido refrigerante. Foram utilizadas duas bombas de engrenagens com acoplamento magnético e controle de velocidade. Uma era utilizada para testes típicos de refrigeração doméstica, atingindo uma vazão de 176 l/h a 150 psi (1034,2 kPa). A outra atingia vazões de 363 l/h, e era utilizada para testes direcionados para condicionamento de ar (inclusive automotivo). A vazão mássica foi medida através de um medidor de pistões radiais com faixa de 0 a 0,126 l/s. Um *by-pass* foi introduzido no medidor de vazão para evitar problemas durante a partida e o desligamento da bancada. A resistência elétrica foi dividida em duas seções: a primeira, com potência de 12 kW, para evaporar o fluido refrigerante, e a segunda, com potência de 6 kW, para promover o superaquecimento. A potência dissipada na resistência foi controlada via SCR (*silicon-controlled rectifier*) e medida por transdutores de potência.

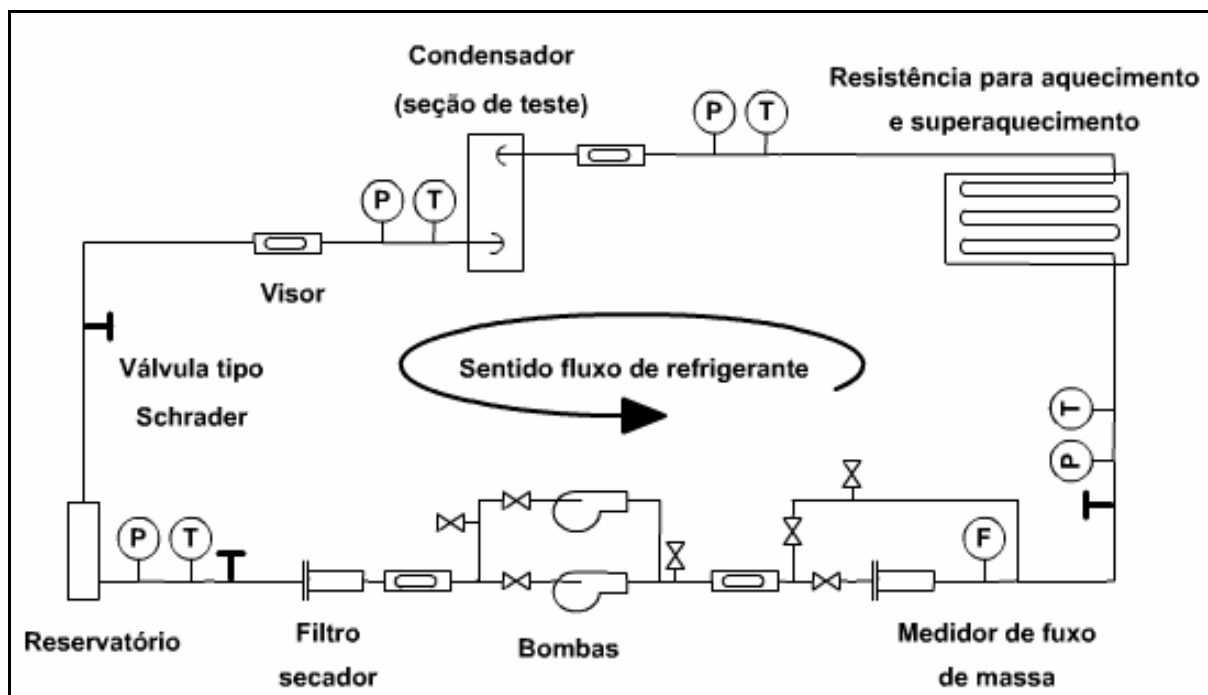


Figura 20: Esquema do circuito de refrigerante (WEBER e PEDERSEN, 1991)

A geometria do condensador avaliado é mostrada na tabela 3. Foram realizados testes com escoamento monofásico e bifásico de R12. A concordância entre os dois tipos de experimento é aparentemente boa, mas nenhuma conclusão foi tirada a respeito.

KAYANSAYAN (1994) testou 10 configurações de trocadores de calor com 4 fileiras de tubos e com aletas planas de 0,2 mm de espessura. O diâmetro de tubo, o espaçamento entre tubos, a altura e a profundidade do trocador, o espaçamento entre aletas, e o número de tubos foram variados. Ele considerou a resistência de contato entre tubos e aletas como desprezível. Utilizou um túnel de vento aberto isolado com 2 cm de lã de vidro, e circulou água a 80 °C pelo trocador. Observou que na grande maioria dos experimentos a diferença entre as taxas de transferência de calor obtidas pelo lado do ar e da água era inferior a 5%. Os parâmetros j obtidos experimentalmente foram comparados com dados da literatura quando se observou diferenças de até 25% para baixos números de Reynolds.

Os resultados de 110 experimentos foram correlacionados em termos do parâmetro j de Colburn através expressão

$$j = 0,15 \cdot Re_{Dc}^{-0,28} \cdot \psi^{-0,362} \quad (6)$$

onde ψ representa a relação entre a área externa total e a área externa dos tubos. Esta equação é válida para: $500 < Re_{Dc} < 30000$; $11,2 < \psi < 23,5$; $2,39 < S_T/D_C < 3,15$; $2,07 < S_L/D_C < 2,67$; e $0,131 < S/D_C < 0,425$.

As propriedades termofísicas do ar foram avaliadas com base na temperatura média entre as seções de entrada e saída.

Tabela 3: Geometria do trocador (WEBER e PEDERSEN, 1991)

Largura	587	[mm]
Altura	425	[mm]
Profundidade	41	[mm]
Diâmetro externo do tubo (D_o)	10,2	[mm]
Diâmetro interno do tubo (D_i)	8,41	[mm]
Número de fileiras de tubos (N_L)	2	[mm]
Número de tubos	15	[mm]
Arranjo de tubos	desencontrados	
Densidade de aletas	709	[aletas/m]
Espessura de aleta (δ_f)	0,127	[mm]
Tipo de aleta	wavy	
Espaçamento transversal entre tubos (S_T)	24,4	[mm]
Espaçamento longitudinal entre tubos (S_L)	15,2	[mm]

ABU-MADI *et al.* (1998) avaliaram 28 trocadores de calor com diâmetro de tubo de 9,956 mm, variando o número de fileiras (1, 2 e 4), a espessura das aletas (0,12 a 0,2 mm), o espaçamento entre aletas (1,587 a 4,233 mm), o espaçamento entre tubos (19 e 25,4 mm), o espaçamento entre fileiras (16,0; 16,5; e 22 mm), e o tipo de aleta (plana e wavy). Os experimentos foram realizados em um túnel de vento aberto com circulação de água quente pelo trocador. A velocidade de face foi variada entre 1 e 20 m/s. Testes isotérmicos foram realizados para a determinação do fator de atrito.

Os parâmetros j e f foram correlacionados com o número de Reynolds e com parâmetros geométricos.

Como conclusão, observou-se que trocadores com aletas corrugadas apresentam j e f superiores aos de trocadores com aletas planas. Os parâmetros j e f obtidos com aletas de 0,12 e 0,13 mm de espessura foram também comparados. Conclui-se que j é maior para menores espessuras e f varia muito pouco. Além disso, observou-se que j e f aumentam

com a redução do espaçamento entre aletas, e que este efeito é maior para números de Reynolds mais elevados.

CHI *et al.* (1998) realizaram experimentos com trocadores de calor com tubos de diâmetro externo de 7 mm, aletas planas e *louvered*, $S_T = 21$ mm, e $S_L = 12,7$ mm. Eles utilizaram um túnel de vento aberto e circularam água quente pelo trocador. A diferença entre a capacidade de refrigeração medida pelo lado do ar e pelo lado da água não ultrapassou 3%. A velocidade de face foi variada entre 0,3 e 8,5 m/s.

Experimentos foram também realizados para avaliar a resistência térmica de contato entre tubos e aletas como uma função da taxa de expansão do tubo. Conclui-se que a resistência de contato representa menos de 4% da resistência térmica total. Uma análise de incertezas foi também realizada encontrando-se faixas de variação de 5,2% a 20,2% e de 7,3% a 23,4%, respectivamente para os parâmetros j e f .

Os resultados mostraram que para Re_{Dc} inferiores a 4.000, f aumenta com a redução do espaçamento entre aletas. Para Re_{Dc} superiores a 1.000, j é essencialmente independente do espaçamento entre aletas, tanto para aletas planas quanto para aletas *louvered*. Para Re_{Dc} inferiores a 1.000, j aumenta com a redução do espaçamento entre aletas para trocadores com 2 fileiras, e diminui para trocadores com 4 fileiras. A figura 21 mostra a relação entre os coeficientes de convecção (h_{convec}) e as perdas de carga (ΔP) de trocadores montados com aletas tipo *louvered* e com aletas tipo plana. Pode-se verificar que a relação entre os coeficientes de convecção diminui com a redução do espaçamento entre aletas.

WANG *et al.* (1999) reuniram um conjunto de dados para aletas *wavy* e propuseram correlações para os parâmetros j e f , conforme mostrado no apêndice 1. As correlações conseguiram reproduzir 95,1% dos fatores j de Colburn e 97,3% dos fatores f de atrito, obtidos experimentalmente, dentro de uma faixa de erro de $\pm 15\%$.

WANG e CHI (2000) testaram 18 trocadores com aletas planas. Fora variados o número de fileiras (1 a 4), o espaçamento entre aletas (1,22 a 2,23 mm), e o diâmetro externo do tubo (7,00; 7,94; e 9,52 mm). A bancada de testes, formada por um túnel de vento aberto e por um circuito de água quente, proporcionou uma diferença de capacidade, medida pelo lado do ar e pelo lado da água, inferior a 3%.

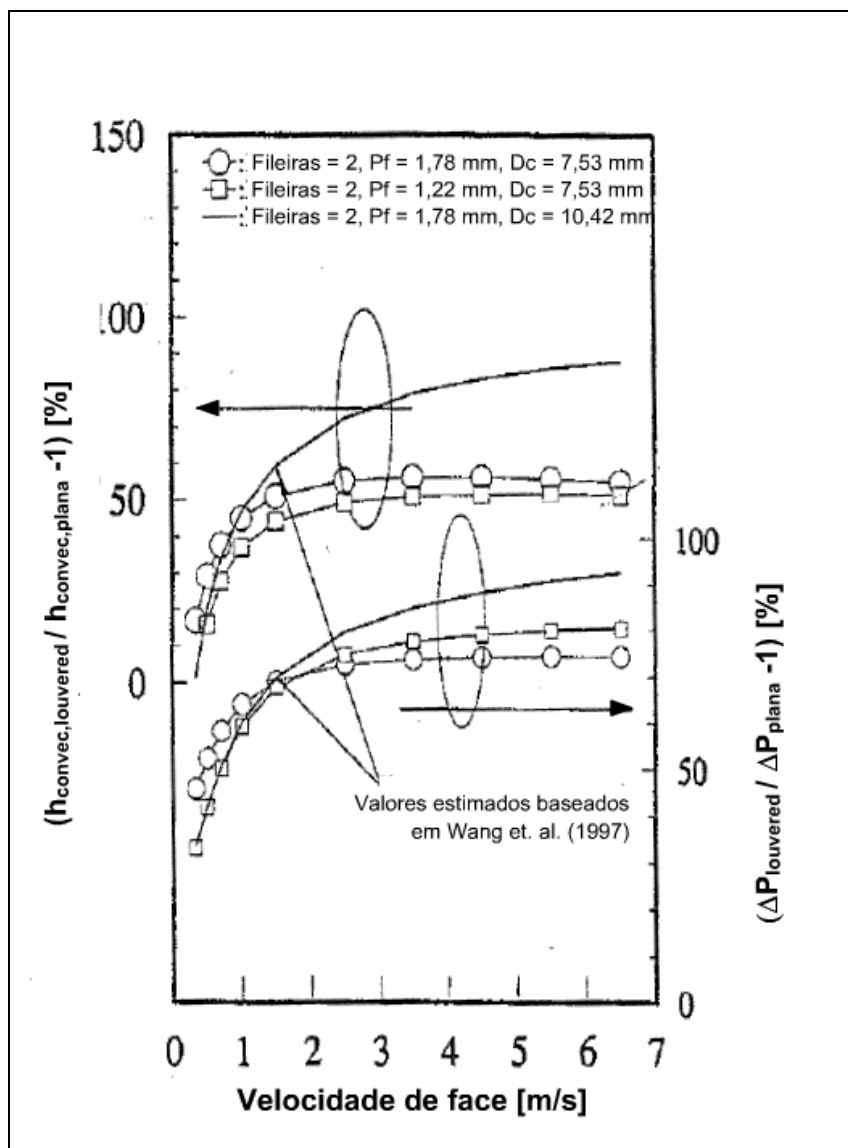


Figura 21: Efeito do *louver* (CHI *et al.*, 1998)

Os dados foram processados através do método ε -NUT. O coeficiente de convecção do lado interno foi calculado através da correlação proposta por GNIELINSK (1976).

Eles observaram que para trocadores com quatro fileiras, o espaçamento entre aletas não afeta o parâmetro j . Por outro lado, para trocadores com uma e duas fileiras j diminui significativamente com o aumento do espaçamento entre aletas. Eles usaram os trabalhos de TORIKOSHI *et al.* (1994) e TORIKOSHI e XI (1995) para realizar simulações numéricas e observaram que em trocadores de uma ou duas fileiras a geração de vórtices na região posterior dos tubos pode ser diminuída ou até suprimida com a utilização de espaçamentos entre aletas bastante reduzidos. Isto faz com que o coeficiente de troca de calor seja aumentado. Para trocadores com quatro ou mais fileiras, o escoamento pode se tornar periódico e controlado por vórtices, e o que faz com que o efeito do espaçamento entre aletas desapareça.

A influência do número de fileiras sobre j se mostrou significativa apenas para Re_{Dc} superior a 3.000, quando se observou uma diminuição de j com o aumento do número de fileiras.

JACOBI *et al.* (2001) realizaram uma ampla pesquisa bibliográfica com foco nas principais correlações para j e f para trocadores de calor com tubos redondos e chatos, e com diferentes tipos de aletas (planas, *louvered*, *slit* e *wavy*).

Desta referência percebe-se que RICH (1973), GRAY e WEBB (1986), WANG *et al.* (1996), ABU-MADI *et al.* (1998), e YAN e SHEEN (2000) avaliaram o efeito do espaçamento entre aletas para trocadores com aletas planas e tubos redondos. RICH (1973) realizou experimentos com trocadores de calor com 4 fileiras de tubos e concluiu que tanto os coeficientes de transferência de calor quanto o fator de atrito são independentes do espaçamento entre aletas. GRAY e WEBB (1986) forneceram uma correlação para o parâmetro j independente do espaçamento entre aletas, o mesmo não ocorrendo com o parâmetro f , o qual indica um aumento de f com a redução de P_f . YAN e SHEEN (2000), baseados em experimentos com trocadores com P_f variando entre 1,4 a 2 mm, concluíram que tanto j como f aumentam com a redução de P_f . Fica claro que a discordância entre os resultados divulgados na literatura com foco no espaçamento entre aletas deve-se às variações geométricas e às incertezas de medição dos experimentos. Entretanto pode-se concluir que a maioria dos trabalhos mostra que f aumenta com a redução de P_f , e que j é relativamente independente de P_f .

O efeito do espaçamento entre aletas em trocadores com aletas *wavy* e tubos redondos foi estudado por WANG *et al.* (1997), que perceberam que o parâmetro j é praticamente independente de P_f , enquanto o parâmetro f apresenta um ponto de mínimo em função de P_f . Para Re_{Dc} inferiores a 1000, f diminui com o aumento de P_f . Para Re_{Dc} superiores a 1000, f aumenta com o aumento de P_f .

O efeito do espaçamento entre aletas em trocadores com aletas *louvered* e tubos redondos foi explorado por CHANG *et al.* (1995), WANG *et al.* (1998) e YAN e SHEEN (2000). CHANG *et al.* (1995) reportaram que o espaçamento entre aletas não tem efeito significativo sobre os parâmetros j e f . WANG *et al.* (1998) reportaram uma redução de j com a redução de P_f para Re_{Dc} inferiores a 1000, e uma independência de j em relação a P_f para Re_{Dc} superiores a 1000. Reportaram também que o efeito de P_f sobre f é menor para aletas *louvered* do que para aletas planas. YAN e SHEEN (2000) reportaram que não há efeito de P_f sobre o parâmetro j , e que o parâmetro f aumenta com a redução de P_f . JACOBI *et al.* (2001) concluíram que o efeito do espaçamento entre aletas sobre a performance de trocadores de calor é menor para aletas *louvered* do que para outros tipos de aletas.

JACOBI *et al.* (2001) selecionaram as melhores correlações com base na qualidade dos pontos experimentais, na qualidade do processo de regressão, e na abrangência de

aplicação. As correlações classificadas como sendo as mais indicadas para aletas planas e tubos redondos são as de WANG e CHANG (1998) para j , WANG *et al.* (1996) para f , e ABU-MADI *et al.* (1998) para j e f . Para aletas *louvered* e tubo redondo a correlação mais indicada foi a de WANG *et al.* (1999). Para aletas *wavy* e tubo redondo a correlação mais indicada foi a de WANG *et al.* (1997). Ver apêndice 2.

LOZZA e MERLO (2001) avaliaram experimentalmente o impacto da utilização de aletas planas, *louvered*, *winglet*, *corrugated* e *wavy* (vide figura 22) em trocadores de calor com: $S_T = 25$ mm, $S_L = 21,65$ mm, $D_o = 9,52$ mm, e $S = 2$ mm.

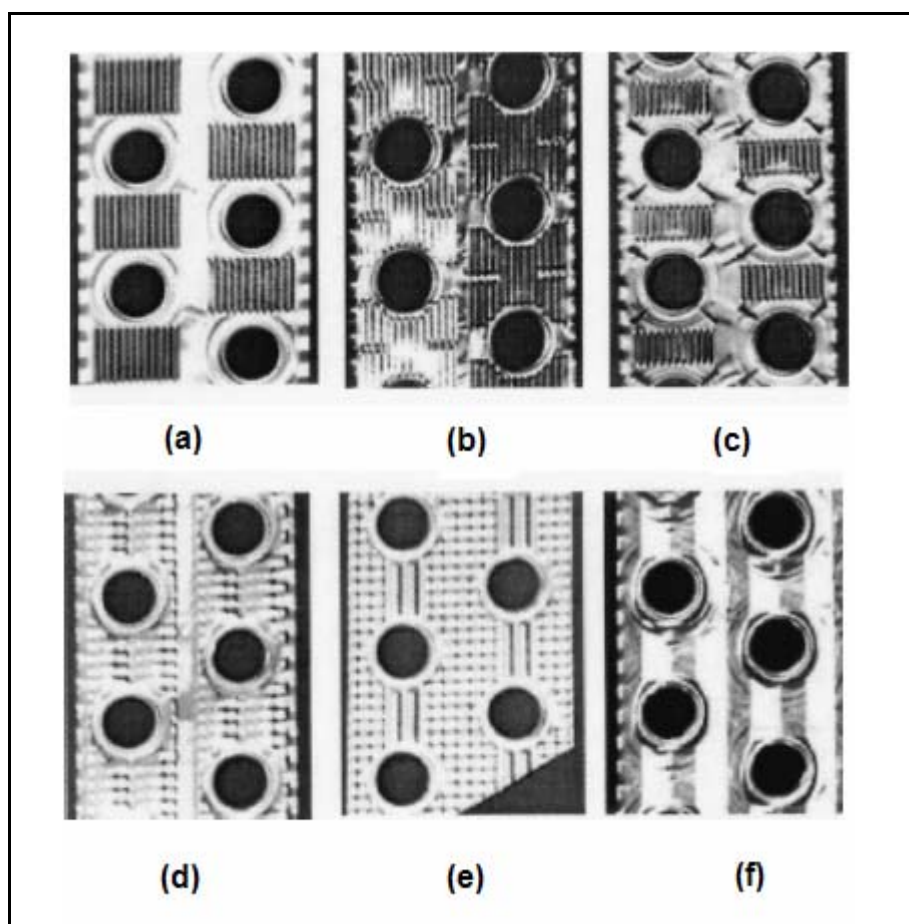


Figura 22: Tipos de aleta avaliados por LOZZA e MERLO (2001) – (a) *louvered*, (b) *extended louver*, (c) *winglet + louver*, (d) *corrugated*, (e) *corrugated*, (f) *wavy*

Os experimentos foram realizados em um túnel de vento aberto e com circulação de água pelo trocador. Foram encontradas diferenças entre as capacidades medidas pelo lado do ar e pelo lado da água inferiores a 1%. As temperaturas do ar na entrada e na saída do condensador foram medidas através de grades com 20 termopares posicionadas em cada seção.

Observou-se que variações de performance podem ocorrer devido ao processo de estampagem das aletas, em particular:

- Corte da região do *louver*, podendo a seção transversal ficar parcialmente fechada, prejudicando o efeito benéfico da interrupção da superfície.
- Geometria do colar, podendo o raio da base ficar muito grande, prejudicando a superfície de contato entre aleta e tubo.
- Espessura da parede do colar, sendo muito fina, prejudica a eficiência da aleta podendo até causar a ruptura durante a expansão do tubo.

Dos resultados experimentais e de um processo de otimização, concluiu-se que:

- Aletas *wavy* e *corrugated* apresentam um pequeno benefício em termos de j em relação à aleta plana. Entre as duas, a aleta *wavy* é a melhor.
- Aletas *louvered* apresentam um aumento significativo de j em relação à plana, mas o coeficiente de fricção aumenta muito. Este efeito depende da altura do *louver*.
- O coeficiente de troca da aleta *extended louver* é significativamente maior do que da aleta *louvered*, e o coeficiente de fricção é apenas ligeiramente maior.
- Superfícies intensificadas (*louvered*, *winglet*, *corrugated* e *wavy*) apresentam benefício em relação à superfície plana para velocidades de face altas (≥ 1.5 m/s) e números de fileiras baixos (≤ 3).

KIM e BULLARD (2002) testaram 45 trocadores de calor com tubos chatos e aletas *louvered*. Foram variados os parâmetros L_α (15 - 29°), P_f (1,0; 1,2; e 1,4 mm) e profundidade do escoamento (16, 20, e 24 mm). Os experimentos foram realizados com um túnel de vento aberto e com circulação de água quente pelo trocador de calor. Os dados experimentais foram reduzidos em termos dos parâmetros j e f . O parâmetro j foi calculado através do método ε -NUT, considerando escoamento cruzado com ambos os fluidos não misturados. As faixas de incertezas de medição encontradas para j e f foram respectivamente 12 e 10%.

Eles concluíram que o aumento de L_α causa um aumento em f , mas o efeito sobre j depende da profundidade do trocador de calor. Para uma profundidade de 16 mm j não varia significativamente com L_α , mas para 24 mm, j atinge um máximo para $L_\alpha = 27$. Resultados similares foram obtidos por AOKI *et al.* (1989) e SPRINGER e THOLE (1998), os quais concluíram que o valor de L_α que maximiza j depende do afastamento entre aletas e do afastamento dos *louvers*.

Observou-se ainda que o efeito do afastamento entre aletas sobre j depende de L_α . Para $L_\alpha < 19^\circ$ j diminui com o aumento do afastamento entre aletas. Para $L_\alpha > 23^\circ$ j aumenta com o aumento do afastamento entre aletas. O efeito do afastamento entre aletas sobre f é pequeno (de 2 a 15%), sendo que depende da profundidade do escoamento e do número de Reynolds.

STEPHAN (2002) avaliou experimentalmente e numericamente a performance de aletas tipo *louvered*. Para a realização dos experimentos ampliou a geometria da aleta em 20 vezes. O espaçamento entre aletas e o ângulo do *louver* (20, 27 e 36°) foram variados. Um fluxo de calor constante foi imposto sobre todas as aletas através do uso de lâminas finas de aquecimento.

Ele observou que quanto maior o ângulo de *louver*, menor é a distância ao longo do escoamento para que este fique direcionado pelo *louver*, e mais pronunciado é o efeito de entrada. Verificou também que para baixos números de Reynolds o escoamento tende a permanecer na direção axial, e que quanto maior o espaçamento entre aletas, maior a distância ao longo do escoamento para que este fique direcionado pelo *louver*.

Foram também realizadas simulações bidimensionais com o programa comercial Fluent. Os resultados numéricos foram comparados com os experimentais observando-se tendências bastante similares. O Fluent foi ainda acoplado com o programa comercial de otimização iSIGHT. O aumento do calor trocado, a redução do volume ocupado pelo trocador, e a redução da perda de carga foram utilizados como funções objetivos.

A análise numérica mostrou que a situação ótima foi encontrada com pequenos ângulos de *louver* e com pequenos espaçamentos entre aletas.

O foco do presente trabalho reside na construção de uma bancada experimental para a avaliação termo-hidráulica de condensadores tipo tubo-aletado, e na avaliação da performance de geometrias específicas de interesse da indústria nacional de refrigeração.

Como se pôde observar nos trabalhos apresentados nesta seção, o desempenho de um trocador de calor depende da interação de vários fatores, tanto geométricos quanto operacionais. Portanto, as correlações para os parâmetros j e f , disponíveis na literatura, ajudam na simulação da performance de trocadores quando os parâmetros geométricos e operacionais se encaixam exatamente dentro das faixas de aplicação das correlações. Para o desenvolvimento de novas geometrias, é de fundamental importância a disponibilidade de uma bancada experimental.

3 TROCADORES DE CALOR: FUNDAMENTOS

3.1 MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURAS

A resistência total à transferência de calor em um trocador pode ser descrita pela equação

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(UA)_q} = \frac{1}{(UA)_f} = \frac{1}{(\eta \cdot h_{convec} \cdot A)_f} + R_{i,f} + R_p + R_{i,q} + \frac{1}{(\eta \cdot h_{convec} \cdot A)_q} \quad (7)$$

Balancos de energia podem ser aplicados aos fluidos quente e frio, como ilustrado na figura 23.

Se a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança for desprezível, assim como as variações de energia cinética e potencial, obtém-se

$$\dot{Q} = \dot{m}_q (h_{q,ent} - h_{q,sai}) = \dot{m}_f (h_{f,sai} - h_{f,ent}) \quad (8)$$

Caso os fluidos não mudem de fase e se os calores específicos forem admitidos constantes, a expressão anterior assume a forma

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (9)$$

ou

$$\dot{Q} = C_q (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = C_f (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (10)$$

onde as temperaturas são as temperaturas médias dos fluidos nas localizações indicadas.

Uma expressão alternativa para a taxa total de transferência de calor pode ser obtida utilizando a diferença local das temperaturas dos fluidos quente e frio (ver figuras 24 e 25).

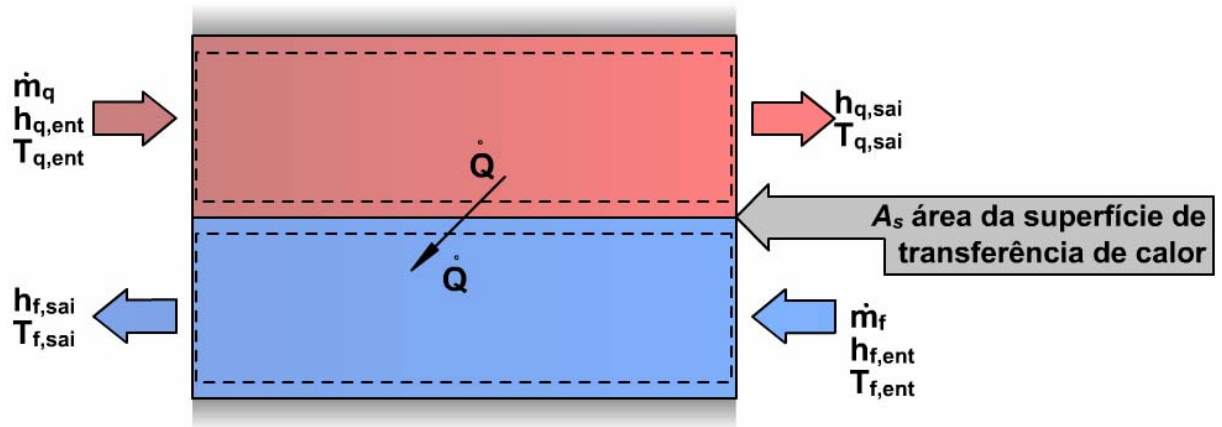


Figura 23: Balanço global de energia nos fluidos quente e frio

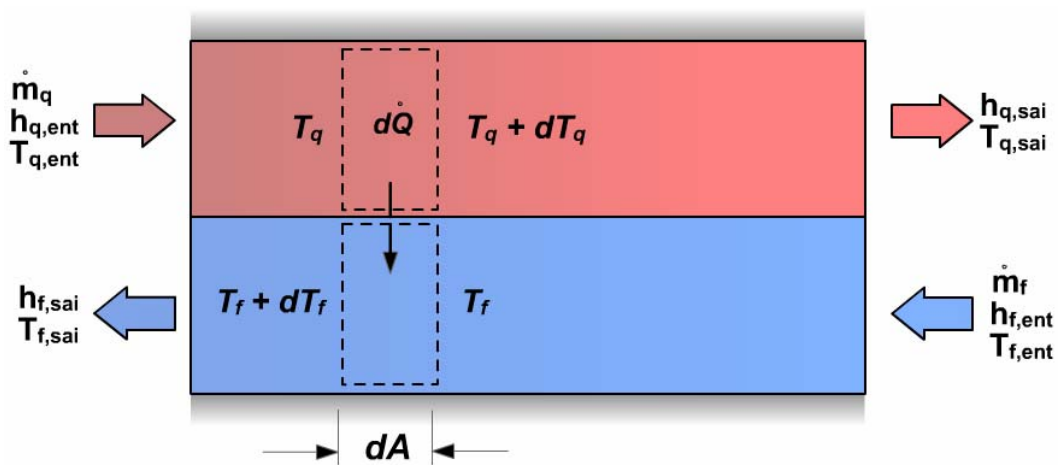


Figura 24: Transferência de calor entre fluidos quente e frio

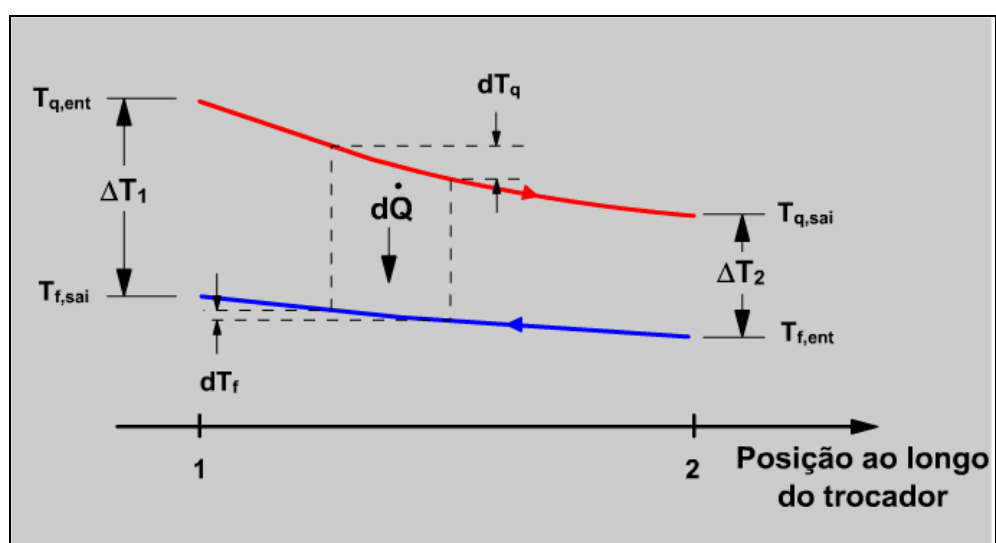


Figura 25: Distribuição de temperaturas em um trocador contracorrente

As diferenças de temperaturas nas extremidades do trocador são definidas da seguinte forma:

$$\Delta T_1 \equiv T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,sai} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,ent} \quad (12)$$

Aplicando-se um balanço de energia em cada um dos elementos diferenciais mostrados na figura 24, obtem-se

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q \equiv -C_q dT_q \quad (13)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f \equiv C_f dT_f \quad (14)$$

A transferência de calor através da área dA também pode ser expressa por

$$d\dot{Q} = U\Delta T dA \quad (15)$$

onde

$$\Delta T = T_q - T_f \quad (16)$$

é a diferença de temperatura local entre os fluidos quente e frio. Substituindo as expressões 13 e 14 na forma diferencial da expressão 16 chega-se a

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f \quad (17)$$

$$d(\Delta T) = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (18)$$

Substituindo $d\dot{Q}$ a partir de 15 e integrando ao longo do trocador de calor,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \cdot \int_1^2 dA \quad (19)$$

ou,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (20)$$

Do balanço de energia global no trocador, tem-se que

$$\dot{Q} = C_q (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = C_f (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (21)$$

Substituindo C_q e C_f na expressão 20, obtém-se

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left[\frac{(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{\dot{Q}} + \frac{(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{\dot{Q}} \right] = \\ &= \frac{-UA}{\dot{Q}} [(T_{q,ent} - T_{q,sai}) + (T_{f,sai} - T_{f,ent})] \end{aligned} \quad (22)$$

Substituindo as expressões 11 e 12 tem-se que

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (23)$$

Assim, chega-se à média logarítmica das diferenças de temperaturas, $DTML$, definida por

$$DTML = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (24)$$

sendo que a taxa de transferência de calor é obtida de

$$\dot{Q} = UA \cdot DTML \quad (25)$$

No caso de trocadores de calor com correntes cruzadas é aplicado um fator de correção F à equação 25. Este fator de correção pode ser obtido de INCROPERA e WITT (1990).

$$\dot{Q} = F \cdot UA \cdot DTML \quad (26)$$

3.2 MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT (ϵ -NUT)

A efetividade de um trocador de calor é definida em função da máxima taxa de transferência de calor, \dot{Q}_{max} . Este valor depende da capacidade térmica mínima e da máxima diferença de temperatura entre os fluidos, conforme,

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (27)$$

onde C_{min} corresponde ao menor valor entre C_q e C_f .

A efetividade (ϵ) é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima de transferência de calor, ou seja, a efetividade é portanto um parâmetro adimensional com valor entre 0 e 1.

$$\epsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (28)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional definido por

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (29)$$

Para qualquer trocador de calor, a efetividade é função do NUT e da razão entre as capacidades térmicas dos dois fluidos.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (30)$$

$$\varepsilon = \Theta(NUT, C_r) \quad (31)$$

Equações analíticas para esta relação estão disponíveis para trocadores de calor com correntes paralelas, para trocadores em contracorrente e para trocadores com fluxos cruzados.

A figura 26 mostra a efetividade de um trocador de calor em contracorrente, expressa através de

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad \text{para} \quad (C_r < 1) \quad (32)$$

e

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad \text{para} \quad (C_r = 1) \quad (33)$$

Deve-se notar que a efetividade possui uma forte dependência com o número de unidades de transferência NUT. Quando o NUT é pequeno a efetividade é baixa, e quando o NUT é grande a efetividade se aproxima do limite imposto pelo escoamento e pelas temperaturas dos fluidos (figura 26).

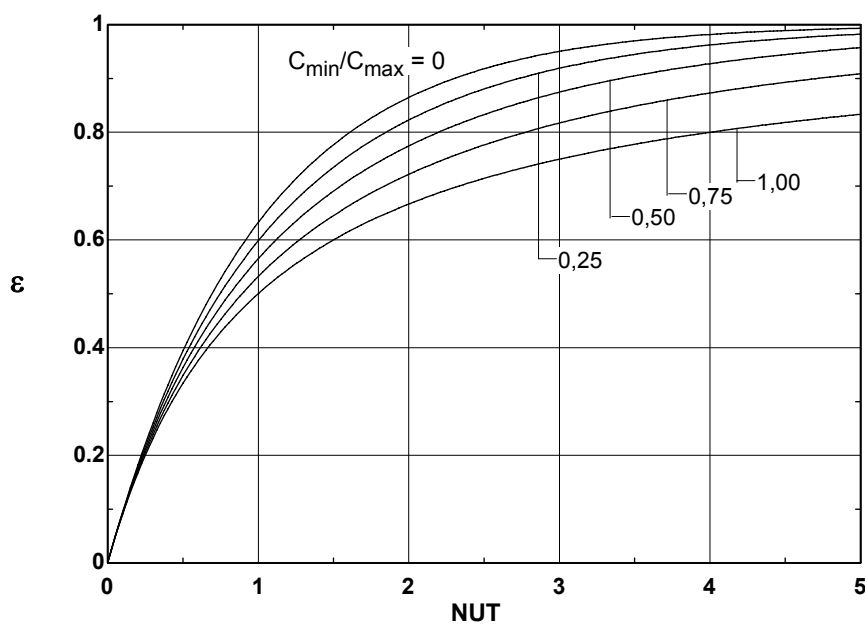


Figura 26: Efetividade de um trocador com escoamento em contracorrente

Da equação 29 pode-se perceber a dificuldade de obtenção de valores elevados de NUT, e conseqüentemente de ϵ . Para aumentar a área A há implicações em custo, espaço e peso. Para reduzir a resistência por convecção e aumentar o coeficiente U , há implicações, por exemplo, na potência de bombeamento.

3.3 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS j E f

A taxa de transferência de calor em trocadores de calor tubo-aletados é normalmente expressa através de um parâmetro adimensional j , que foi introduzido por Colburn (1933):

$$j = St Pr^{2/3} \quad (34)$$

onde o número de Stanton é definido por

$$St = \frac{h_{convec,ar}}{G_{ar} \cdot Cp_{ar}} \quad (35)$$

A perda de carga por sua vez é expressa através do fator de atrito de Fanning, f .

$$\Delta P_{cond} = \frac{v_1 G^2}{2} \left[\left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A_0}{A_c} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (36)$$

sendo que o volume específico médio é definido por

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (37)$$

onde v_1 é o volume específico a montante do condensador [m^3/kg] e v_2 é o volume específico a jusante do condensador [m^3/kg].

A equação 36 inclui as perdas de carga nas regiões de entrada e saída (KAYS e LONDON, 1984).

Os parâmetros j e f são normalmente correlacionados com o número de Reynolds (ver figura 27).

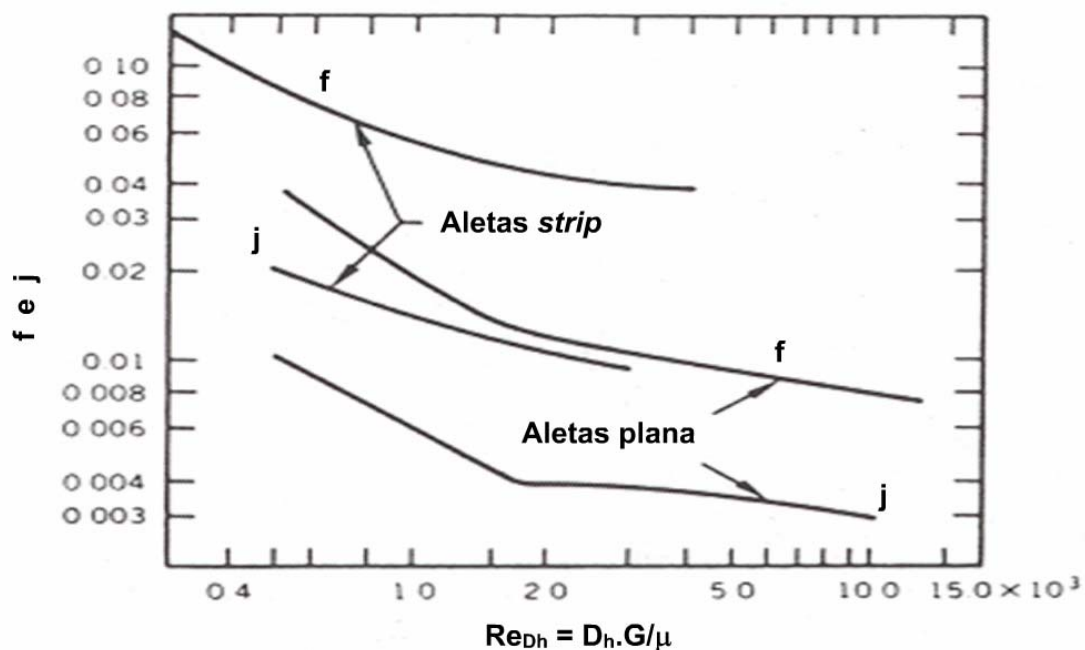


Figura 27: Forma típica de apresentação de j e f em função do número de Reynolds

Para o cálculo do número de Reynolds é necessário utilizar um comprimento característico, e várias opções são possíveis. Os comprimentos característicos mais utilizados são: D_c , D_h , D_o , e S_L .

3.3.1 Determinação de j

A figura 28 mostra o algoritmo utilizado para o cálculo de j .

A taxa de transferência de calor do lado do ar é calculada a partir de medições da vazão e das temperaturas do ar a montante e a jusante do condensador.

A taxa de transferência de calor do lado do refrigerante é calculada a partir das medições de pressão e temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do condensador, e da medição de vazão mássica.

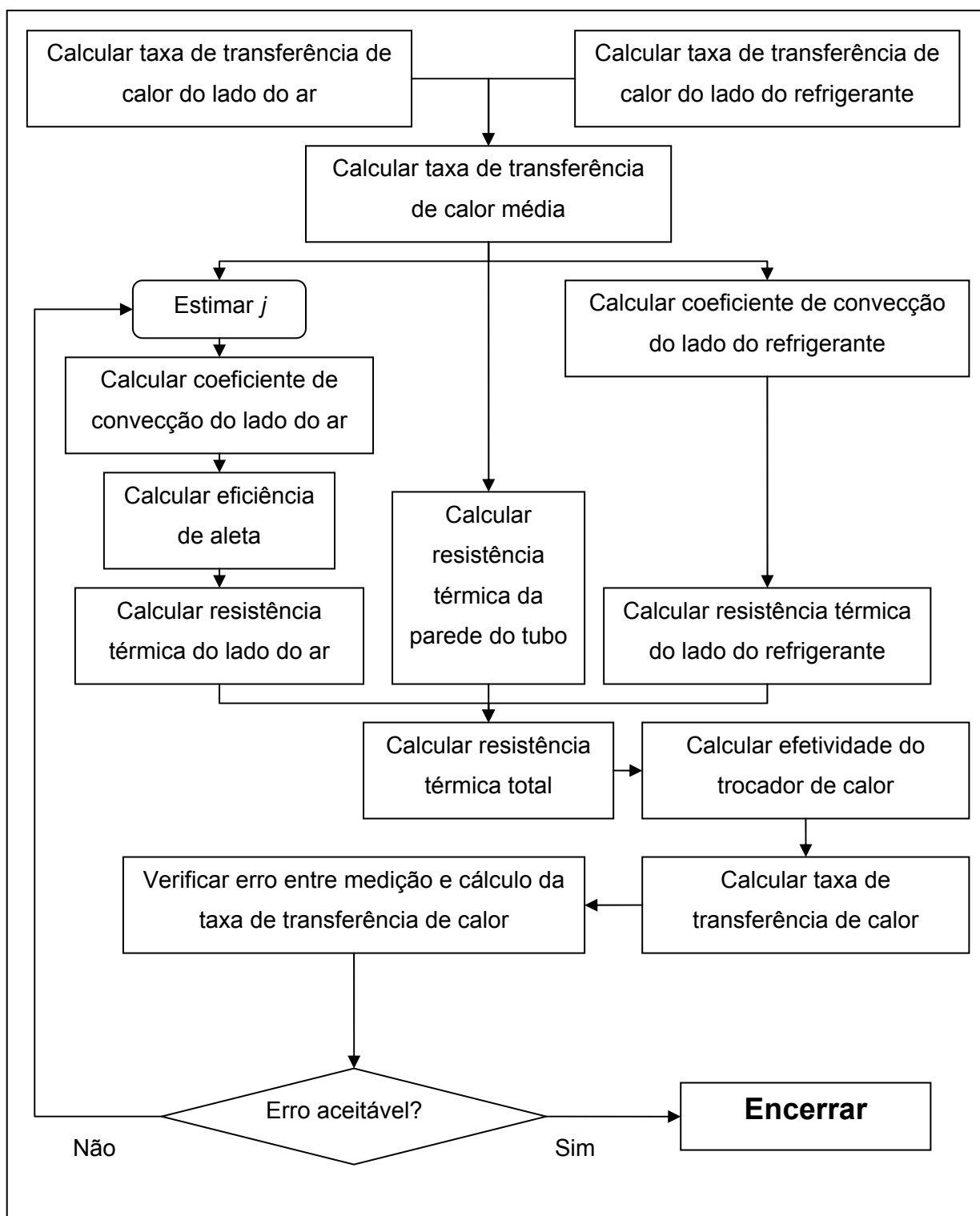


Figura 28: Algoritmo para cálculo de j

O cálculo do coeficiente de convecção do lado do ar é feito com base em uma estimativa de j :

$$h_{convec,ar} = \frac{j \cdot G_{ar} \cdot C p_{ar}}{Pr^{2/3}} \quad (38)$$

onde

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_c} \quad (39)$$

A área mínima de passagem A_c depende da configuração dos tubos. No caso de tubos alinhados, a área mínima ocorre no plano transversal A_1 (figura 29). Para tubos desencontrados, que é o caso dos trocadores de calor avaliados no presente trabalho, a área mínima de passagem pode ocorrer tanto no plano transversal A_1 como no plano diagonal A_2 , (figura 29).

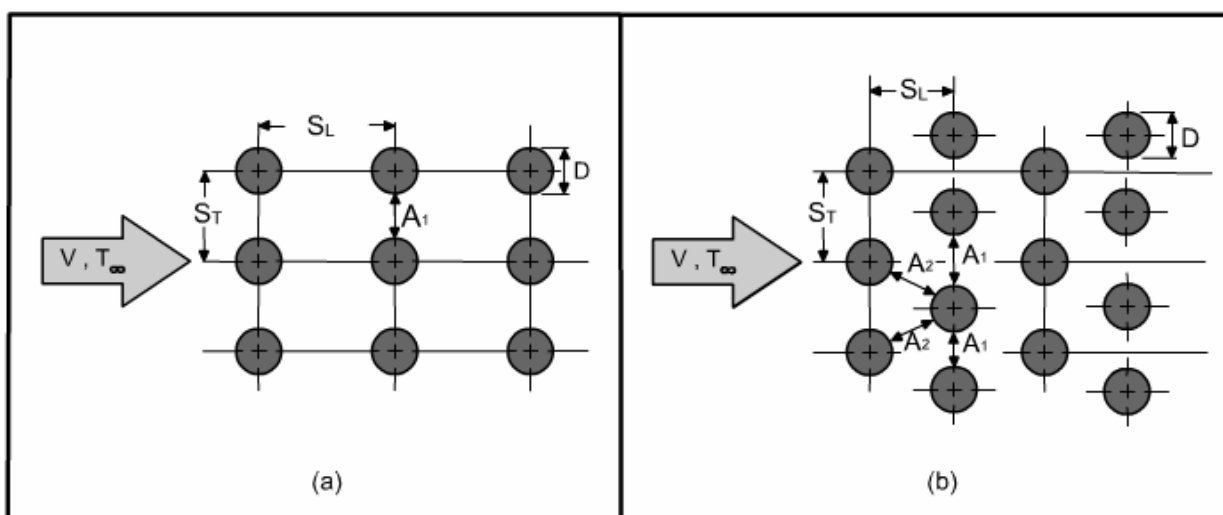


Figura 29: Configurações dos tubos. (a) Alinhados. (b) Desencontrados

O cômputo da eficiência da aleta para trocadores de calor com tubos desencontrados é feito dividindo-se a aleta em hexágonos, como mostrado na figura 30 (STEWART *et al.*, 2002). SCHMIDT (1945) analisou a eficiência de aletas hexagonais e concluiu que elas podem ser tratadas como aletas circulares com um raio equivalente, e desta forma utiliza-se a equação para a eficiência de aletas circulares (INCROPERA e WITT, 1990).

O coeficiente de convecção do lado do refrigerante é calculado para as regiões sem mudança de fase (superaquecida e subresfriada) através da equação de *Dittus-Boelter* (INCROPERA e WITT, 1990), e para a região com mudança de fase através das correlações propostas por CAVALLINI *et al.* (2002).

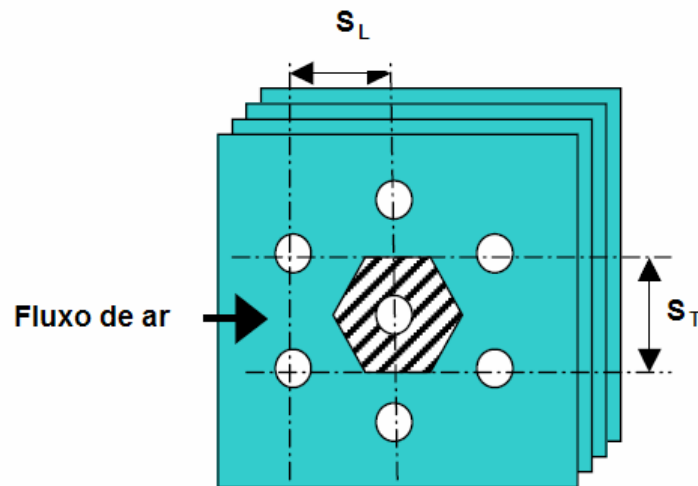


Figura 30: Divisão da aleta em hexágonos (STEWART *et al.*, 2002)

Partindo da equação 7 e negligenciando as resistências térmicas devido às incrustações, a resistência térmica total à transferência de calor é definida por

$$R_{total} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{convec,ar} \cdot A_o \left[1 + \frac{A_A}{A_o} \cdot \eta_A \right]} + R_p + \frac{1}{h_{convec,refri} \cdot A_i} \quad (40)$$

onde A_A é a área das aletas, A_o é a área de transferência de calor do lado do ar; e A_i é a área interna do trocador de calor.

A taxa de transferência de calor é calculada utilizando-se o método ε -NUT para escoamento cruzado de um só passe com ambos os fluidos não misturados (INCROPERA e WITT, 1990).

3.3.2 Determinação de f

Trabalhando com a equação 36 de forma a explicitar f chega-se a:

$$f = \left[\frac{2 \cdot \Delta P_{cond}}{v_1 G^2} - \left(1 + \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) \right] \frac{A_c \cdot v_1}{A_o \cdot v_m} \quad (41)$$

A equação acima é utilizada para o cálculo direto do fator de atrito de Fanning, f .

3.4 MÉTODOS PARA COMPARAR TROCADORES DE CALOR

Quando uma dada configuração de trocador apresenta aumento de j e redução de f em relação a uma segunda configuração, não há dúvidas de que a primeira configuração representa o melhor projeto. Porém, como tomar a decisão no caso em que há aumento simultâneo de j e f ? Até que ponto o aumento em j compensa o aumento em f ?

Segundo WEBB (1994), a analogia de Reynolds fornece um conceito útil para avaliar alternativas de intensificação de transferência de calor. Usando

$$Nu \propto Pr^{1/3} \quad (42)$$

chega-se à analogia de Reynolds apresentada por COLBURN (1933):

$$St \cdot Pr^{2/3} = j = f / 2 \quad (43)$$

Da equação 43 é definido um índice para comparar o desempenho de duas configurações de trocadores (1 e 2), expresso por

$$\eta_e = \frac{j_1 \cdot f_2}{j_2 \cdot f_1} \quad (44)$$

onde os valores de j e f para os dois trocadores devem ser obtidos para o mesmo número de Reynolds.

A analogia não é válida para casos onde ocorre separação do escoamento. Além disso, a equação 43 aplica-se somente aos seguintes casos:

- Escoamentos laminar e turbulento sobre placas planas.
- Escoamento turbulento em dutos lisos ou sobre feixes de barras e tubos.

Ainda segundo WEBB (1994), a utilização de η_e pode, em alguns casos, promover comparações injustas. Considera-se, por exemplo, o caso em que $\eta_e > 1$ e $f_1 > f_2$. Como a avaliação é feita para o mesmo número de Reynolds (mesma vazão mássica de ar), o

trocador 1 está sendo avaliado em um ponto de operação no qual sua perda de carga é mais alta do que a perda de carga do trocador 2 ($\Delta P \propto G^2 \cdot f$). Conforme mostrado na figura 31, ao permitir que o trocador 2 opere no mesmo ponto de perda de carga do trocador 1, o que significa aumento da vazão mássica, é possível que o trocador 2 apresente coeficiente de convecção mais alto do que o trocador 1 ($h_{convec,ar} \propto G \cdot j$).

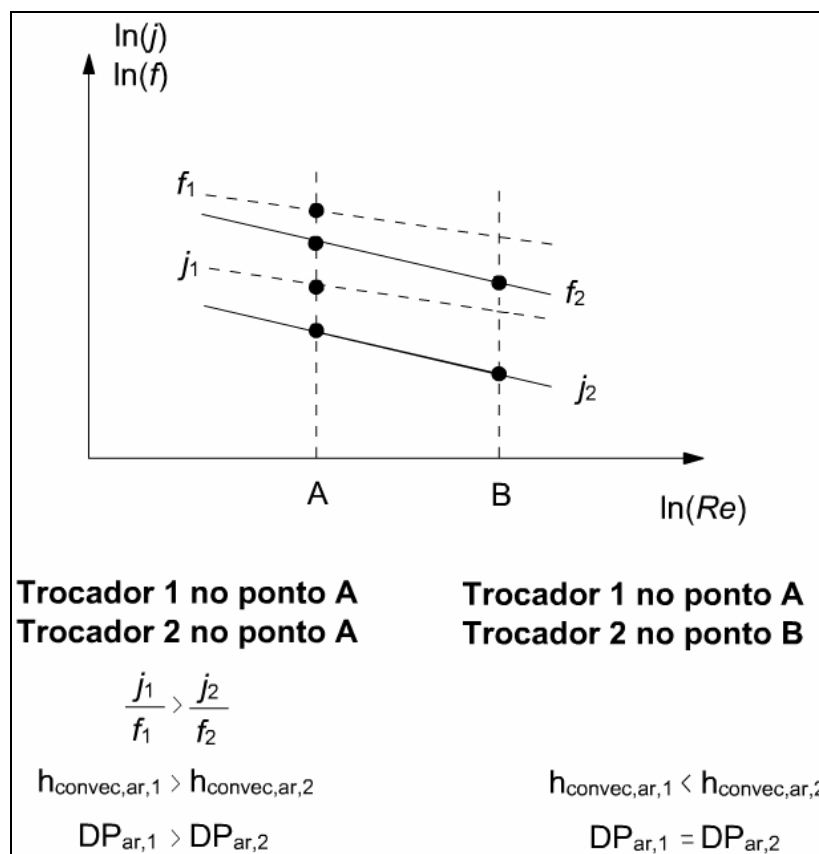


Figura 31: Exemplo de problema na utilização de η_e

Para contornar este problema foram introduzidos outros critérios de comparação, conhecidos como PEC (*Performance Evaluation Criteria* – WEBB, 1994). Para empregar esta metodologia deve-se estabelecer uma função objetivo, juntamente com algumas restrições. Alguns exemplos são descritos a seguir:

- Objetivo 1: Redução da área de troca para mesma taxa de transferência de calor e perda de carga.
- Objetivo 2: Redução da diferença média logarítmica de temperatura (*DTML*) para mesma taxa de transferência de calor e área de troca.
- Objetivo 3: Aumento da taxa de transferência de calor para mesma área de troca.

- Objetivo 4: Redução da perda de carga para mesma taxa de transferência de calor e área de troca.

Uma formulação algébrica do PEC será aqui apresentada, onde se assume que as temperaturas do fluido refrigerante e do ar são as mesmas para os dois trocadores de calor.

Partindo das equações 34, 38, e 39, chega-se a

$$h_{convec,ar} = c_{p,ar} \cdot Pr^{-2/3} \cdot j \cdot G_{ar} \quad (45)$$

Considerando que a resistência térmica do lado do ar representa em torno de 75% da resistência térmica total (WEBB, 1994), a equação 25 pode ser aproximada por

$$\dot{Q} \approx h_{convec,ar} \cdot A_o \cdot DTML \quad (46)$$

Desta forma, a relação entre as taxas de transferência de calor dos trocadores 1 e 2 pode ser expressa através de

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \approx \frac{(h_{convec,ar} \cdot A_o \cdot DTML)_1}{(h_{convec,ar} \cdot A_o \cdot DTML)_2} = \frac{(h_{convec,ar} \cdot A_o)_1}{(h_{convec,ar} \cdot A_o)_2} = \frac{(j \cdot A_o \cdot G_{ar})_1}{(j \cdot A_o \cdot G_{ar})_2} \quad (47)$$

A potência de bombeamento pode ser expressa através de

$$\dot{W}_{ar} = \left(f \cdot \frac{A_o}{A_c} \cdot \frac{G_{ar}^2}{2 \cdot \rho_{ar}} \right) \cdot \left(\frac{G_{ar} \cdot A_c}{\rho_{ar}} \right) \quad (48)$$

Desta forma, a relação entre as potências de bombeamento é expressa através de

$$\frac{\dot{W}_{ar,1}}{\dot{W}_{ar,2}} = \frac{(f \cdot A_o \cdot G_{ar}^3)_1}{(f \cdot A_o \cdot G_{ar}^3)_2} \quad (49)$$

Substituindo a equação 47 na equação 49 de forma a eliminar o termo $(G_{ar})_1 / (G_{ar})_2$, chega-se a

$$\frac{(h_{convec,ar} \cdot A_o)_1 / (h_{convec,ar} \cdot A_o)_2}{\left(\dot{W}_{ar,1} / \dot{W}_{ar,2} \right)^{1/3} \cdot \left(A_{o,1} / A_{o,2} \right)^{2/3}} = \frac{j_1 / j_2}{\left(f_1 / f_2 \right)^{1/3}} \quad (50)$$

As variáveis no lado esquerdo da equação 50 são:

- $(h_{convec,ar} \cdot A_o)_1 / (h_{convec,ar} \cdot A_o)_2$
- $\dot{W}_{ar,1} / \dot{W}_{ar,2}$
- $A_{o,1} / A_{o,2}$

Uma destas variáveis é definida como função objetivo e as demais como restrições. A relação $G_{ar,1}/G_{ar,2}$ é encontrada de forma a satisfazer a equação 50. Assume-se que os valores de Re , j e f de um dos trocadores, e que as relações entre j e Re , e entre f e Re do outro trocador, sejam conhecidas.

4 APARATO EXPERIMENTAL

4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA

O aparato experimental foi projetado seguindo as orientações da norma ANSI/ASHRAE 33-2000, e consiste basicamente de um circuito para circulação de ar e de um outro para circulação de fluido refrigerante. A especificação detalhada dos equipamentos utilizados encontra-se no apêndice 3.

4.1.1 Circuito para circulação de ar

Esse circuito é essencialmente um túnel de vento fechado, como esquematizado na figura 32. O desenho detalhado do túnel encontra-se no apêndice 4.

Na parte superior do túnel estão localizados:

- A seção de testes onde é montado o condensador (figura 33).
- Dois transdutores de pressão diferencial, um para medir a queda de pressão através do condensador, e outro para medir a diferença de pressão entre a seção de teste e o ambiente externo.
- Duas grades de termopares, uma antes e outra depois do condensador (figura 34).
- Uma grade perfurada para homogeneizar a distribuição de velocidade à montante do condensador (figura 34).
- Dois misturadores de ar, localizados entre a seção de testes e a grade de termopares da seção de saída (figura 35), para homogeneizar a distribuição de temperatura.

Na parte inferior estão localizados:

- Placa de bocais convergentes (figura 36).
- Dois transdutores de pressão diferenciais, um para medir a queda de pressão através do bocal, e outro para medir a diferença de pressão entre a região de saída do bocal e o ambiente externo.
- Sensor de umidade relativa.
- Duas grades perfuradas para homogeneizar o escoamento, uma à montante e outra à jusante do bocal.

- Conjunto de três resistências elétricas com potência total de 3 kW controladas por um PID. As resistências fazem o ajuste fino da temperatura na entrada do condensador.
- Resfriador para retirar o calor liberado pelo condensador.
- Ventilador radial (figura 37).

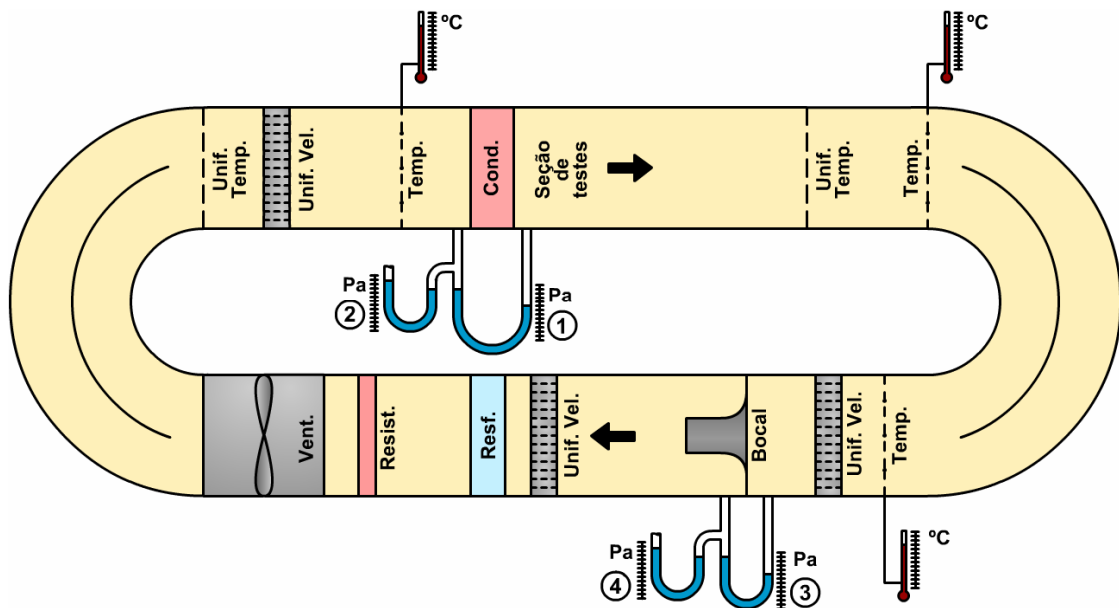


Figura 32: Circuito para circulação de ar



Figura 33: Seção de testes

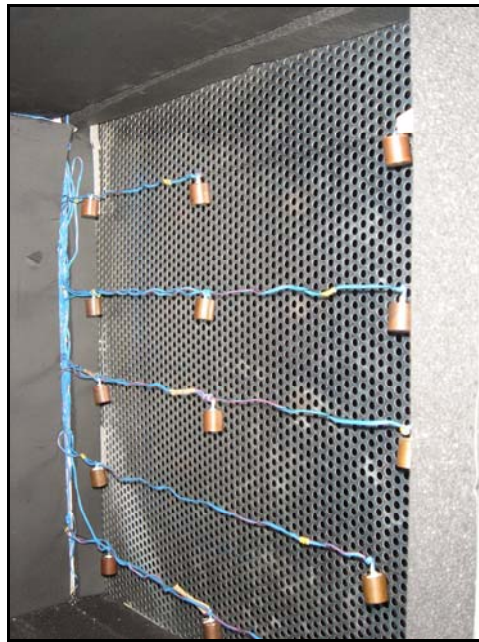


Figura 34: Grade perfurada e grade de termopares na seção de entrada



Figura 35: Homogeneizador de temperatura

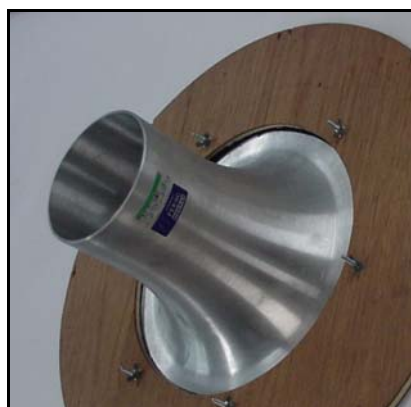


Figura 36: Bocal convergente para medição da vazão de ar



Figura 37: Montagem do ventilador radial

A seção de testes possui dimensões de 0,55 m de altura por 0,55 m de largura. A parede do túnel de vento é composta por duas chapas de aço galvanizado de 0,95 mm de espessura com uma camada intermediária de 40 mm de lã de rocha. Na região entre as duas grades de termopares (região que compreende a seção de testes) aplicou-se uma camada interna e outra externa de 32 mm de borracha elastomérica para minimizar as trocas de calor com o ambiente externo (ver figura 38).

Os dutos foram construídos em módulos flangeados, para facilitar eventuais operações de montagem e desmontagem. Algumas portas permitem o acesso ao interior dos dutos sem a necessidade de remoção de um módulo inteiro. As juntas das portas, assim como os flanges dos módulos, foram vedados com borracha de silicone para evitar vazamento de ar. A figura 39 mostra os flanges e as portas.

O condensador foi embutido em uma placa de poliuretano expandido (figura 40), fixado ao túnel por parafusos. A vedação entre o trocador de calor e a placa de poliuretano foi feita com silicone.

A vazão de ar foi determinada através do procedimento descrito na norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (ANSI/ASHRAE, 1987) utilizando bocais convergentes. Neste método o escoamento sofre uma perda de carga ao passar pelo bocal, que é correlacionada com a vazão de ar em circulação. A vazão de ar foi controlada variando a rotação do ventilador através de um inversor de frequência.

A temperatura do ar, conforme mencionado anteriormente, foi medida através de duas grades de termopares, uma antes e outra depois do condensador. No total foram utilizados nove termopares para a medição direta da diferença de temperatura e oito termopares (quatro em cada seção) para a medição dos valores absolutos de temperatura.



Figura 38: Detalhe do isolamento de borracha elastomérica

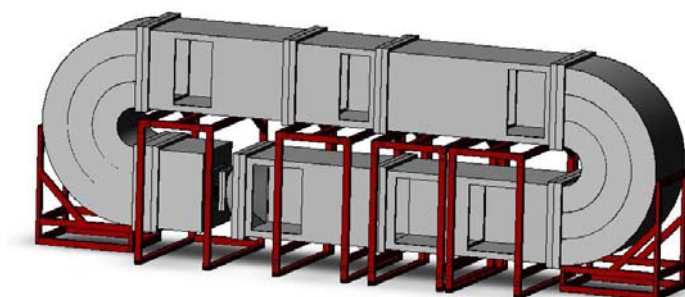


Figura 39: Representação esquemática dos dutos

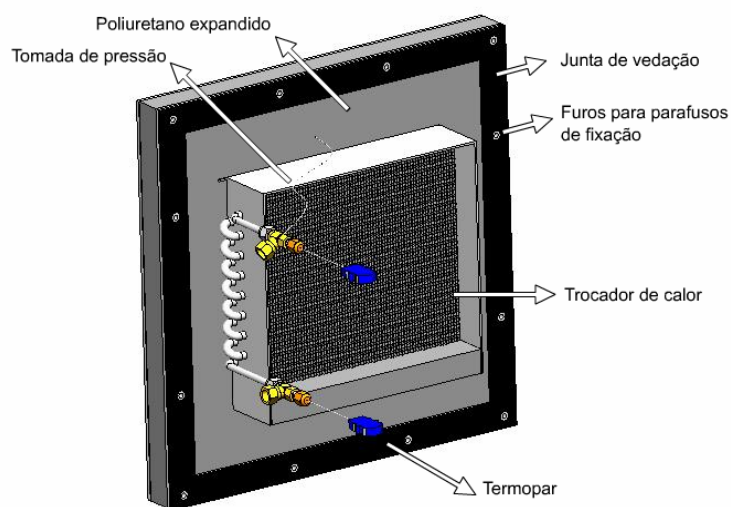


Figura 40: Montagem do condensador na placa de poliuretano expandido

4.1.2 Circuito para circulação de fluido refrigerante

O circuito de fluido refrigerante é fechado, como mostra a figura 41. A figura 42 ilustra os estados do refrigerante em um diagrama pressão-entalpia.

O fluido refrigerante recebe calor da água quente proveniente do banho termostático através do trocador de calor de placas 1 (processo 1-2). Neste processo o fluido refrigerante, que estava no estado de líquido subresfriado, evapora. O banho termostático tem 8 kW de potência (figura 43).

O superaquecimento na entrada do trocador de calor é controlado ajustando-se a potência dissipada por um conjunto de resistências, com potência máxima de 100 W (processo 2-3).

Calor é rejeitado no condensador (processo 3-4). Transdutores de pressão e termopares de imersão foram instalados na entrada e saída da seção de teste.

No trocador de calor de placas 2 o fluido refrigerante é resfriado, atingindo a condição de líquido subresfriado na entrada da bomba (processo 4-5). A água que circula por este trocador de calor é resfriada por uma unidade de água gelada com capacidade de 25 kW. Esta unidade é a mesma que alimenta o resfriador do túnel de vento.

Uma bomba de engrenagens com acoplamento magnético acionado por um motor de velocidade variável, é utilizada para circulação do fluido refrigerante (figura 44). Esta bomba fornece um aumento de pressão bastante pequeno ao fluido refrigerante (processo 5-1), o que faz com que a pressão do fluido refrigerante se mantenha praticamente a mesma em todos os pontos do circuito. A vazão mássica é medida por um medidor do tipo Coriolis, instalado após a bomba.

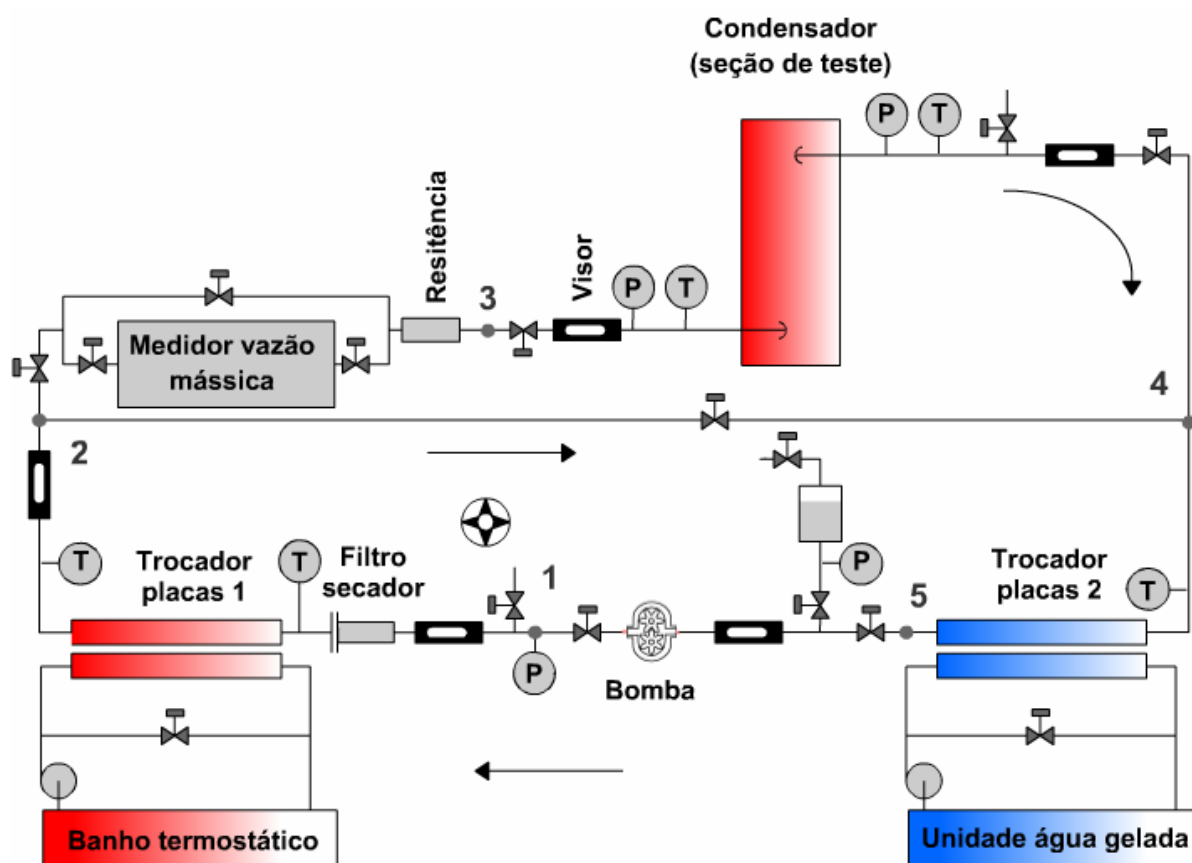


Figura 41: Circuito de fluido refrigerante

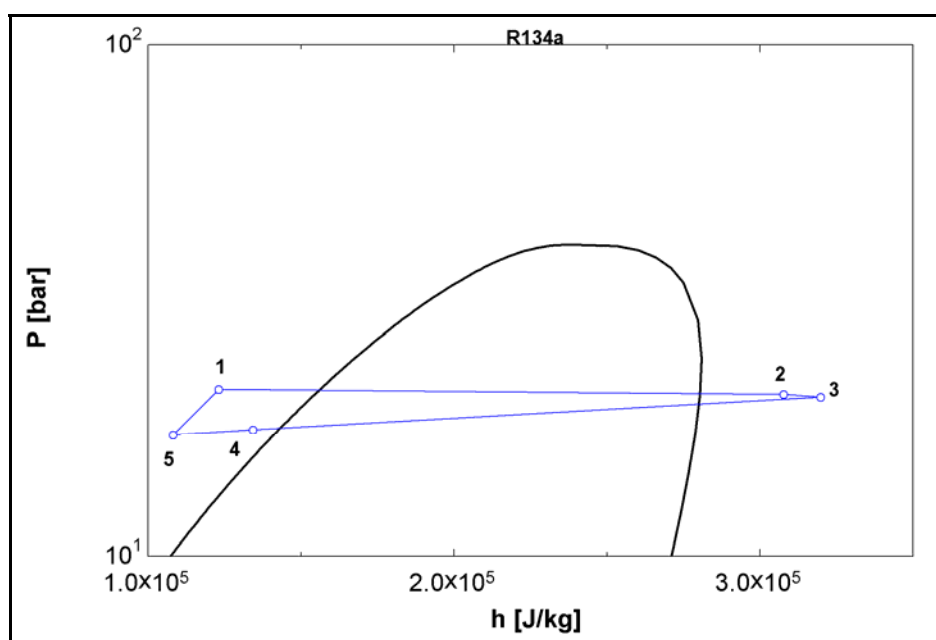


Figura 42: Diagrama pressão-entalpia para o circuito de fluido refrigerante



Figura 43: Banho termostático



Figura 44: Bomba de engrenagens

4.1.3 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é composto por:

- Uma unidade de medição, fabricada pela Agilent Technologies, modelo 34980A, com capacidade para até 360 canais, velocidade máxima de aquisição de 1 kHz, e resolução de 16 bits.
- Um microcomputador que utiliza o software HP-VEE (*Visual Engineering Environment*) para a leitura e aquisição dos dados.

O sistema de aquisição faz uma varredura a cada 5 segundos. A cada duas varreduras efetua-se uma média de cada uma das variáveis, e estas médias são gravadas em um arquivo texto.

4.1.4 Instalação elétrica

O diagrama elétrico da bancada está ilustrado no apêndice 6.

4.2 SISTEMAS DE MEDIÇÃO

Cinquenta e três variáveis foram registradas durante os experimentos (vide tabela 4). Para calibrar o circuito de ar (descrição detalhada no item 4.6.1) fez-se necessário medir também a potência dissipada por resistências elétricas presas ao condensador.

Tabela 4: Variáveis lidas pelo sistema de aquisição de dados

Tipo de medição	Circuito	Localização	Número de sensores (N)
Diferencial de temperatura	Ar	Seções de entrada e saída	9
Temperatura	Ar	Seção de entrada	4
Temperatura	Ar	Seção de saída	4
Temperatura	Ar	Ambiente externo	3
Temperatura	Ar	Saída do bocal	1
Temperatura	Ar	Parede externa túnel de vento	11
Temperatura	Água	Entrada do resfriador	1
Temperatura	Água	Saída do resfriador	1
Temperatura	Refrigerante	Superfície do condensador	6
Temperatura	Refrigerante	Entrada do condensador	1
Temperatura	Refrigerante	Saída do condensador	1
Temperatura	Refrigerante	Entrada do trocador de placas 1	1
Temperatura	Refrigerante	Saída do trocador de placas 1	1
Temperatura	Refrigerante	Entrada do trocador de placas 2	1
Diferencial de pressão	Ar	Entrada e saída do bocal	1
Diferencial de pressão	Ar	Ambiente e saída do bocal	1
Diferencial de pressão	Ar	Entrada e saída do condensador	1

Tabela 4: Variáveis lidas pelo sistema de aquisição de dados (continuação)

Diferencial de pressão	Ar	Entrada do condensador e ambiente	1
Pressão	Refrigerante	Entrada do condensador	1
Pressão	Refrigerante	Saída do condensador	1
Vazão mássica	Refrigerante	Após a bomba	1
Umidade relativa	Ar	Saída do bocal	1

4.2.1 Medição de temperatura

Todas as temperaturas, com exceção da entrada e da saída do refrigerante no condensador, foram medidas com termopares tipo T de bitola 24 AWG, construídos a partir de cabos de compensação. Amostras de dois lotes (T3 e T4) de cabos de compensação foram calibradas no Laboratório de Metrologia da EMBRACO para a faixa de -30 a 200 °C. Um polinômio de quinta ordem (equação 51) foi utilizado para correlacionar a tensão do termopar com a temperatura. Os coeficientes dos polinômios estão listados na tabela 5. Na figura 45 pode-se observar a diferença entre o valor fornecido pelo polinômio representativo do lote T3 e o valor indicado pelo sistema de medição padrão. A incerteza de calibração foi estimada em $\pm 0,14$ °C para o lote T3 e $\pm 0,12$ °C para o lote T4.

$$T = C0 + C1 \cdot mV + C2 \cdot (mV)^2 + C3 \cdot (mV)^3 + C4 \cdot (mV)^4 + C5 \cdot (mV)^5 \quad (51)$$

onde T é a temperatura [°C], mV é a tensão do termopar [mV], e $C0$, $C1$, $C2$, $C3$, $C4$, e $C5$ são os coeficientes do polinômio.

Tabela 5: Coeficientes do polinômio de calibração dos cabos de compensação

Coeficiente	Lote T3	Lote T4
C0	$-2,059739828 \times 10^{-1}$	$-1,53569162 \times 10^{-2}$
C1	$2,595960617 \times 10^1$	$2,59019108 \times 10^1$
C2	$-7,996634245 \times 10^{-1}$	$-7,92753577 \times 10^{-1}$
C3	$5,911065266 \times 10^{-2}$	$6,00752980 \times 10^{-2}$
C4	$-3,581875237 \times 10^{-3}$	$-3,88313946 \times 10^{-3}$
C5	$1,056416077 \times 10^{-4}$	$1,26026192 \times 10^{-4}$

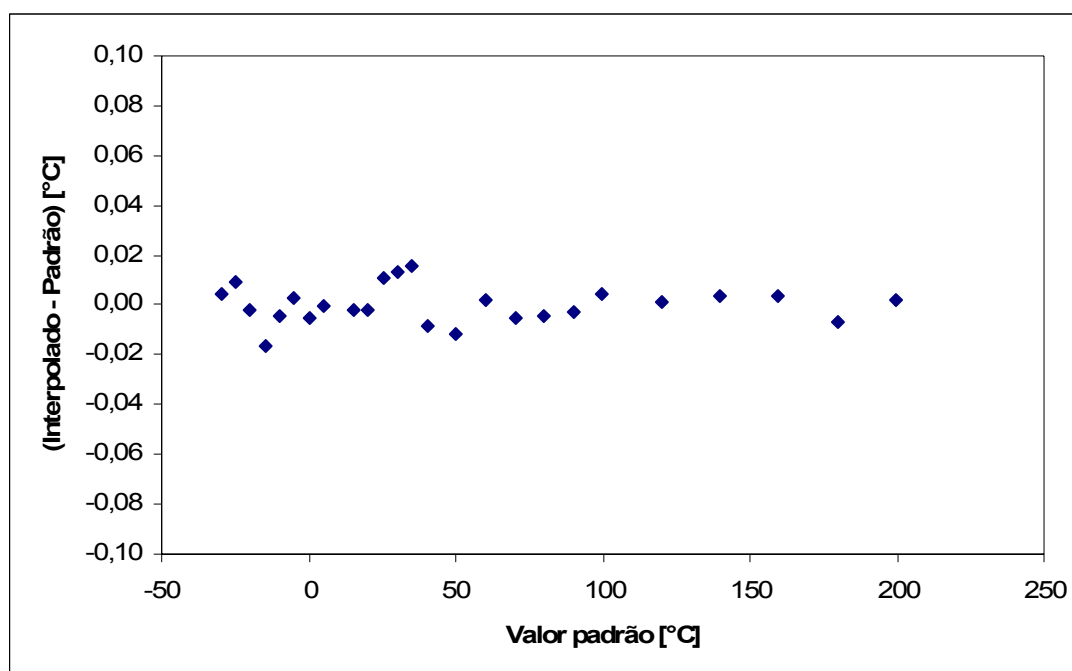


Figura 45: Diferença entre o valor de temperatura estimado pelo polinômio T3 e o valor indicado pelo termopar padrão

Os termopares utilizados na medição da temperatura do ar foram inseridos no centro geométrico de um cilindro de cobre de 10 mm de comprimento e 10 mm de diâmetro, como ilustrado na figura 46. O termopar foi inserido em um furo de 3 mm de diâmetro revestido internamente com verniz, e posteriormente preenchido com adesivo epóxi. O objetivo desta montagem é aumentar a inércia térmica do termopar e, por consequência, reduzir as flutuações do sinal durante as medições.

A temperatura da parede externa do túnel de vento foi medida através de termopares presos à superfície por fita adesiva metálica, utilizando-se ainda pasta térmica para intensificar o contato térmico entre o termopar e a parede do túnel.

As temperaturas da água na entrada e na saída do resfriador, da superfície do condensador, do refrigerante na entrada e na saída do trocador de placas 1, e do refrigerante na entrada do trocador de placas 2, foram medidas através de termopares presos à superfície externa dos tubos de cobre por fita adesiva metálica, utilizando-se também pasta térmica.

As temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do condensador foram medidas através de termopares de imersão com bainha de aço inoxidável (figura 47), com diâmetro de 0,02 polegadas (0,5 mm) e comprimento de 6 polegadas (150 mm). Um esquema de montagem é ilustrado na figura 48. Estes termopares não foram calibrados, optando-se pela utilização da curva de calibração padrão fornecida pela norma ASTM E 20 (ASTM, 1981), o que originou uma incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C (Gonçalves, 1994).

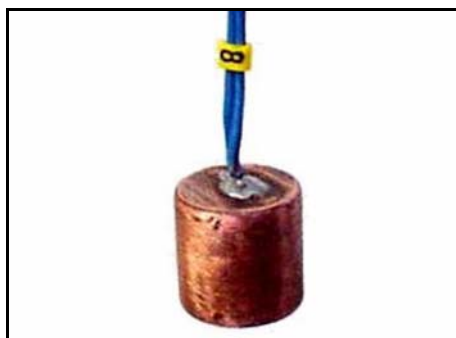


Figura 46: Termopar inserido no centro geométrico de um cilindro de cobre



Figura 47: Termopar com bainha de aço inoxidável

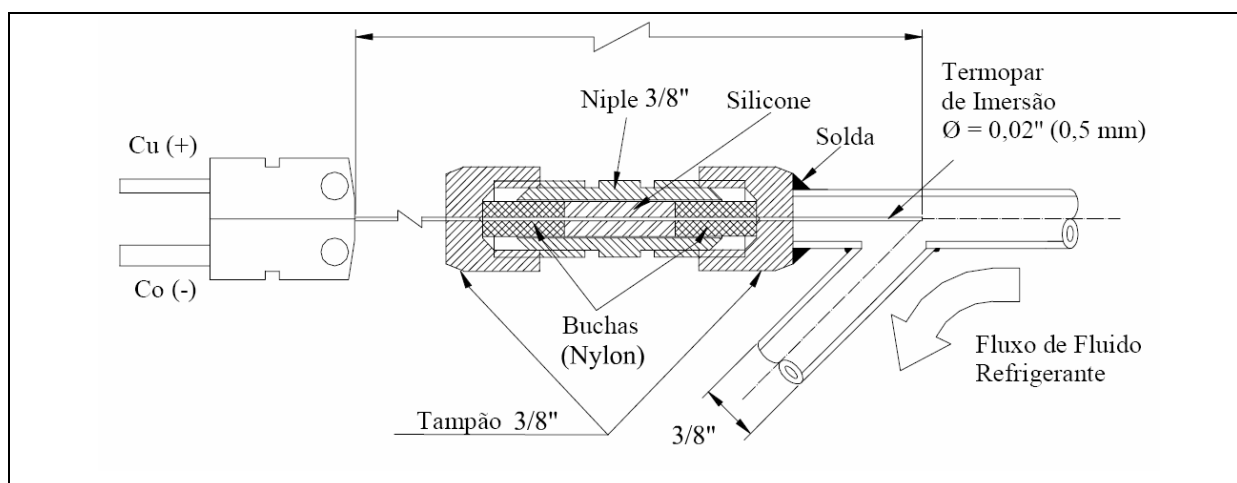


Figura 48: Termopar de imersão

4.2.2 Medição do diferencial de pressão no circuito de ar

O diferencial de pressão no circuito de ar foi medido através de transdutores de pressão com sensores de capacitância variável e diafragmas ultrafinos de silício (vide figura 49 e tabela 6). Estes transdutores são fabricados pela Dwyer, e trabalham com sinal de saída de 0 a 4 mA DC. Como o sistema de aquisição não lê corrente e sim tensão, o sinal de corrente foi transformado em tensão através de resistores instalados próximos ao sistema de aquisição de dados. As resistências dos resistores foram medidas a quatro fios. A tensão de alimentação dos transdutores foi fornecida por uma fonte de corrente contínua

de 24 V. Os pontos de calibração fornecidos pelo fabricante (pressão em função da corrente) juntamente com a resistência elétrica dos resistores foram utilizados para ajustar correlações (vide equação 52, tabela 7 e figura 50). A incerteza de medição informada pelo fabricante é de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala.



Figura 49: Transdutor diferencial de pressão utilizado no circuito de ar

Tabela 6: Lista dos modelos e faixas de medição dos transdutores de pressão utilizados no circuito de ar

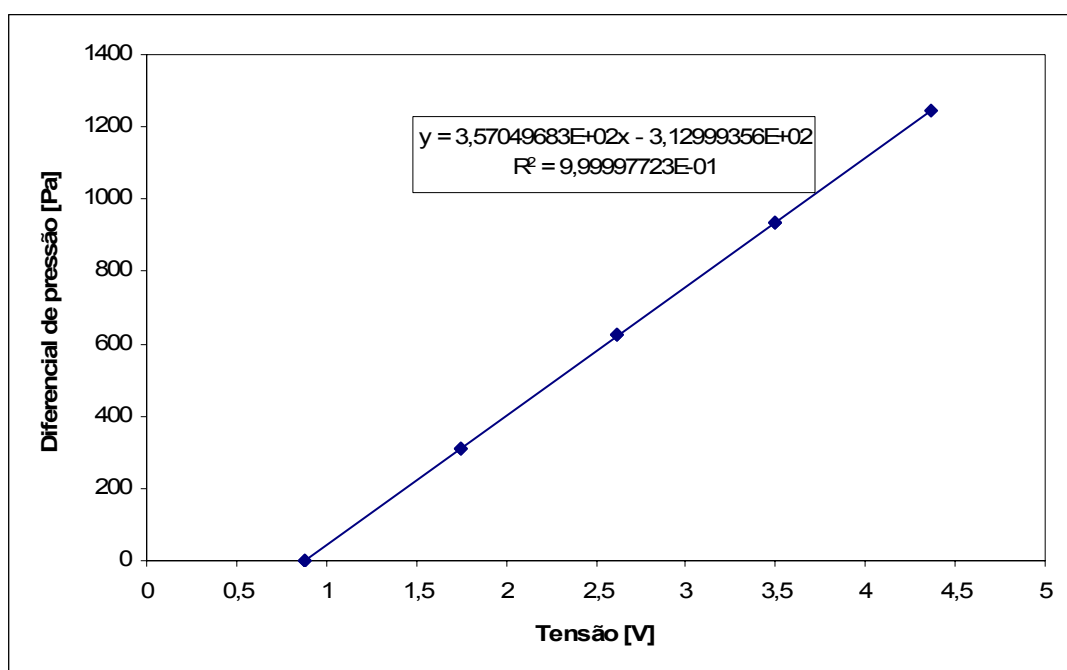
Diferencial de pressão medido	Modelo do transmissor	Faixa de medição [Pa]	Incerteza de medição [Pa]
ΔP_{bocal}	607-4	0 - 500	2,5
$\Delta P_{amb-bocal}$	607-4	0 - 500	2,5
ΔP_{cond}	607-2	0 - 125	0,6
$\Delta P_{cond-amb}$	607-7	0 - 1250	6,2

$$\Delta P = C0 + C1 \cdot V \quad (52)$$

onde ΔP é o diferencial de pressão [Pa], V é a tensão [V], e $C0$ e $C1$ são os coeficientes do polinômio.

Tabela 7: Coeficientes do polinômio para conversão de tensão em diferença de pressão

Diferença de pressão	C0	C1
ΔP_{bocal}	-123,87	142,37
$\Delta P_{amb-bocal}$	-124,95	143,04
ΔP_{cond}	-31,261	35,391
$\Delta P_{cond-amb}$	-313,00	357,05

Figura 50: Curva de calibração do transdutor de pressão $\Delta P_{cond-amb}$

4.2.3 Medição da pressão atmosférica

A pressão atmosférica foi medida através de um barômetro fabricado pela Wilh. LAMBRECHT GmbH, com incerteza de medição de $\pm 0,5$ mmHg. Vide figura 51.

4.2.4 Medição da umidade relativa

A umidade relativa foi medida através de um sensor fabricado pela Honeywell, série HiH-3610 (figura 52). A curva de calibração fornecida pelo fabricante é expressa através da equação 53. A incerteza de medição informada é de $\pm 2\%$ RH.

$$\phi = \left(\frac{V - 0,894}{0,0318} \right) \cdot \left(\frac{1}{1,0546 - 0,00216 T_{bocal}} \right) \quad (53)$$

onde V é a tensão [V].



Figura 51: Barômetro

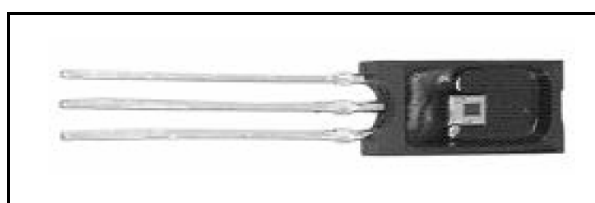


Figura 52: Sensor de umidade relativa

4.2.5 Medição de pressão no circuito de refrigerante

A pressão do refrigerante na entrada e na saída do condensador foi medida através de transdutores de pressão fabricados pela Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo P3MB (vide figura 53), alimentados por uma fonte de corrente contínua de 5 A. Estes

transdutores utilizam *strain-gauges*, operam na faixa de 0 a 20 bar, e fornecem um sinal de saída em tensão (2 mV/V). Os transdutores foram calibrados através de uma balança de peso morto. Polinômios de quinto grau foram obtidos como indica a equação 54 e a tabela 8.



Figura 53: Transdutor de pressão utilizado no circuito de refrigerante

$$P = C_0 + C_1 \cdot A + C_2 \cdot A^2 + C_3 \cdot A^3 + C_4 \cdot A^4 + C_5 A^5 \quad (54)$$

sendo,

$$A = V \cdot 2000 \quad (55)$$

onde, P é a pressão [bar], V é a tensão do termopar [V], e $C_0, C_1, C_2, C_3, C_4,$ e C_5 são os coeficientes do polinômio.

Tabela 8: Coeficientes do polinômio dos transdutores de pressão do circuito de refrigerante

Coeficiente	Entrada do condensador	Saída do condensador
C0	7,2474E-01	1,6083E-01
C1	1,0318E+00	1,0044E+00
C2	-7,8035E-03	-1,8716E-03
C3	8,1107E-04	1,9579E-04
C4	-3,8583E-05	-9,1688E-06
C5	6,9450E-07	1,6530E-07

4.2.6 Medição da vazão mássica

A vazão mássica de refrigerante foi medida através de um medidor tipo Coriolis fabricado pela Siemens, modelo Mass 2100 DI3. Tal sensor possui um tubo interno de 3 mm

de diâmetro, e sua faixa de medição vai de 0 a 250 kg/h. Além do sensor, utilizou-se um conversor de sinal modelo Mass 6000. Este conversor recebe o sinal de frequência gerado pelo sensor e fornece um sinal de saída em corrente (4-20 mA), que é transformado em tensão através de um resistor. Optou-se pela utilização da calibração fornecida pelo fabricante (vide figura 55). A estimativa de erro fornecida pelo fabricante está ilustrada na figura 56.

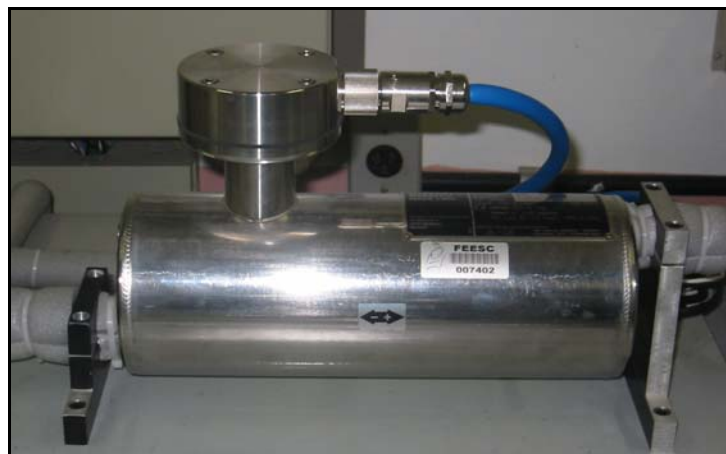


Figura 54: Sensor tipo Coriolis para medição da vazão mássica de refrigerante

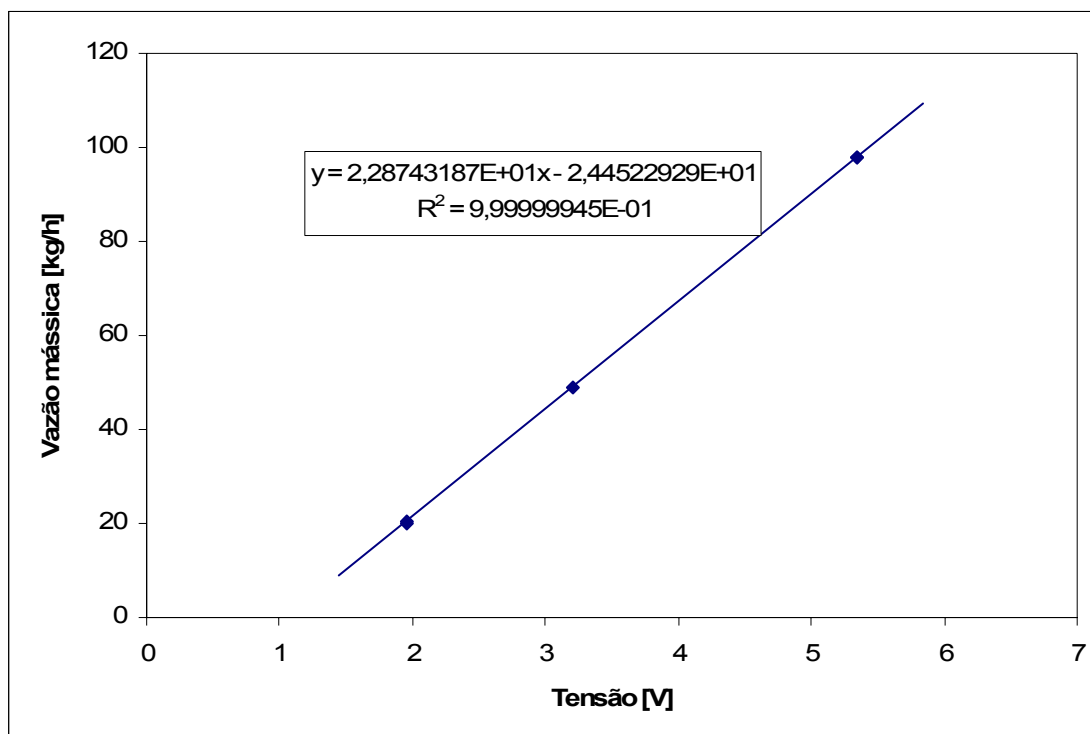


Figura 55: Curva de calibração do transdutor de vazão mássica

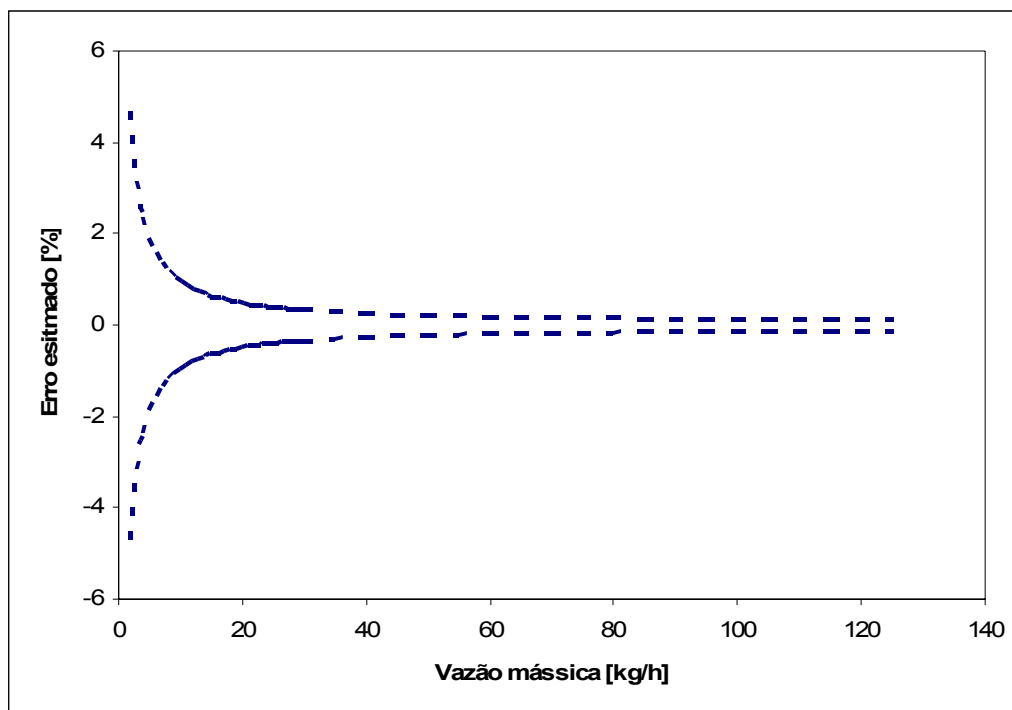


Figura 56: Estimativa da incerteza do transdutor de vazão mássica em porcentagem do valor medido

4.2.7 Medição da potência elétrica

A potência elétrica foi medida através de um transdutor de potência fabricado pela Yokogawa, modelo 2285A-013/WZZ/AN. A faixa de medição deste transdutor vai de 0 a 2200 W, e a sua incerteza é de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. Neste caso optou-se, também, pela utilização da curva de calibração fornecida pelo fabricante.

Esta medição foi utilizada especificamente para a calibração do circuito de ar (item 4.6.1).

4.3 FAIXA DE OPERAÇÃO DA BANCADA

4.3.1 Vazão de ar em circulação

Dois são os limites para a vazão de ar em circulação. O primeiro está relacionado à confiabilidade da medição, e é dado pela velocidade do ar na garganta do bocal. Segundo a norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (ANSI/ASHRAE, 1987), esta velocidade deve estar entre 15 m/s e 35 m/s. Considerando que o menor bocal utilizado tem um diâmetro de 2,5" ($63,5 \times 10^{-3}$ m), e o maior um diâmetro de 8" ($203,2 \times 10^{-3}$ m), a vazão possível de ser medida fica, portanto, entre 170 e 4000 m³/h.

O segundo limite está relacionado com o ponto de operação do ventilador. A curva característica do ventilador foi obtida do fabricante e a curva característica do túnel foi estimada considerando-se apenas a perda de carga no bocal convergente (vide o resultado na figura 57). Cruzando estas duas informações, a curva do ventilador com a perda de carga no túnel, obtém-se a máxima vazão de 1800 m³/h com o bocal de 6" (152,4x10⁻³ m), e de 2000 m³/h com o bocal de 7" (177,8x10⁻³ m). O bocal de 8" (203,2x10⁻³ m) não é utilizado pois a velocidade na garganta do bocal torna-se menor que o limite inferior de 15 m/s.

Nos experimentos observou-se que a máxima vazão com o bocal de 6" (152,4x10⁻³ m) é de aproximadamente 1700 m³/h, o que demonstra que as estimativas realizadas são razoáveis e reforça a conclusão de que a máxima vazão de ar em circulação é de 2000 m³/h.

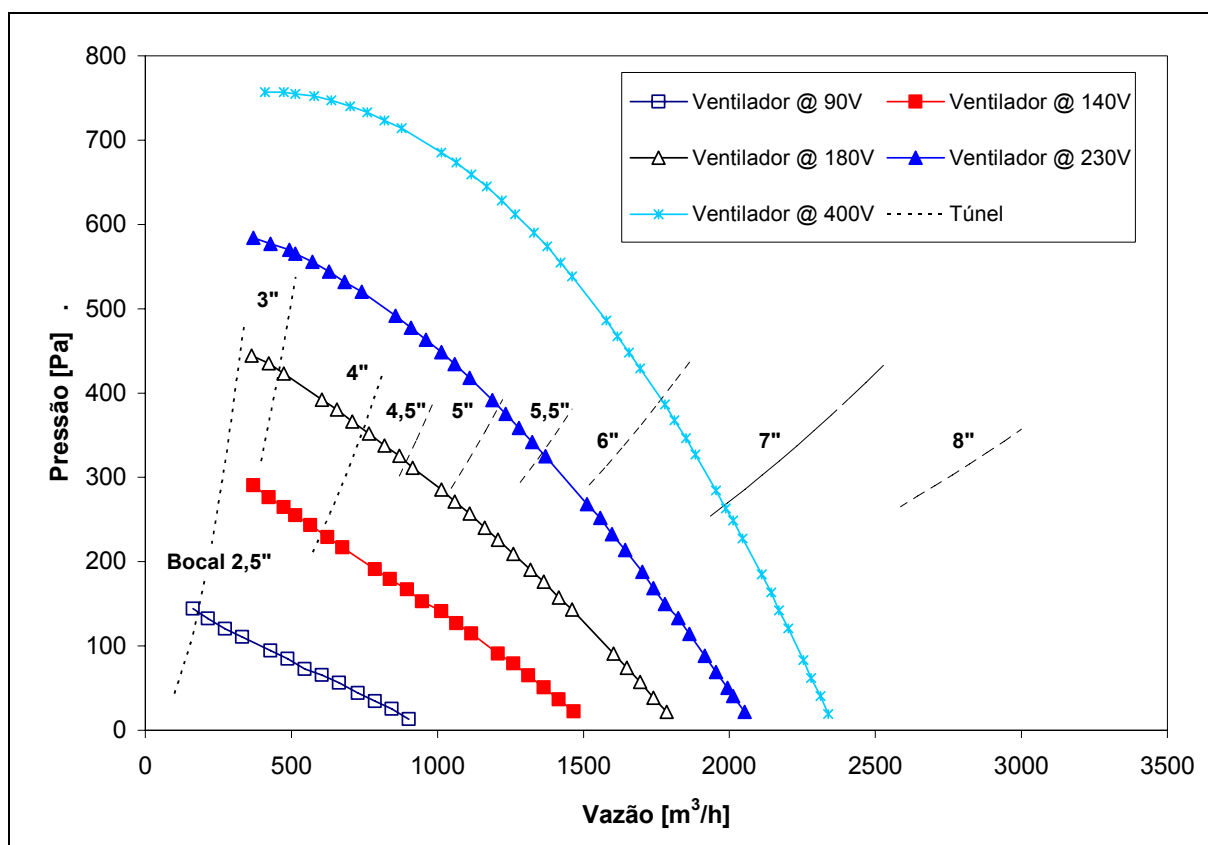


Figura 57: Curvas características do ventilador e curvas de perda de carga para os bocais medidores de vazão de ar

4.3.2 Vazão mássica de refrigerante

Este limite é dado pela bomba de engrenagens e pelo medidor tipo Coriolis. A vazão máxima da bomba é de 800 kg/h, e o medidor possui uma faixa de medição de 0 a 250 kg/h. Portanto, a vazão máxima de fluido refrigerante é de 250 kg/h.

4.3.3 Pressão do refrigerante

Os valores limites para os diferentes componentes do circuito de refrigeração são mostrados na tabela 9. Dessa forma, conclui-se que o limite de pressão para o circuito de refrigeração fica estabelecido em 20 bar.

Tabela 9: Limite de pressão dos componentes do circuito de refrigeração

Componente	Pressão máxima [bar]
Tubulação	80
Bomba de engrenagens	103
Medidor de vazão mássica	190
Transdutores de pressão	20
Válvulas de registro	45
Trocadores de calor tipo placa	30

4.3.4 Taxa de dissipação de calor

Para estabelecer a taxa de dissipação de calor limite, devem-se considerar as seguintes hipóteses simplificativas:

- A resistência elétrica presa à tubulação de fluido refrigerante é responsável apenas por um controle fino da condição de entrada no condensador, e desta forma transfere pouco calor ao fluido refrigerante.
- O calor trocado no trocador de placas frio do circuito de refrigerante não é significativo, ou seja, a capacidade de refrigeração da unidade de água gelada está totalmente disponível para o resfriador instalado no túnel de vento.

Pode-se dizer que o valor limite para a taxa de dissipação de calor é o menor valor entre a capacidade do banho termostático quente e a capacidade da unidade de água gelada. Este limite é dado pelo banho termostático, e é igual, portanto, a 8 kW.

4.4 PROCEDIMENTO DE TESTE

4.4.1 Operação da bancada

É importante que o procedimento de teste seja padronizado para garantir a segurança da bancada e a confiabilidade dos resultados. Os fluxogramas para ligar e desligar a bancada estão ilustrados no apêndice 5.

O primeiro passo para a execução do teste é a identificação e instalação do bocal adequado à vazão de ar.

O fechamento das portas de acesso ao interior do túnel é inspecionado, e então a bancada é posta para operar.

A pressão do circuito de refrigerante é controlada através da temperatura do banho termostático e da carga de refrigerante. A temperatura do refrigerante na entrada do condensador é controlada através da potência dissipada pelas resistências elétricas. A vazão mássica de refrigerante é ajustada através da frequência da bomba.

A vazão de ar é regulada através da frequência do ventilador. A temperatura de entrada do ar no condensador é ajustada através da temperatura da água que circula no resfriador e da potência dissipada pelas resistências elétricas. Deve-se procurar manter um equilíbrio entre a temperatura de operação da unidade de água gelada e a potência dissipada pelas resistências elétricas para que se obtenha uma operação contínua dos compressores da unidade de água gelada.

Antes de iniciar a gravação dos dados é necessário que a bancada esteja em operação por pelo menos 3 h, para se garantir a necessária estabilização térmica.

As variáveis indicadas na tabela 10 são observadas e controladas em torno das condições nominais desejadas.

4.4.2 Critério de estabilização

A norma ANSI/ASHRAE 33-2000 descreve alguns critérios para a medição das temperaturas, indicadas a seguir:

- As medições de temperatura na seção de saída não podem variar entre si em mais do que 0,6 °C.
- As medições de temperatura na seção de entrada não podem diferir da temperatura média de entrada durante todo o teste (período de 30 min) em mais do que 1,1 °C.

Para a realização dos experimentos foram aplicados os critérios de estabilização supracitados, e mais um, semelhante ao segundo critério descrito na norma, porém aplicado à temperatura da seção de saída.

Tabela 10: Variáveis controladas durante os testes

Variável	Desvio aceitável em relação ao valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	± 1	$^{\circ}\text{C}$
\dot{Q}_{ar}	± 5	%
T_{cond}	± 1	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{sup}	± 2	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{sub}	± 2	$^{\circ}\text{C}$

4.5 PROCESSAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

O processamento dos dados experimentais é dividido em três etapas:

- Cálculo da capacidade do condensador pelo lado do ar e pelo lado do refrigerante.
- Correção da capacidade obtida pelo lado do ar.
- Cálculo dos valores de j e f .

4.5.1 Cálculo das capacidades pelo lado do ar e pelo lado do refrigerante

Um código computacional para o cálculo das capacidades foi desenvolvido com base no programa comercial EES (KLEIN, 2007).

Um balanço de energia pelo lado do ar fornece a equação 56, onde a densidade e as entalpias são obtidas da biblioteca de propriedades termofísicas do EES com base na pressão, temperatura e umidade.

$$\dot{Q}_{ar} = \rho_{ar,ent} \cdot \dot{V}_{ar} \cdot (h_{ar,sai} - h_{ar,ent}) \quad (56)$$

A temperatura do ar na seção de entrada é obtida dos 4 termopares absolutos, e o diferencial de temperatura entre as seções de saída e de entrada é obtido dos 9 termopares diferenciais. A temperatura na seção de saída é igual à soma da temperatura na seção de entrada e do diferencial de temperatura entre as duas seções (a razão para proceder desta forma será discutida no item 4.6.1). Os 4 termopares absolutos instalados na seção de saída são utilizados apenas para verificação.

O cálculo do diferencial de temperatura entre as seções de saída e de entrada requer a solução iterativa da equação 57 até a convergência do valor de ΔE , dados T_1 e $\alpha(T)$. A curva para o coeficiente de Seebeck, mostrada na figura 58, foi extraída de BENEDICT (1972) para termopares tipo T.

$$\Delta E = \int_{T_1}^{T_2} \alpha(T) \cdot dT \quad (57)$$

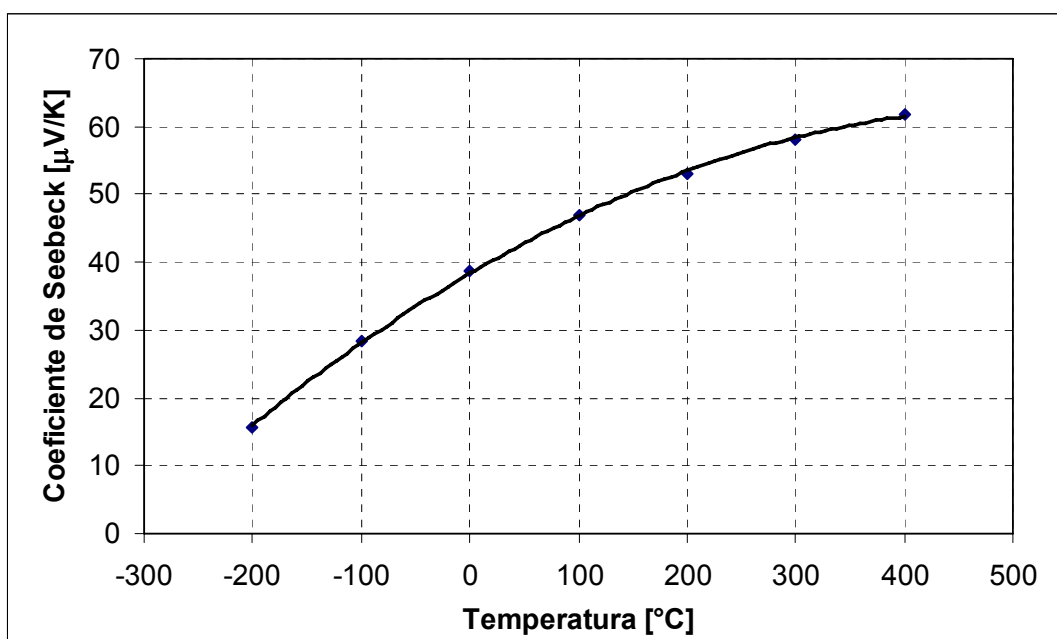


Figura 58: Coeficiente de Seebeck para termopares tipo T

A vazão de ar é obtida através do procedimento descrito na norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (ANSI/ASHRAE, 1987), ou seja, resolvendo iterativamente as equações 58 a 62.

$$\xi = 1 - \frac{\Delta P_{bocal}}{\rho_{ar,bocal} \cdot R \cdot (T_{ar,bocal} + 273.15)} \quad (58)$$

$$Y = 1 - (0.548 \cdot (1 - \xi)) \quad (59)$$

$$Cd = 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{Re}} + \frac{134.6}{Re} \quad (60)$$

$$Re = \frac{\sqrt{2}}{\mu_{ar,ent}} \cdot Cd \cdot D_{bocal} \cdot Y \cdot \sqrt{\Delta P_{bocal} \cdot \rho_{ar,bocal}} \quad (61)$$

$$\dot{V}_{ar} = \frac{\rho_{ar,bocal}}{\rho_{ar,ent}} \cdot \sqrt{2} \cdot Y \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{bocal}}{\rho_{ar,bocal}}} \cdot Cd \cdot \frac{\pi \cdot D_{bocal}^2}{4} \quad (62)$$

Um balanço de energia no lado do refrigerante fornece a equação 63. A vazão mássica de refrigerante é medida pelo medidor tipo Coriolis, e as entalpias são obtidas da biblioteca do EES com base nas medições de pressão e temperatura.

$$\dot{Q}_{refri} = \dot{m}_{refri} \cdot (h_{refri,sai} - h_{refri,ent}) \quad (63)$$

4.5.2 Correção da capacidade obtida pelo lado do ar

Esta correção visa compensar erros sistemáticos da bancada, e será abordada em maior profundidade no item 4.6.1.

4.5.3 Cálculo do valor de j

O cálculo do fator j de Colburn é realizado através de um código computacional desenvolvido com base no programa comercial EES (KLEIN, 2007) e que segue o algoritmo discutido no item 3.3.1.

Para escrever este código computacional o trocador de calor foi modelado como sendo um único tubo esticado horizontalmente e dividido axialmente em pequenos volumes. O cálculo da taxa de transferência de calor é realizado em cada um destes pequenos volumes aplicando-se o método ε -NUT. Um processo de marcha é então seguido, ou seja, a condição de saída do fluido refrigerante do primeiro volume é aplicada como condição de entrada para o segundo volume, e assim sucessivamente. Quando é observada a transição de escoamento monofásico para escoamento bifásico, ou de bifásico para monofásico, o

volume é dividido em duas partes de forma que dentro de um volume tenha-se apenas escoamento monofásico ou bifásico. Foi adotado também que a temperatura de entrada do ar é igual à temperatura do ambiente externo para todos os volumes, não importando quantas fileiras de tubos o trocador de calor tenha.

Como pode ser observado no fluxograma apresentado no item 3.3.1 (figura 28), o procedimento utilizado para computar o fator j de Colburn é bastante semelhante ao utilizado por programas computacionais que simulam a performance térmica de condensadores: quando se calcula j a taxa de transferência de calor é um dado de entrada, enquanto que em um programa de simulação j é um dado de entrada e a taxa de transferência de calor é um dado de saída. Desta forma, além do código computacional para processar os dados experimentais, uma outra entrega do presente trabalho foi um código para a simulação de condensadores, sendo que este código foi denominado SIMULCOND.

4.5.4 Cálculo do valor de f

O fator f de atrito é calculado através da aplicação direta da equação 41, sendo que esta equação também foi implementada no código computacional supracitado para o cálculo do fator j .

4.6 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

O resultado de uma medição é apenas uma estimativa do valor verdadeiro, e, portanto, deve ser acompanhado da incerteza desta estimativa. Os erros de uma medição podem ser classificados em dois grupos: sistemático e aleatório.

Erro sistemático pode ser definido como sendo a diferença entre a média resultante de um número infinito de medições do mesmo mensurando e o valor verdadeiro do mensurando. O erro sistemático não pode ser totalmente eliminado, porém pode ser reduzido, por exemplo, através de fatores de correção.

Erro aleatório pode ser definido como sendo a diferença entre o resultado de uma medição e a média resultante de um número infinito de medições do mesmo mensurando. Os erros aleatórios produzem ao acaso acréscimos e decréscimos no valor obtido. Embora não seja possível compensar o erro aleatório, ele pode geralmente ser reduzido aumentando-se o número de observações.

Com o objetivo de estimar os erros sistemáticos e aleatórios, optou-se por calibrar tanto o circuito de ar como o de refrigerante.

4.6.1 Calibração do circuito de ar

Para calibrar o circuito de ar, desabilitou-se o circuito de refrigerante e montou-se uma resistência elétrica sobre o condensador (vide figura 59). A potência dissipada, medida por um transdutor de potência, foi comparada com a capacidade medida pelo lado do ar. A diferença média entre as duas medições se deve principalmente ao calor perdido através das paredes do túnel. Tal erro sistemático pode ser corrigido introduzindo-se um fator de correção, conforme previsto na norma ANSI/ASHRAE 33-2000 (ANSI/ASHRAE, 2000).



Figura 59: Resistências elétricas montadas sobre o condensador

Testes foram executados variando a potência dissipada na resistência elétrica, a vazão de ar, e o valor de $\Delta T_{\text{médio}}$ definido da seguinte forma:

$$\Delta T_{\text{médio}} = \frac{T_{\text{ar,ent}} + T_{\text{ar,sai}}}{2} - T_{\text{amb}} \quad (64)$$

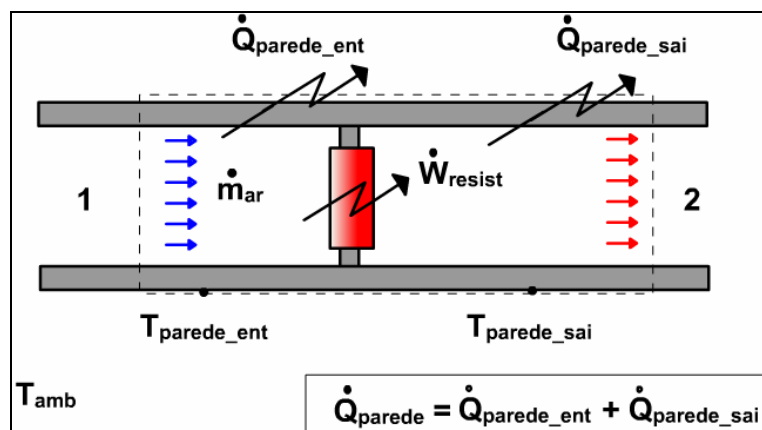


Figura 60: Balanço de energia na seção de testes

Um balanço de energia na seção de testes fornece:

$$\dot{W}_{resist} = \dot{Q}_{ar} + \dot{Q}_{parede} \quad (65)$$

Os primeiros testes indicaram que havia uma fuga de calor muito elevada através das paredes do túnel (em torno de 35% da potência dissipada pelas resistências elétricas). Decidiu-se então buscar alternativas para reduzir a fuga de calor antes de se tentar determinar um fator de correção. Oportunidades para reduzir o erro aleatório foram também observadas e exploradas.

I. Ações para reduzir o erro aleatório na medição de capacidade no lado do ar

Para visualizar oportunidades de redução do erro aleatório na medição da capacidade pelo lado do ar empregou-se uma análise preliminar de propagação de erros. Esta análise é aplicada sobre a equação 56 e será abordada em maiores detalhes no item 4.6.3.

As variáveis independentes que influenciam a medição de capacidade e suas respectivas incertezas estão descritas na tabela 11. A última coluna desta tabela mostra o percentual de contribuição que cada variável independente tem sobre a incerteza de medição da capacidade. A variável com maior contribuição é sem sombra de dúvidas a diferença de temperatura do ar através do condensador (ΔT_{cond}).

Esta diferença de temperatura era até então obtida da diferença entre a média das indicações de nove termopares instalados na seção de saída do trocador de calor, e a média das indicações de outros nove termopares instalados na seção de entrada.

Para reduzir a incerteza desta medição optou-se por medir diretamente o diferencial de temperatura. Para tanto, os dezoito termopares para medição absoluta de temperatura (nove em cada seção) foram transformados em nove termopares para medição diferencial. Além disso, foram instalados novos termopares, 4 em cada seção, para a medição absoluta de temperatura. As figuras 61 e 62 mostram respectivamente o esquema de ligação dos termopares para a medição absoluta e diferencial de temperatura. A figura 63 mostra a distribuição dos termopares na seção de entrada (uma distribuição similar é empregada na seção de saída).

As vantagens da medição diferencial são: a redução do erro de medição por um fator multiplicativo igual a $1/\sqrt{2}$, e a eliminação da dependência da temperatura de referência (temperatura da placa do sistema de aquisição de dados).

Tabela 11: Análise preliminar da propagação de erros na medição de capacidade do lado do ar

Variável (x_i)	$I(x_i)_{cal}$			N	$\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i)_{cal} \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
$T_{ar,ent}$	±	0,14	°C	4	-5,32E-05	2,22E-10	0,0%
$T_{ar,bocal}$	±	0,14	°C	1	-8,20E-01	1,32E-02	0,0%
ΔT_{cond}	±	0,20	°C	9	26,2	2,42E+02	97,8%
P_{atm}	±	0,05	mmHg	1	4,29E-01	4,60E-04	0,0%
ΔP_{bocal}	±	2,5	Pa	1	9,35E-01	5,47E+00	2,2%
$\Delta P_{amb-bocal}$	±	2,5	Pa	1	-3,22E-03	6,46E-05	0,0%
ΔP_{cond}	±	0,6	Pa	1	-1,57E-07	8,88E-15	0,0%
$\Delta P_{cond-amb}$	±	6,2	Pa	1	-1,35E-10	7,05E-19	0,0%
ϕ	±	0,02	-		11,5	5,29E-02	0,0%

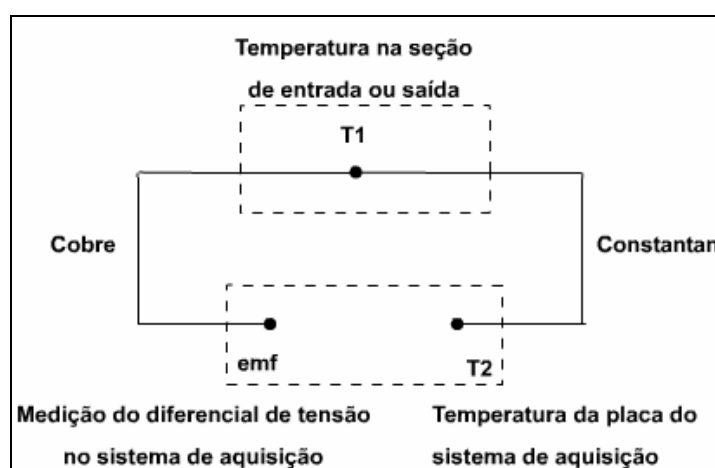


Figura 61: Ligação de termopares para a medição absoluta de temperatura

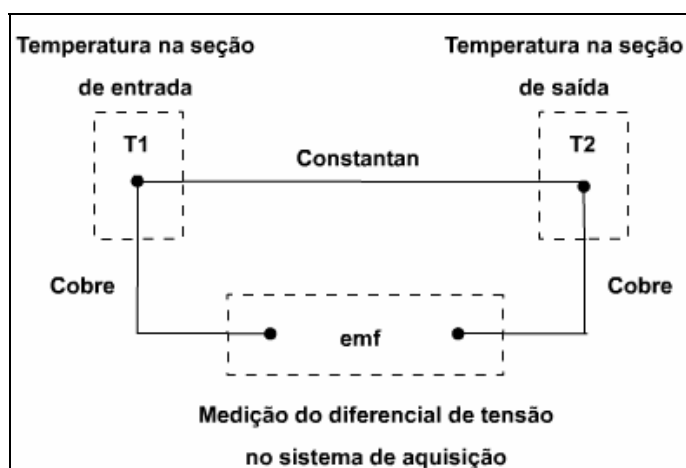


Figura 62: Ligação de termopares para a medição diferencial de temperatura

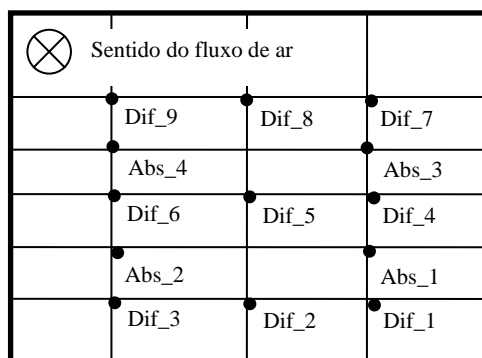


Figura 63: Distribuição de termopares na seção de entrada

A análise de incertezas foi feita novamente e os resultados estão apresentados na tabela 12. Pode-se constatar que o percentual de contribuição da medição do ΔT_{cond} ficou ainda bastante alto, mas reduziu de 97,8% para 95,6%.

II. Ações para reduzir o erro sistemático na medição de capacidade pelo lado do ar

Uma forma simples de quantificar e comparar diferentes soluções para reduzir a fuga de calor pelas paredes do túnel consiste na definição de um parâmetro, denominado condutância térmica global (UA_{global}). Partindo do balanço de energia na seção de testes (equação 65) e definindo

$$\dot{Q}_{parede} = UA_{global} \left(\frac{T_{ar,ent} + T_{ar,sai}}{2} - T_{amb} \right) \quad (66)$$

tem-se

$$UA_{global} = \frac{\dot{W}_{resist} - \dot{m}_{ar} \cdot (h_{ar,sai} - h_{ar,ent})}{\left(\frac{T_{ar,ent} + T_{ar,sai}}{2} - T_{amb} \right)} \quad (67)$$

Tabela 12: Análise da propagação de erros na medição de capacidade do lado do ar com a medição diferencial de temperatura

Variável (x_i)	$I(x_i)_{cal}$			N	$\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i)_{cal} \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
$T_{ar,ent}$	±	0,14	°C	4	-5,32E-05	2,22E-10	0,0%
$T_{ar,bocal}$	±	0,14	°C	1	-8,20E-01	1,32E-02	0,0%
ΔT_{cond}	±	0,14	°C	9	26,2	1,21E+02	95,6%
P_{atm}	±	0,05	mmHg	1	4,29E-01	4,60E-04	0,0%
ΔP_{bocal}	±	2,5	Pa	1	9,35E-01	5,47E+00	4,3%
$\Delta P_{amb-bocal}$	±	2,5	Pa	1	-3,22E-03	6,46E-05	0,0%
ΔP_{cond}	±	0,6	Pa	1	-1,57E-07	8,88E-15	0,0%
$\Delta P_{cond-amb}$	±	6,2	Pa	1	-1,35E-10	7,05E-19	0,0%
ϕ	±	0,02	-		11,5	5,29E-02	0,0%

A partir de experimentos preliminares, estimou-se uma condutância global de 8,9 W/K para a bancada experimental. Este valor foi considerado alto, pois caso a temperatura ambiente seja de 25 °C e a do ar no interior do túnel de 45 °C, a fuga de calor pelas paredes corresponderia a 180 W, um valor muito elevado especialmente para testes com condensadores de baixas capacidades.

Com o intuito de reduzir o valor do UA_{global} , aplicou-se um isolamento de borracha elastomérica com espessura de 32 mm e condutividade térmica de 0,037 W/m-K sobre as paredes internas do túnel ao longo da seção de testes, região esta que vai desde a grade de

termopares de entrada até a grade de termopares de saída. Em uma segunda etapa, o mesmo tipo de isolamento foi aplicado nas paredes externas, também ao longo da seção de testes. Experimentos foram executados com 700 W de potência dissipada na resistência elétrica, 700 m³/h de vazão de ar, e $\Delta T_{\text{médio}}$ variando entre -10 e +30 °C. Os resultados podem ser observados na figura 64. Convém notar que o valor de UA_{global} é dado pelo coeficiente angular da reta de ajuste dos dados.

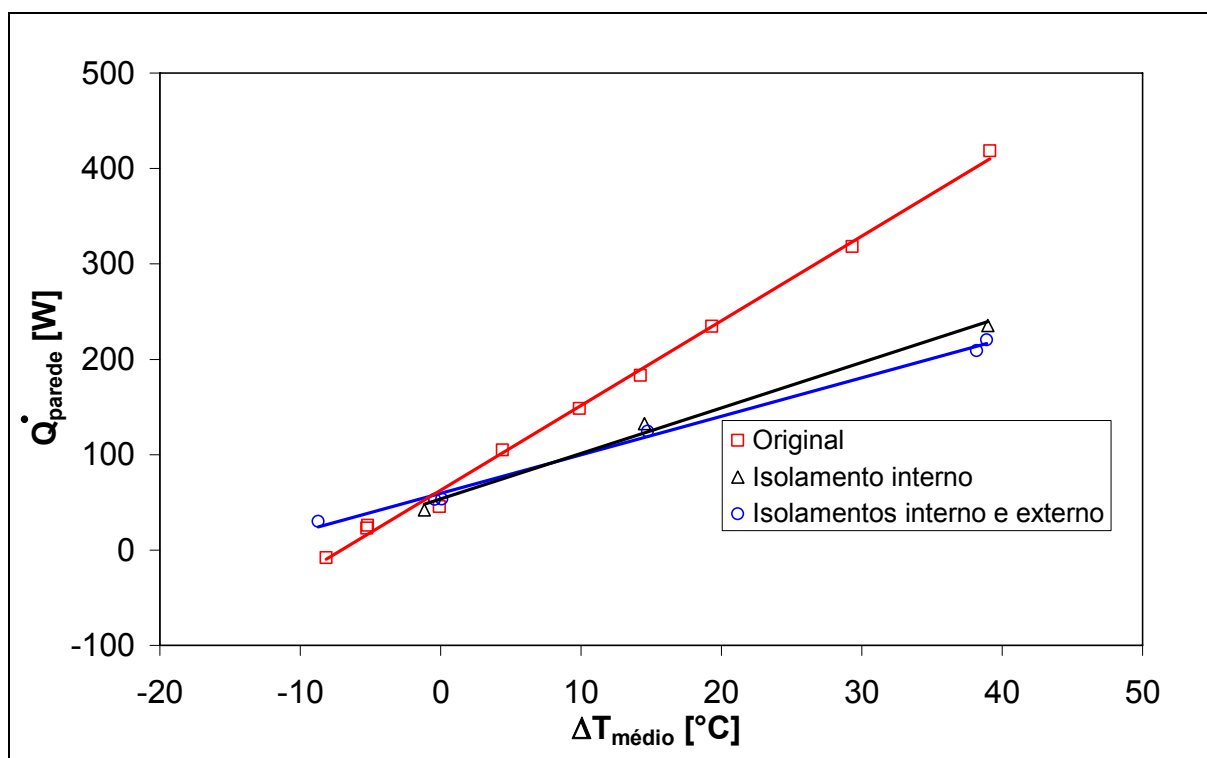


Figura 64: Condutância térmica global do túnel de vento

Pode-se verificar que o efeito do isolamento interno sobre o UA_{global} foi bastante significativo, passando este parâmetro de 8,9 W/K para 4,8 W/K (redução de 46%). Por outro lado, o efeito adicional do isolamento externo foi moderado, provocando uma redução adicional para 4,0 W/K (redução de 17%).

III. Determinação do fator de correção para compensar o erro sistemático

Depois de reduzir o erro aleatório e a fuga de calor pelas paredes do túnel, trinta e quatro testes foram executados com o objetivo de determinar o fator de correção para a capacidade medida pelo lado do ar. Neste experimento foram variados:

- Potência dissipada entre 160 e 1700 W.

- Vazão de ar entre 280 e 1115 m³/h.
- $\Delta T_{\text{médio}}$ entre -10 e +30 °C.

Uma questão fundamental é a forma da equação utilizada para corrigir a capacidade medida pelo lado do ar. A equação 67, por exemplo, não é indicada, pois diferentes valores de temperatura podem gerar o mesmo valor de $\Delta T_{\text{médio}}$, e conseqüentemente de UA_{global} , embora a taxa de transferência de calor através das paredes do túnel não se mantenha necessariamente a mesma. Isto se deve ao fato das áreas das seções de entrada e saída serem diferentes. Tal problema fica evidente analisando-se o resíduo fornecido pela equação 68 contra a diferença de temperatura através do trocador, mostrado na figura 65.

$$\text{Resíduo} = \dot{W}_{\text{resist}} - \left[\dot{m}_{\text{ar}} \cdot (h_{\text{ar,sai}} - h_{\text{ar,ent}}) + UA_{\text{global}} \cdot \Delta T_{\text{médio}} \right] \quad (68)$$

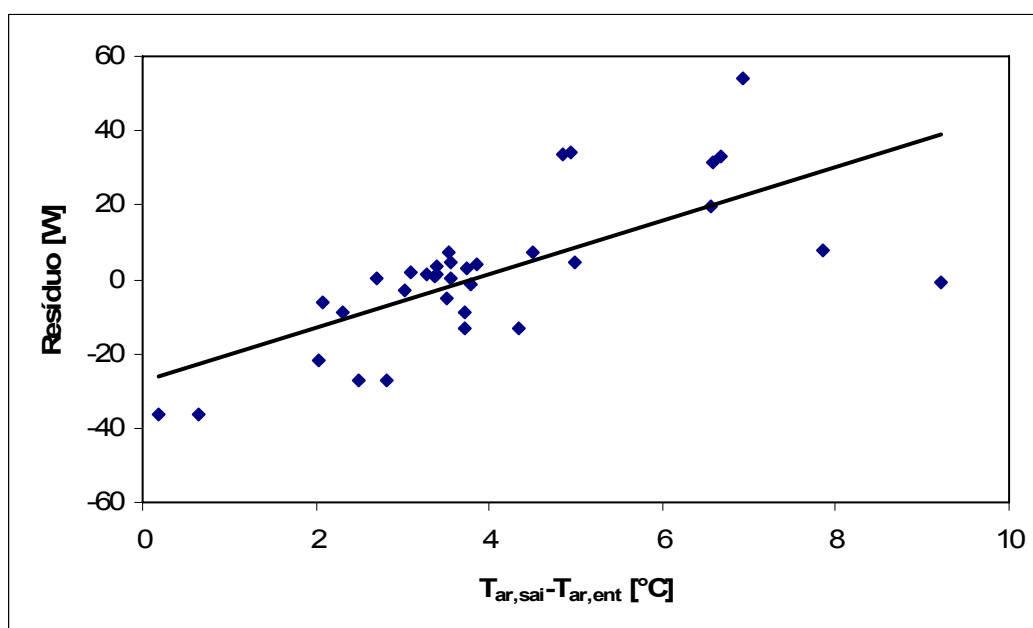


Figura 65: Resíduo fornecido pela equação 68 versus variação de temperatura através do trocador de calor

Após avaliar algumas alternativas, adotou-se a equação 69, que separa as condutâncias térmicas das seções de entrada e de saída. Esta abordagem segue em linhas gerais a norma ANSI/ASHRAE 33-2000 (ANSI/ASHRAE, 2000).

$$\dot{W}_{resist} = \left(\dot{Q}_{ar} \cdot C1 + C2 \right) + UA_{ent} \cdot (T_{ar,ent} - T_{parede,ent}) + UA_{sai} \cdot (T_{ar,sai} - T_{parede,sai}) \quad (69)$$

Os valores de $C1$, $C2$, UA_{ent} , e UA_{sai} foram obtidos através do processo de mínimos quadrados, os quais estão indicados na tabela 13. A figura 66 mostra o resíduo fornecido pela equação 70 contra a diferença de temperatura através do trocador de calor, o que permite concluir que a equação 69 é mais adequada do que a equação 67.

Tabela 13: Parâmetros para correção da capacidade medida pelo lado do ar

Variável	Valor	Unidade
$C1$	1,047228	-
$C2$	0	W
UA_{ent}	1,712878	W/K
UA_{sai}	4,710415	W/K

$$Resíduo = \dot{W}_{resist} - \left[\left(\dot{Q}_{ar} \cdot C1 + C2 \right) + UA_{ent} \cdot (T_{ar,ent} - T_{parede,ent}) + UA_{sai} \cdot (T_{ar,sai} - T_{parede,sai}) \right] \quad (70)$$

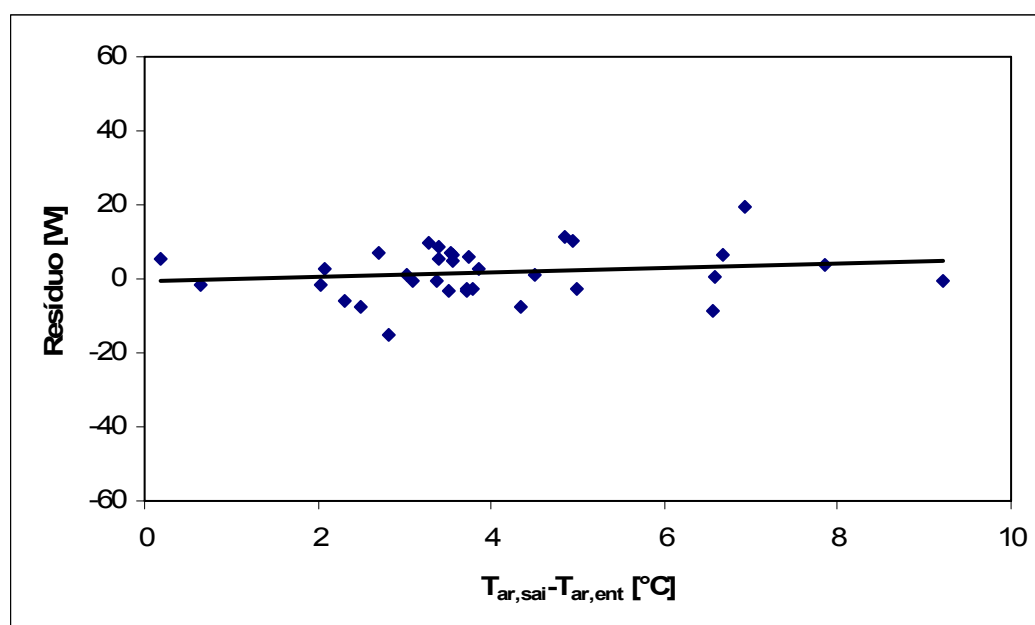


Figura 66: Resíduo dado pela equação 70 versus variação de temperatura através do trocador de calor

A figura 67 mostra que o resíduo fornecido pela equação 70 não possui qualquer correlação com a vazão de ar, comprovando mais uma vez que a equação 69 atende aos requisitos inicialmente estabelecidos.

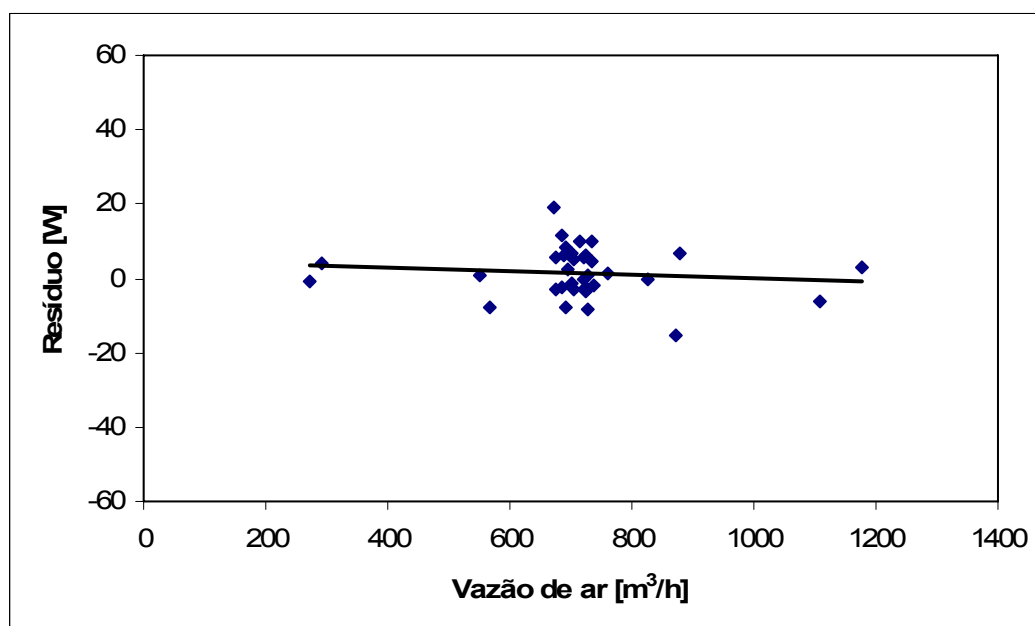


Figura 67: Resíduo dado pela equação 70 versus vazão de ar

O erro padrão da estimativa (EPE), expresso através da equação 71, atingiu o valor de 6,96 W.

$$EPE = \sqrt{\frac{\sum (Resíduo)^2}{N - 1}} \quad (71)$$

onde N é número de pontos experimentais empregados no desenvolvimento da correlação.

4.6.2 Calibração do circuito de refrigerante

Durante esta etapa, retirou-se a resistência elétrica que estava montada sobre o condensador, e reabilitou-se o circuito de fluido refrigerante. No total foram realizados 27 testes variando:

- Capacidade entre 160 e 2400 W.
- Vazão de ar entre 290 e 1600 m³/h.
- Superaquecimento entre 2 e 30 °C.

- Subresfriamento entre 3 e 14 °C.
- Diferença entre a temperatura de entrada do ar e a temperatura de condensação entre 2,5 e 27 °C.

O parâmetro analisado foi o resíduo dado pela diferença entre a capacidade do lado do ar e do refrigerante (equações 72 e 73).

$$\dot{Q}_{ar,corrig} = \left(\dot{Q}_{ar} \cdot C1 + C2 \right) + UA_{ent} \cdot (T_{ar,ent} - T_{parede,ent}) + UA_{sai} \cdot (T_{ar,sai} - T_{parede,sai}) \quad (72)$$

$$Resíduo = \dot{Q}_{refri} - \dot{Q}_{ar,corrig} \quad (73)$$

As correlações entre o resíduo e os cinco parâmetros variados nos experimentos estão ilustradas nas figuras 68 a 72.

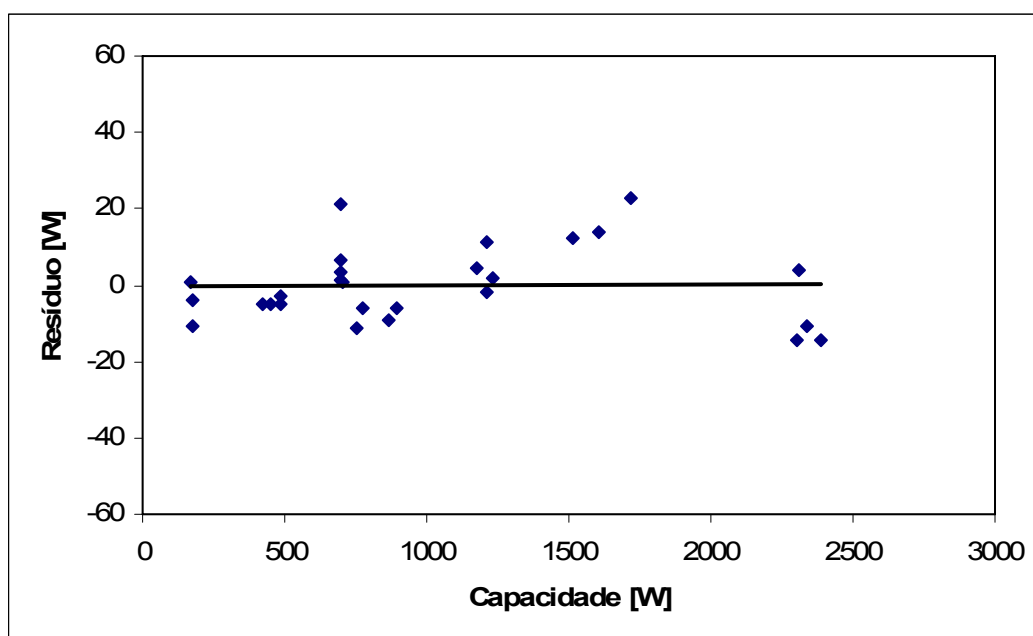


Figura 68: Resíduo fornecido pela equação 73 versus capacidade

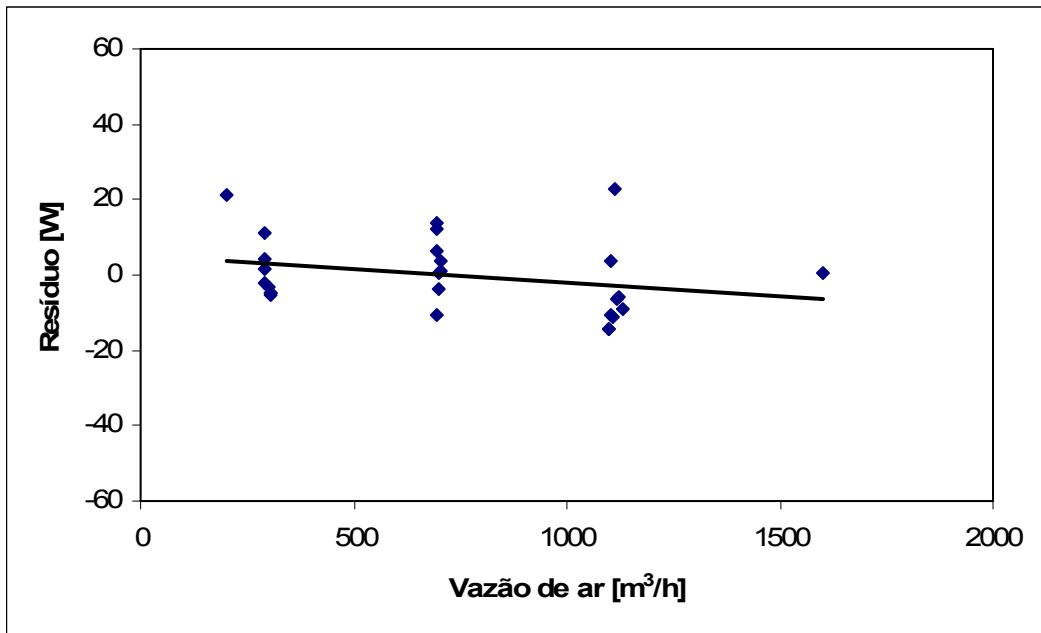


Figura 69: Resíduo fornecido pela equação 73 versus vazão de ar

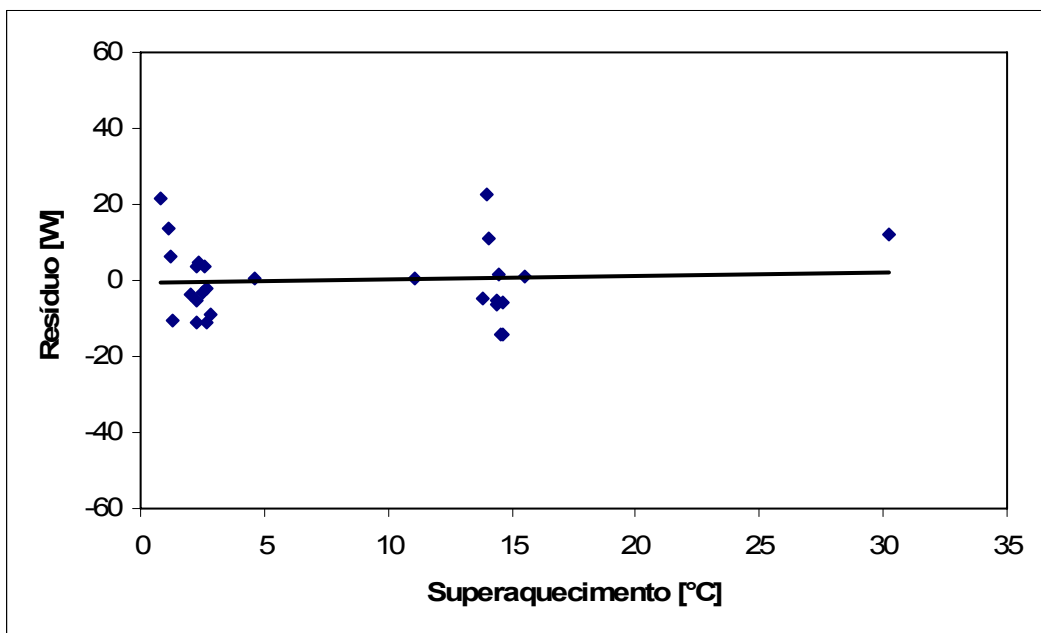


Figura 70: Resíduo fornecido pela equação 73 versus superaquecimento

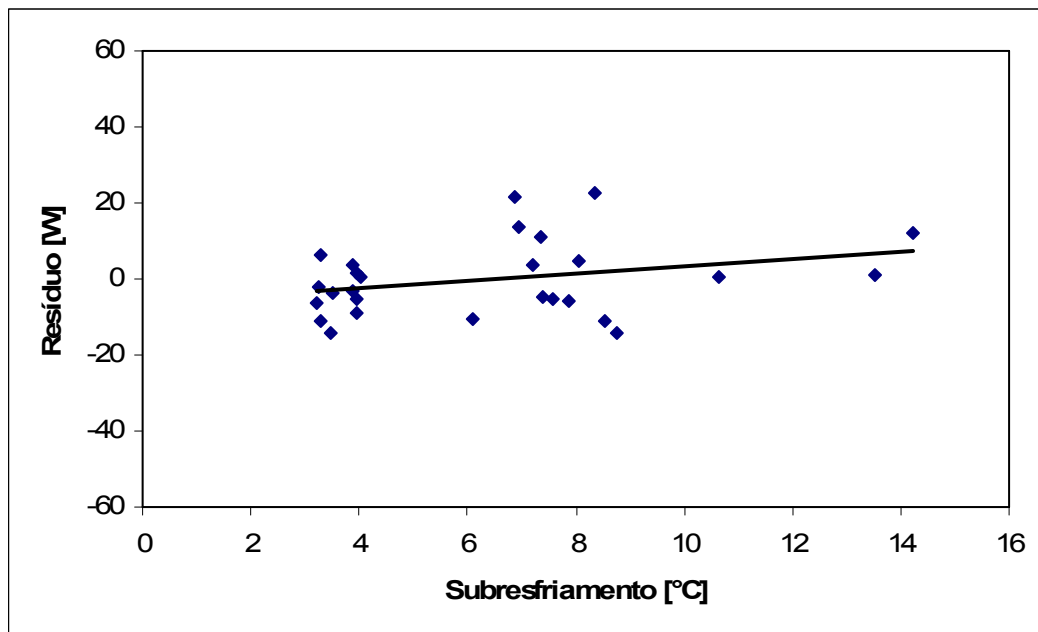


Figura 71: Resíduo fornecido pela equação 73 versus sub-resfriamento

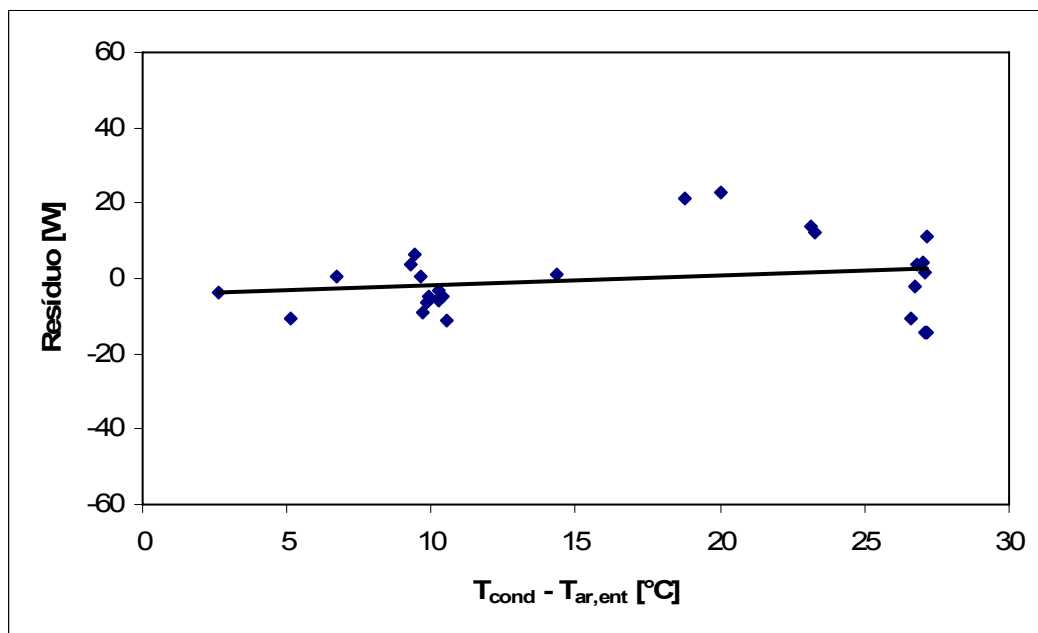


Figura 72: Resíduo fornecido pela equação 73 versus diferença de temperatura entre a condensação e a entrada do ar

Pode-se constatar que o erro sistemático na medição da capacidade pelo lado do refrigerante é baixo, o que dispensa o uso de um fator de correção.

4.6.3 Estimativa das incertezas de medição

As incertezas de medição foram calculadas de acordo com as recomendações do INMETRO (1997). As incertezas foram divididas em duas componentes: a primeira considera a incerteza devida à repetibilidade das medições (I_{rep}), e a segunda considera a incerteza inerente ao sistema de medição (I_{cal}). A incerteza de medição foi então calculada através da equação

$$I = \sqrt{(I_{rep})^2 + (I_{cal})^2} \quad (74)$$

A componente de repetibilidade é estimada com base nas leituras realizadas pelo sistema de aquisição de dados durante a execução dos testes. O cálculo é feito considerando a distribuição t de *Student*

$$I_{rep} = \frac{t_{a,n-1} \cdot std}{\sqrt{n}} \quad (75)$$

$$std = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}_n)^2}{n-1}} \quad (76)$$

onde $t_{a,n-1}$ é fator t de *Student* para probabilidade a e $(n-1)$ graus de liberdade, n é o número de pontos experimentais, std é o desvio padrão, X_i é a leitura individual, e \bar{X}_n é a média das leituras.

Utilizou-se uma abrangência $(1-a)$ de 95% para o cálculo das incertezas. Considerando que a frequência de leitura do sistema de aquisição de dados é aproximadamente 0,2 Hz (período de 5 segundos) e que um teste tem duração de aproximadamente 30 minutos, então cada teste é composto por aproximadamente 360 pontos. Com base nos dados da tabela 14 e na figura 73, adotou-se $t_{a,n-1}$ igual a 1,97.

Tabela 14: Fator t em função do grau de liberdade para abrangência de 95% e distribuição bicaudal

n-1	Fator t
1	12,706
5	2,571
10	2,228
15	2,131
20	2,086
100	1,984
150	1,976
200	1,972
250	1,969
300	1,968
350	1,967
400	1,966
450	1,965

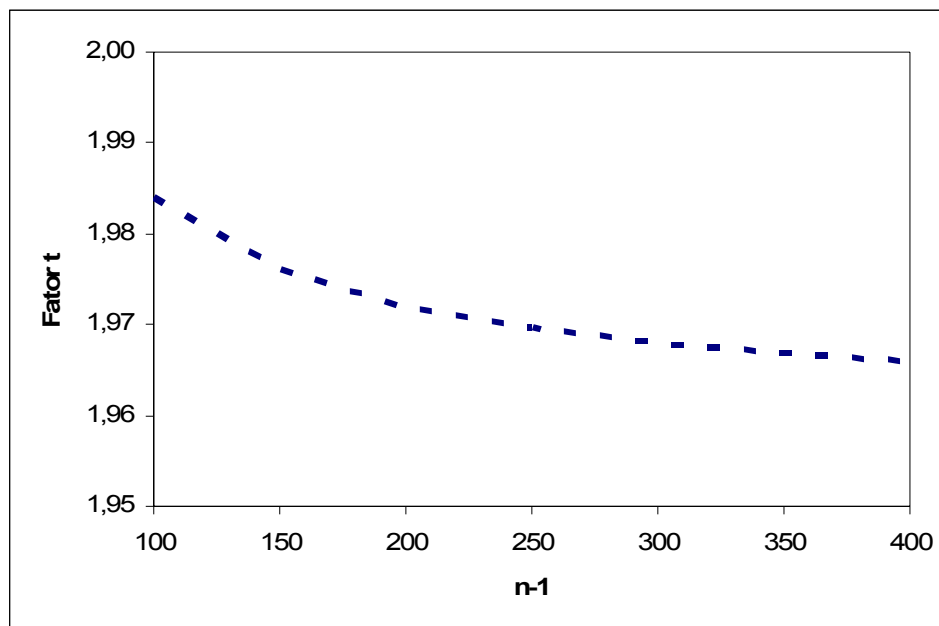


Figura 73: Fator t de Student em função do grau de liberdade para abrangência de 95% e distribuição bicaudal

Para calcular a propagação de erros de uma função expressa pela equação 77, utilizou-se a equação 78.

$$y = \Theta(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (77)$$

$$I_y^2 \cong \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \Theta}{\partial x_i} \right)^2 \cdot I^2(x_i) \quad (78)$$

I. Incerteza da capacidade média do lado do ar

A capacidade do lado do ar é função das seguintes variáveis independentes:

$$\dot{Q}_{ar} = \Theta(T_{ar,ent}, T_{ar,bocal}, \Delta T_{cond}, P_{amb}, \Delta P_{bocal}, \Delta P_{amb-bocal}, \Delta P_{cond}, \Delta P_{cond-amb}, \phi) \quad (79)$$

Durante o processamento dos dados experimentais, obtém-se para cada varredura do sistema de aquisição de dados um valor de capacidade. Portanto, a incerteza devido à repetibilidade das medições pode ser obtida tanto da análise direta dos valores de capacidade, quanto da análise de propagação de erros de cada uma das variáveis independentes relacionadas na equação 79. Adotou-se a primeira opção, o que originou

uma incerteza $I\left(\overline{\dot{Q}_{ar}}\right)_{rep}$ de 1,16 W.

Para determinar a incerteza inerente aos sistemas de medição precisa-se efetuar uma análise de propagação de erros. Neste caso, as derivadas parciais foram obtidas numericamente através do programa EES e as incertezas dos sistemas de medição obtidas do item 4.2 (ver a planilha de cálculo na tabela 15). O percentual da incerteza é calculado conforme equação

$$\% \text{ da incerteza} = \frac{\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i) \right]^2}{\sum_i \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i) \right]^2} \quad (80)$$

O valor obtido para $I\left(\dot{Q}_{ar}\right)_{cal}$ foi de $\pm 11,25$ W. Este valor representa a incerteza de um único ponto experimental, porém, como o resultado do teste é dado pela média de n leituras efetuadas pelo sistema de aquisição de dados, precisa-se dividir o valor obtido por \sqrt{n} , o que origina uma incerteza $I\left(\overline{\dot{Q}_{ar}}\right)_{cal}$ de $\pm 0,55$ W.

Tabela 15: Propagação de erros para a capacidade medida pelo lado do ar devido às incertezas dos sistemas de medição

Variável (x_i)	$I(x_i)_{cal}$			N	$\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i)_{cal} \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
$T_{ar,ent}$	±	0,14	°C	4	-5,32E-05	2,22E-10	0,0%
$T_{ar,bocal}$	±	0,14	°C	1	-8,20E-01	1,32E-02	0,0%
ΔT_{cond}	±	0,14	°C	9	26,2	1,21E+02	95,6%
P_{atm}	±	0,05	mmHg	1	4,29E-01	4,60E-04	0,0%
ΔP_{bocal}	±	2,5	Pa	1	9,35E-01	5,47E+00	4,3%
$\Delta P_{amb-bocal}$	±	2,5	Pa	1	-3,22E-03	6,46E-05	0,0%
ΔP_{cond}	±	0,6	Pa	1	-1,57E-07	8,88E-15	0,0%
$\Delta P_{cond-amb}$	±	6,2	Pa	1	-1,35E-10	7,05E-19	0,0%
ϕ	±	0,02	-		11,5	5,29E-02	0,0%

Através da equação 81 chega-se a uma incerteza de $\pm 1,29$ W para a média da capacidade medida pelo lado do ar.

$$I(\overline{\dot{Q}_{ar}}) = \sqrt{\left[I(\overline{\dot{Q}_{ar}})_{rep} \right]^2 + \left[I(\overline{\dot{Q}_{ar}})_{cal} \right]^2} \quad (81)$$

A capacidade medida pelo lado do ar é submetida a um processo de correção, o qual traz mais incertezas. Estas incertezas são devidas aos sistemas de medição envolvidos ($I(Cor_{Cap})_{cal}$), à repetibilidade das medições ($I(Cor_{Cap})_{rep}$) e à correlação utilizada ($I(Cor_{Cap})_{correl}$):

$$I(Cor_{Cap}) = \sqrt{\left(I(Cor_{Cap})_{rep} \right)^2 + \left(I(Cor_{Cap})_{cal} \right)^2 + \left(I(Cor_{Cap})_{correl} \right)^2} \quad (82)$$

Para o cálculo de $I(Cor_{Cap})_{rep}$ utilizou-se a formulação de propagação de erros, sendo que a incerteza de cada variável independente foi obtida através das equações 75 e 76 (ver tabela 16). O valor calculado de $I(Cor_{Cap})_{rep}$ foi igual a $\pm 0,02$ W.

Tabela 16: Propagação de erros na correção da capacidade medida pelo lado do ar devido à repetibilidade das medições

Variável (x_i)	$I(x_i)_{rcal}$			N	$\frac{\partial Cor_{Cap}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial Cor_{Cap}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i)_{rep} \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
$T_{ar,ent}$	±	8,77E-03	°C	4	4,25E-01	5,55E-05	24,3%
$T_{ar,sai}$	±	3,68E-03	°C	4	1,18E+00	7,52E-05	32,9%
$T_{parede,ent}$	±	3,80E-03	°C	4	-4,25E-01	1,04E-05	4,6%
$T_{parede,sai}$	±	5,25E-03	°C	7	-0,6729	8,74E-05	38,3%

Para o cálculo de $I(Cor_{Cap})_{cal}$ utilizou-se a formulação de propagação de erros (ver tabela 17). O valor calculado de $I(Cor_{Cap})_{cal}$ foi igual a $\pm 0,02$ W.

Para estimar o valor de $I(Cor_{Cap})_{correl}$ utilizou-se o erro padrão da estimativa (EPE) multiplicado por 2,035 ($t_{a,n-1}$ para $a = 95\%$ e $n = 34$). O valor estimado de $I(Cor_{Cap})_{correl}$ foi de $\pm 14,06$ W.

Portanto, o valor da incerteza da capacidade média corrigida do lado do ar $I(\dot{Q}_{ar,corrigida})$ foi estimado em $\pm 14,12$ W.

Tabela 17: Propagação de erros na correção da capacidade medida pelo lado do ar devido às incertezas dos sistemas de medição

Variável (x_i)	$I(x_i)_{cal}$			N	$\frac{\partial Cor_{Cap}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial Cor_{Cap}}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i)_{cal} \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
$T_{ar,ent}$	±	6,87E-03	°C	4	4,25E-01	3,41E-05	7,1%
$T_{ar,sai}$	±	6,87E-03	°C	4	1,18E+00	2,62E-04	54,6%
$T_{parede,ent}$	±	6,87E-03	°C	4	-4,25E-01	3,41E-05	7,1%
$T_{parede,sai}$	±	6,87E-03	°C	7	-0,6729	1,50E-04	31,2%

II. Incerteza da capacidade média do lado do refrigerante

A capacidade medida pelo lado do refrigerante é função das seguintes variáveis independentes:

$$\dot{Q}_{refri} = \Theta \left(\dot{m}_{refri}, T_{refri,entr}, T_{refri,sai}, P_{refri,ent}, P_{refri,sai} \right) \quad (83)$$

Durante o processo de redução dos dados experimentais obteve-se para cada varredura do sistema de aquisição de dados um valor de capacidade. Portanto, a incerteza devido à repetibilidade das medições pode ser obtida tanto da análise direta dos valores de capacidade, quanto da análise de propagação de erros de cada uma das variáveis independentes relacionadas na equação 83. Adotou-se a primeira opção, o que originou

uma incerteza $I \left(\overline{\dot{Q}_{refri}} \right)_{rep}$ de 0,11 W.

Para determinar a incerteza inerente aos sistemas de medição precisa-se efetuar uma análise de propagação de erros. Neste caso, as derivadas parciais foram obtidas numericamente através do programa EES e as incertezas dos sistemas de medição obtidas do item 4.2 (ver planilha de cálculo na tabela 18).

O valor obtido para $I \left(\dot{Q}_{refri} \right)_{cal}$ foi de ± 6,07 W. Este valor representa a incerteza de um único ponto experimental, porém, como o resultado do teste é dado pela média de n

leituras efetuadas pelo sistema de aquisição de dados, precisa-se dividir o valor obtido por

\sqrt{n} , o que origina uma incerteza $I\left(\overline{\dot{Q}}_{refri}\right)_{cal}$ de $\pm 0,30$ W.

Tabela 18: Propagação de erros para a capacidade medida pelo lado do refrigerante devido às incertezas dos sistemas de medição

Variável (x_i)	$I(x_i)_{cal}$			N	$\frac{\partial \dot{Q}_{refri}}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{refri}}{\partial x_i}\right) \cdot I(x_i)_{cal}\right]^2 \cdot N$	% da incerteza
\dot{m}_{refri}	±	0,1	kg/h	1	5,30E+01	2,81E+01	76,1%
$T_{refi,ent}$	±	0,2	°C	1	3,98E+00	6,32E-01	1,7%
$T_{refi,sai}$	±	0,2	°C	1	-5,48E+00	1,20E+00	3,3%
$P_{refri,ent}$	±	0,04	%	1	-8,38E+00	6,98E+00	18,9%
$P_{refri,sai}$	±	0,04	%	1	-1,32E-02	1,67E-05	0,0%

Através da equação 84 chega-se a uma incerteza de $\pm 0,32$ W para a média da capacidade do lado do refrigerante.

$$I\left(\overline{\dot{Q}}_{refri}\right) = \sqrt{\left[I\left(\overline{\dot{Q}}_{refri}\right)_{rep}\right]^2 + \left[I\left(\overline{\dot{Q}}_{refri}\right)_{cal}\right]^2} \quad (84)$$

III. Incerteza da média entre as capacidades medidas pelo lado do ar e do refrigerante

A incerteza da capacidade média, estimada através da equação 85 foi de $\pm 7,06$ W, o que representa em torno de 1,0% para uma capacidade média nominal de 700 W.

$$I\left(\overline{\dot{Q}}_{media}\right) = \sqrt{\left[\frac{I\left(\overline{\dot{Q}}_{refri}\right)}{2}\right]^2 + \left[\frac{I\left(\overline{\dot{Q}}_{ar,corrigida}\right)}{2}\right]^2} \quad (85)$$

Para verificar o valor obtido foram realizados vinte e quatro testes utilizando seis amostras de trocadores de calor do mesmo modelo e duas condições de operação diferentes, sendo que cada trocador foi testado duas vezes na mesma condição. Com o auxílio do programa Minitab® R14 (Minitab Inc.) executou-se uma análise de repetibilidade dos resultados, de onde foi possível extrair o desvio padrão da medição, e consequentemente a incerteza da medição (ver figura 74 e tabela 19).

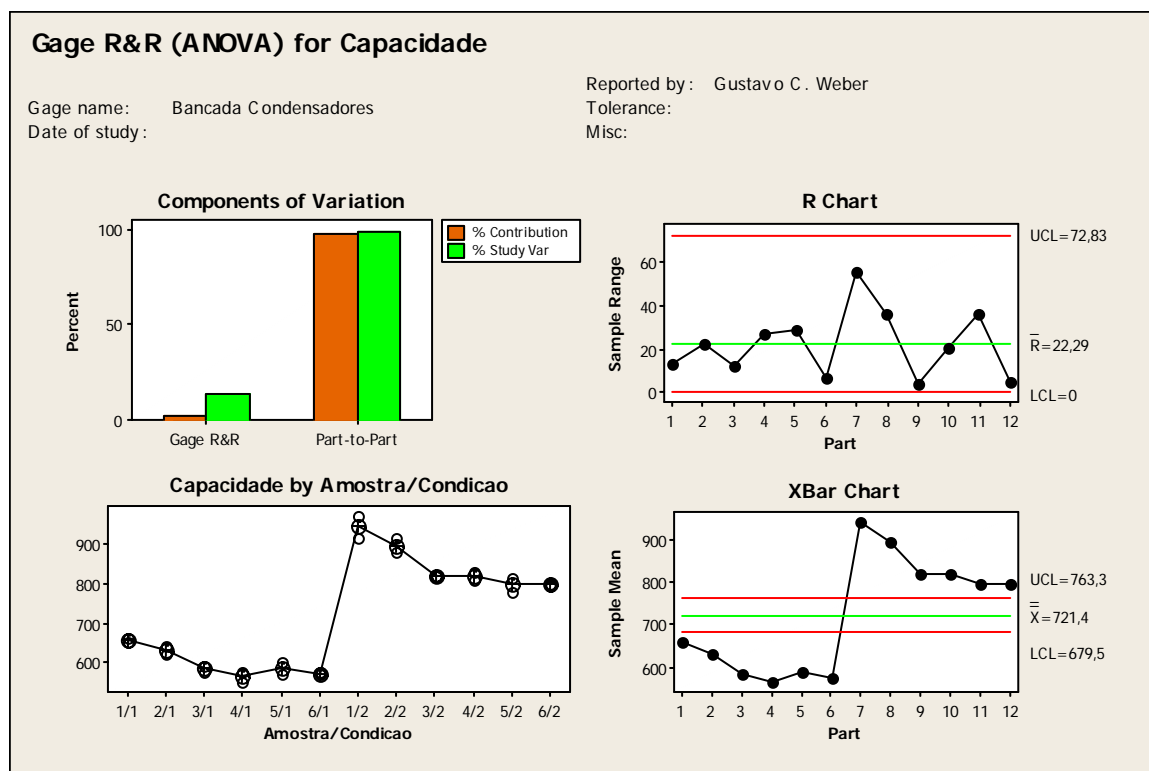


Figura 74: Análise de repetibilidade da capacidade média

Tabela 19: Fontes do desvio padrão da capacidade média obtidas via análise de repetibilidade

Fonte	Desvio padrão [W]
Repetibilidade da bancada	18,9
Varição entre peças e condição nominal de operação	136,9
Total	138,2

Com base no desvio padrão de 18,9 W e considerando $t_{\alpha, n-1}$ igual a 2, a incerteza seria de $\pm 37,8$ W, valor este bem superior ao estimado via propagação de erros que foi de $\pm 7,06$ W.

Plotando-se a variação de capacidade entre repetições com a mesma amostra e mesma condição de teste, contra a variação de vazão mássica de refrigerante, também da mesma amostra e mesma condição, observou-se uma forte correlação (ver figura 75). Uma mesma tendência é observada entre a variação de capacidade e a função dada pela equação 86 (ver figura 76). Isto implica em dizer que o desvio padrão de 18,9 W deve-se em grande parte à variação da condição de operação. Ao especificar a condição de teste permite-se ao operador da bancada trabalhar dentro das faixas especificadas na tabela 10. O que se observa é que a capacidade de condensação muda devido a pequenas variações na vazão mássica de refrigerante, já que o subresfriamento e o superaquecimento são mantidos constantes. Tal variação de capacidade é acompanhada de pequenas variações tanto na vazão de ar, quanto na diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar na entrada.

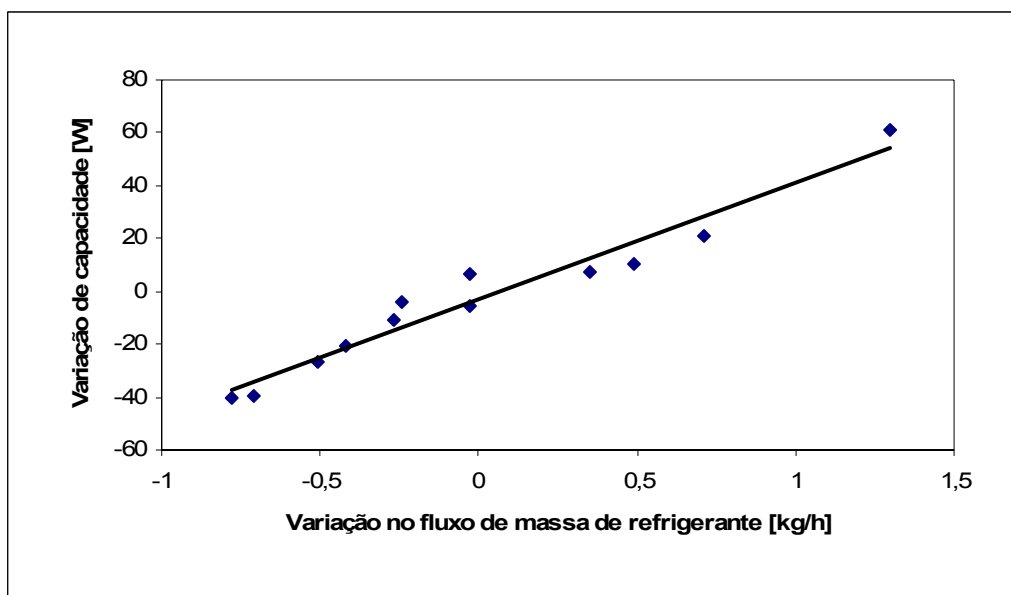


Figura 75: Variação da capacidade versus variação da vazão mássica de refrigerante

$$Z = \dot{V}_{ar} \cdot \Delta(T_{cond} - T_{ar,ent}) + (T_{cond} - T_{ar,ent}) \cdot \Delta \dot{V}_{ar} \quad (86)$$

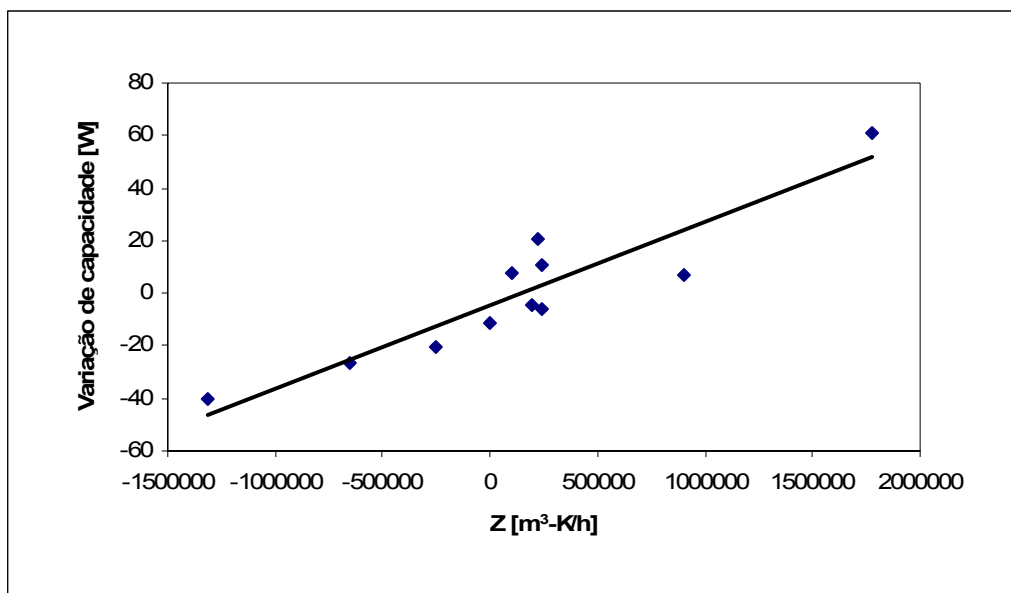


Figura 76: Variação da capacidade versus variação do parâmetro Z

Compensando as variações de capacidade e repetindo a análise de repetibilidade, obtém-se um novo desvio padrão de 2,37 W (ver figura 77 e tabela 20). Multiplicando este valor por $t_{\alpha, n-1}$ igual a 2, obtém-se uma incerteza de $\pm 4,74$ W, valor bem mais próximo da incerteza de $\pm 7,06$ W, obtida via propagação de erros.

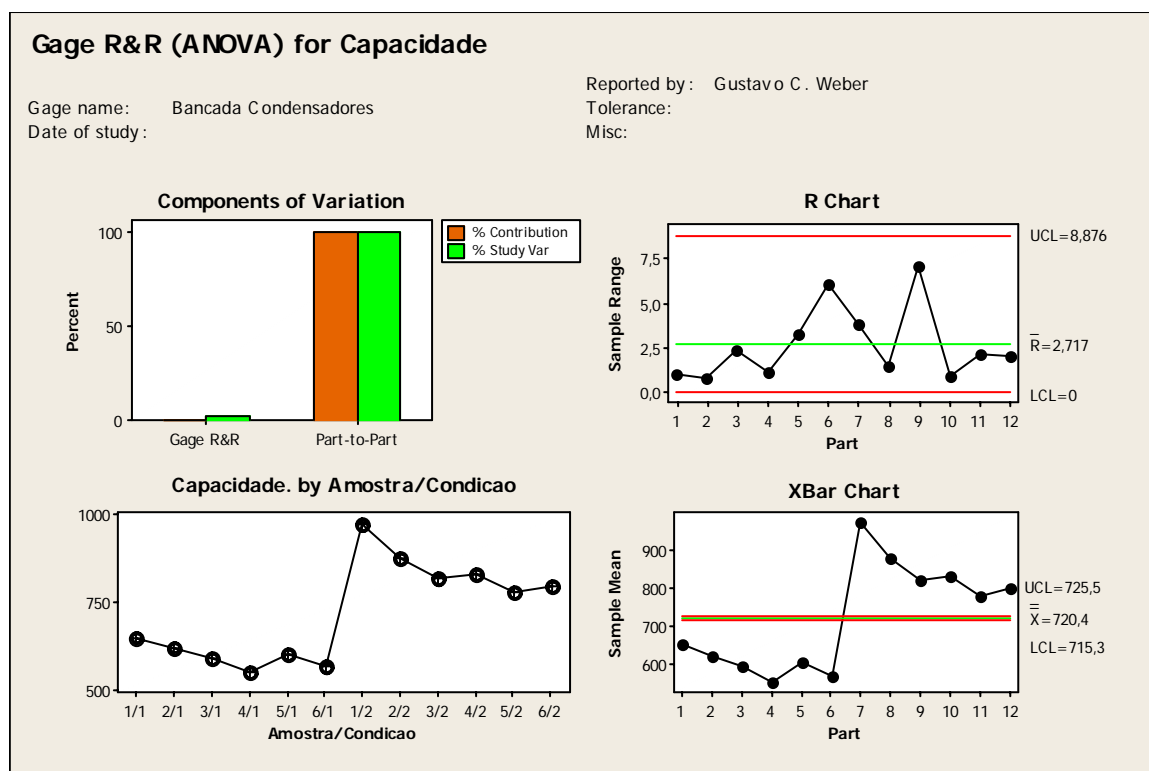


Figura 77: Análise de repetibilidade da capacidade média

Tabela 20: Fontes do desvio padrão da capacidade média obtidas via análise de repetibilidade

Fonte	Desvio padrão [W]
Repetibilidade da bancada	18,9
Varição entre peças e condição nominal de operação	136,9
Total	138,2

IV. Incerteza de j

O fator j de Colburn é função das seguintes variáveis independentes:

$$j = \Theta \left(\dot{V}_{ar}, \overline{\dot{Q}_{ar,média}}, \dot{m}_{refri}, h_{convec}, P_{refri,ent}, P_{refri,sai}, T_{refri,ent}, T_{ar,ent} \right) \quad (87)$$

Tanto o erro de calibração dos sistemas de medição quanto o erro de repetibilidade foram analisados segundo a metodologia de propagação de erros. A tabela 21 mostra a incerteza resultante da parcela de calibração e da parcela de repetibilidade para cada variável. Mostra também a contribuição de cada variável sobre a incerteza de j .

Tabela 21: Propagação de erros no cálculo de j

Variável (x_i)	$I(x_i)$		N	$\frac{\partial j}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial j}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i) \right]^2 \cdot N$	% da incerteza	
\dot{V}_{ar}	±	0,16	m ³ /h		-8,48E-06	1,95E-12	0,0%
$\overline{\dot{Q}_{ar,média}}$	±	7,06	W		1,06E-05	5,60E-09	7,1%
\dot{m}_{refri}	±	0,01	kg/h	1	-3,89E-06	6,83E-16	0,0%
$h_{convec,refri}$	±	1040	W/m ² -K		-2,60E-07	7,29E-08	91,9%
$P_{refri,ent}$	±	1534	Pa	1	-1,04E-09	2,56E-12	0,0%
$P_{refri,sai}$	±	1534	bar	1	-1,04E-09	2,56E-12	0,0%
$T_{refri,ent}$	±	0,01	°C	1	2,57E-05	1,07E-13	0,0%
$T_{ar,ent}$	±	0,04	°C	1	7,90E-04	8,09E-10	1,0%

A incerteza estimada para o cálculo de j é de $2,8 \times 10^{-4}$, o que representa em torno de 6,0% para um j nominal de $4,7 \times 10^{-3}$.

V. Incerteza de f

O fator f de atrito é função das seguintes variáveis independentes:

$$f = \Theta \left(\dot{V}_{ar}, \Delta P_{cond}, T_{ar,ent} \right) \quad (88)$$

Tanto o erro de calibração dos sistemas de medição quanto o erro de repetibilidade foram analisados segundo a metodologia de propagação de erros. A tabela 22 mostra a incerteza resultante da parcela de calibração e da parcela de repetibilidade para cada variável. Mostra também a contribuição de cada variável sobre a incerteza de f .

Tabela 22: Propagação de erros no cálculo de f

Variável (x_i)	$I(x_i)$			N	$\frac{\partial f}{\partial x_i}$	$\left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \cdot I(x_i) \right]^2 \cdot N$	% da incerteza
\dot{V}_{ar}	±	0,16	m ³ /h		-5,27E-05	7,51E-11	0,06%
ΔP_{cond}	±	0,60	Pa		5,87E-04	1,24E-07	99,92%
$T_{ar,ent}$	±	0,07	°C	1	7,62E-05	2,85E-11	0,02%

A incerteza estimada para o cálculo de f é de $3,5 \times 10^{-4}$, o que representa em torno de 1,9% para um f nominal de $1,8 \times 10^{-2}$.

Sumário das incertezas estimadas

Um sumário das estimativas de incerteza é apresentado na tabela 23.

Tabela 23: Sumário das incertezas de medição

Variável (x_i)	$I(x_i)$			$\overline{x_i}$	$\frac{I(x_i)}{\overline{x_i}}$
$\overline{\dot{Q}_{ar}}$	±	1,29	W	700	0,2%
$\overline{\dot{Q}_{ar, corrigida}}$	±	14,12	W	700	2%
$\overline{\dot{Q}_{refri}}$	±	0,32	W	700	0,0%
$\overline{\dot{Q}_{média}}$	±	7,06	W	700	1,0%
j	±	$2,8 \times 10^{-4}$	-	$4,7 \times 10^{-3}$	6,0%
f	±	$3,5 \times 10^{-4}$	-	$1,8 \times 10^{-2}$	1,9%

5 RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos experimentos realizados durante o desenvolvimento deste trabalho.

Num primeiro momento procurou-se definir qual a condição mais adequada para a realização dos experimentos no que tange aos estados do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor. Em seguida comparou-se a performance de um mesmo trocador de calor fabricado por três empresas distintas. Finalmente explorou-se o efeito de diferentes concepções geométricas sobre o desempenho de trocadores de calor. Deve-se mencionar que todas as análises estatísticas apresentadas foram realizadas com o auxílio do programa Minitab® R14 (Minitab Inc.).

5.1 ESTADO DO FLUIDO REFRIGERANTE NA ENTRADA E NA SAÍDA DO TROCADOR DE CALOR

São seis as possíveis combinações para os estados do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor:

- Combinação 1: Entrada e saída superaquecidas.
- Combinação 2: Entrada e saída subresfriadas.
- Combinação 3: Entrada e saída saturadas.
- Combinação 4: Entrada superaquecida e saída subresfriada.
- Combinação 5: Entrada superaquecida e saída saturada.
- Combinação 6: Entrada saturada e saída subresfriada.

As combinações 1 e 2 são inviáveis para a bancada desenvolvida devido ao limite de vazão da bomba de engrenagens. As combinações 3 e 4 podem ser usadas com a concepção de bancada existente, com a ressalva que a capacidade da combinação 3 seria calculada apenas pelo lado do ar. A combinação 5 poderia apresentar alguma vantagem sobre as combinações 3 e 4 caso fosse possível separar a fase líquida da fase vapor no final do condensador, permitindo a determinação das propriedades termodinâmicas do fluido, e conseqüentemente, a capacidade pelo lado do refrigerante (KAYS e LONDON, 1950). A combinação 6 não apresenta vantagem aparente sobre as demais e, portanto, será desconsiderada.

Para entender qual combinação, entre as de número 3 e 4, é a mais adequada, realizou-se uma bateria de testes utilizando 6 amostras de condensadores com a mesma geometria (geometria W_C_S_4,5 - ver apêndice 7) e 2 vazões de ar, totalizando 24 testes (ver tabela 24). Deve-se mencionar que a seqüência de execução dos testes foi aleatória.

Tabela 24: Planejamento do experimento para avaliar o efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor

Amostra	Combinação	$T_{ar,ent}$ [°C]	\dot{V}_{ar} [m ³ /h]	T_{cond} [°C]	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]
1	3	30	300	40	0	0
2	3	30	300	40	0	0
3	3	30	300	40	0	0
4	3	30	300	40	0	0
5	3	30	300	40	0	0
6	3	30	300	40	0	0
1	3	30	1600	40	0	0
2	3	30	1600	40	0	0
3	3	30	1600	40	0	0
4	3	30	1600	40	0	0
5	3	30	1600	40	0	0
6	3	30	1600	40	0	0
1	4	30	300	40	5	5
2	4	30	300	40	5	5
3	4	30	300	40	5	5
4	4	30	300	40	5	5
5	4	30	300	40	5	5
6	4	30	300	40	5	5
1	4	30	1600	40	5	5
2	4	30	1600	40	5	5
3	4	30	1600	40	5	5
4	4	30	1600	40	5	5
5	4	30	1600	40	5	5
6	4	30	1600	40	5	5

Os resultados obtidos são mostrados na figura 78 e na tabela 25. Naturalmente a capacidade é um pouco mais alta na combinação 3 do que na combinação 4 devido à

existência de escoamento bifásico ao longo de todo o trocador de calor. Entretanto, o importante é que a dispersão dos valores de capacidade é praticamente a mesma nas duas condições.

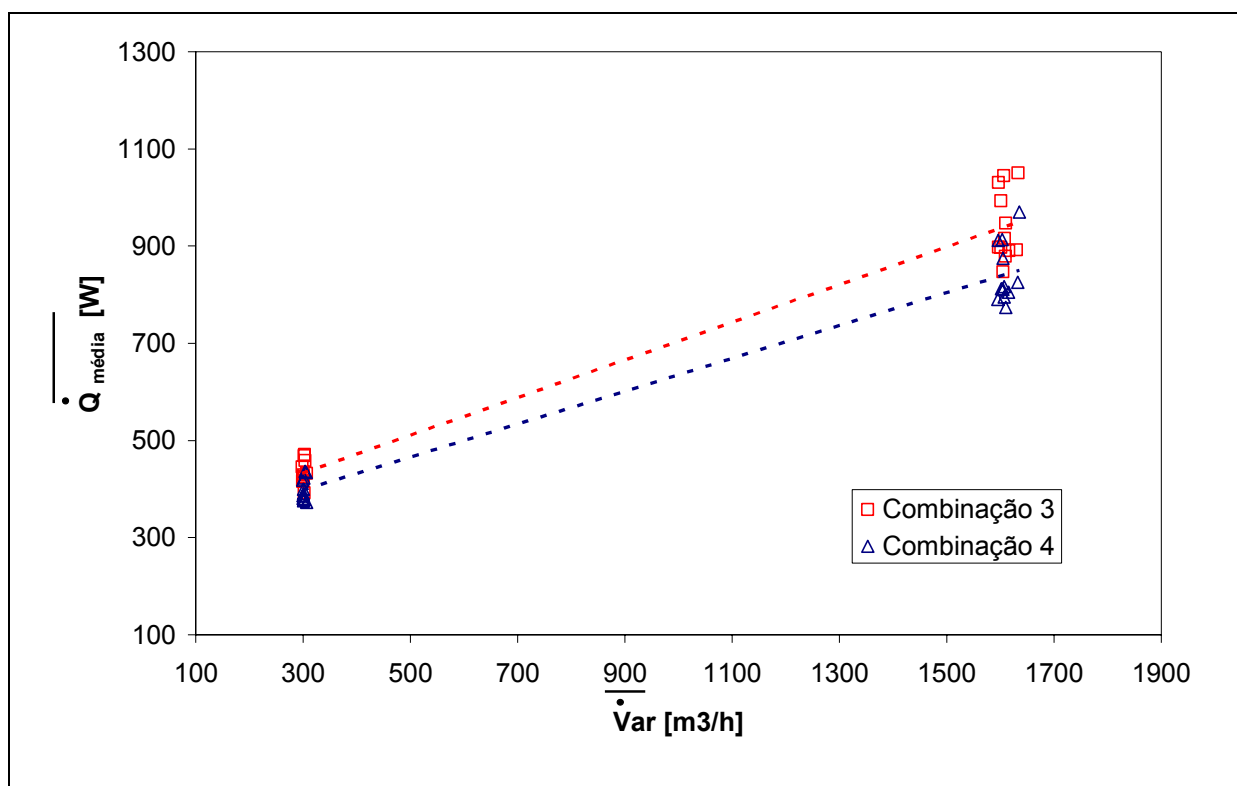


Figura 78: Efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor

Tabela 25: Efeito do estado do refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor

Combinação	\dot{V}_{ar} nominal [m³/h]	$\overline{\dot{Q}_{m\acute{e}dia}}$ [W]	$\sigma(\overline{\dot{Q}_{m\acute{e}dia}})$ [W]
3	300	433,1	23,71
4		398,5	23,22
3	1600	940,5	71,15
4		841,7	61,17

Em face do exposto e considerando que a combinação 4 oferece a possibilidade de medição da capacidade tanto pelo lado do ar como do refrigerante, como recomendado pela norma ANSI/ASHRAE 33-2000 (ANSI/ASHRAE, 2000), optou-se por esta combinação.

5.2 EFEITO DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO DOS CONDENSADORES

5.2.1 Descrição do experimento

Os testes descritos a seguir foram realizados com o objetivo de comparar o efeito do processo de fabricação de três empresas nacionais de condensadores, denominadas A, B e C. Para tanto, amostras correspondentes à geometria W_C_S_4,5 (vide apêndice 7) foram recebidas destes fabricantes. Duas amostras de cada um dos fabricantes foram testadas em dois níveis de vazão de ar, como mostrado na tabela 26. Cada teste foi replicado uma vez, totalizando desta forma 24 testes (3 fabricantes x 2 amostras x 2 vazões x 2 repetições). A seqüência de execução foi aleatória.

Tabela 26: Condições de teste para investigar o efeito do processo de fabricação

Variável	Valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	30	°C
\dot{V}_{ar}	700 e 1600	m ³ /h
T_{cond}	40	°C
ΔT_{sup}	5	°C
ΔT_{sub}	5	°C

As análises foram realizadas com base nos valores de j , f e j/f para o mesmo número de Reynolds.

5.2.2 Resultados e análises

Os resultados obtidos são mostrados no apêndice 8 e apresentados graficamente nas figuras 79 a 83.

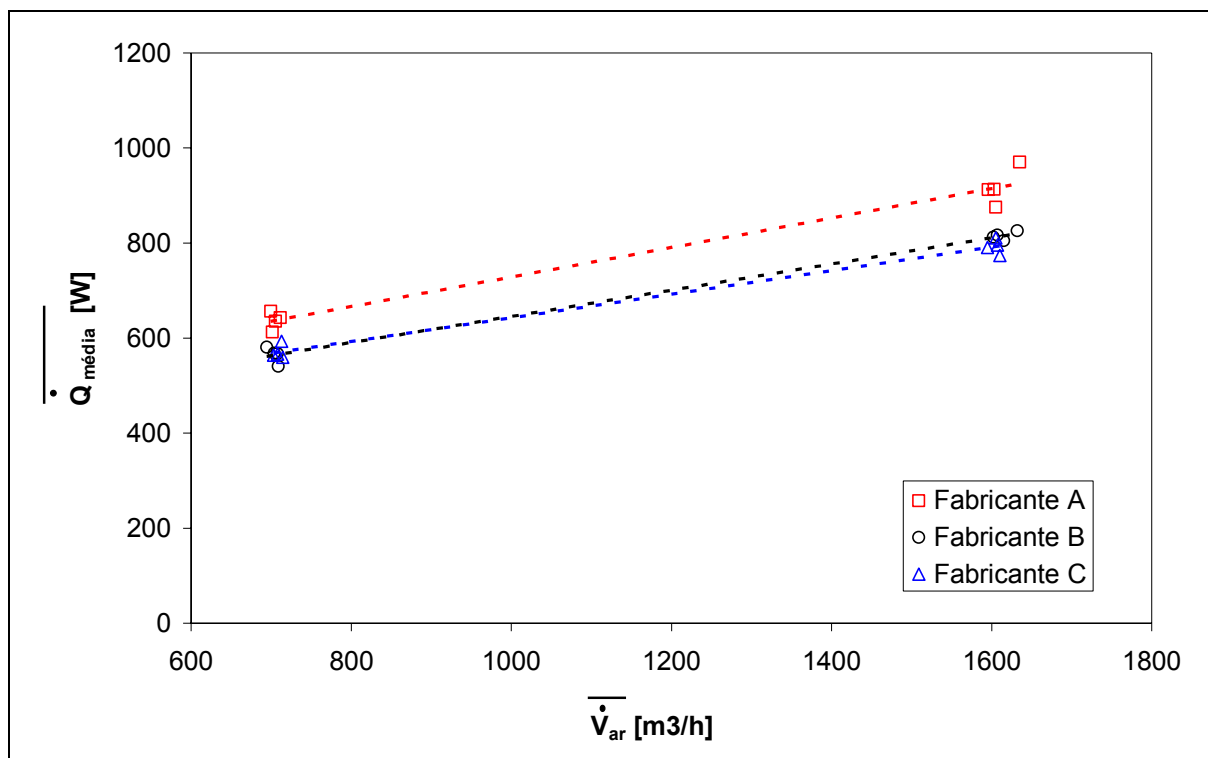


Figura 79: Capacidade versus vazão de ar para diferentes fabricantes

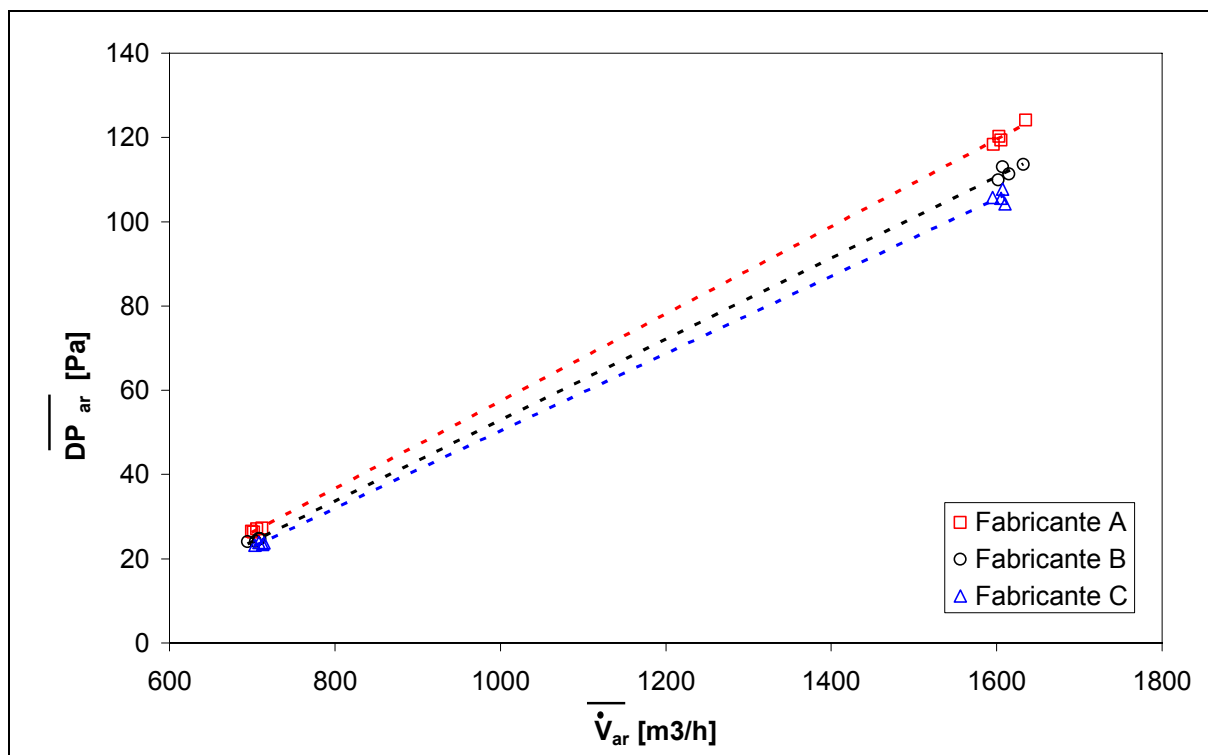


Figura 80: Perda de carga versus vazão de ar para diferentes fabricantes

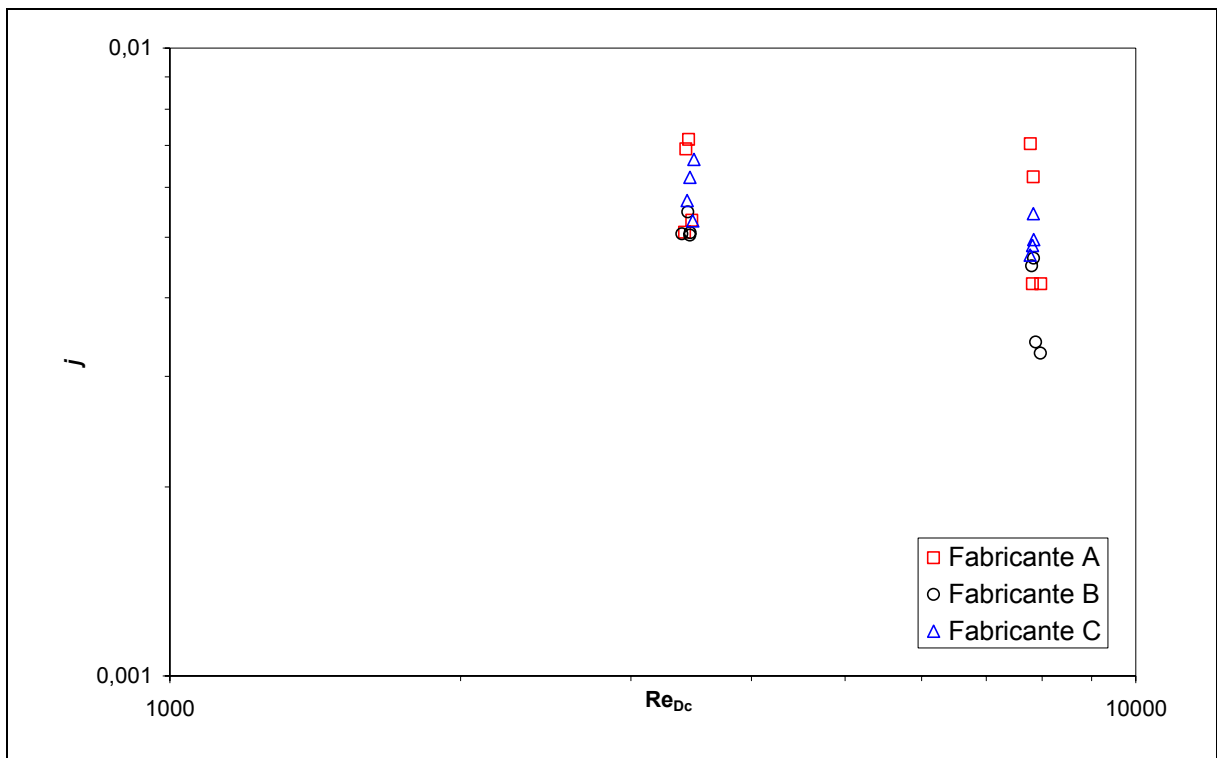


Figura 81: Fator j de Colburn versus Re_{Dc} para diferentes fabricantes

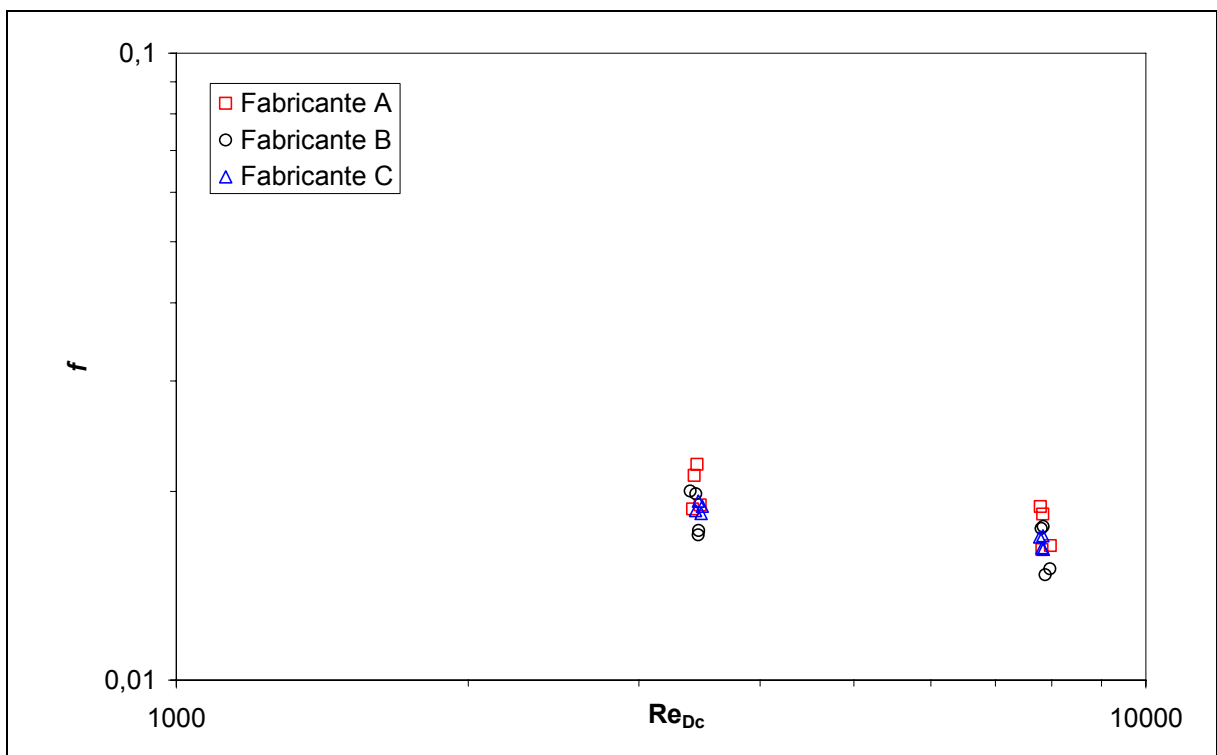


Figura 82: Fator f de atrito versus Re_{Dc} para os diferentes fabricantes

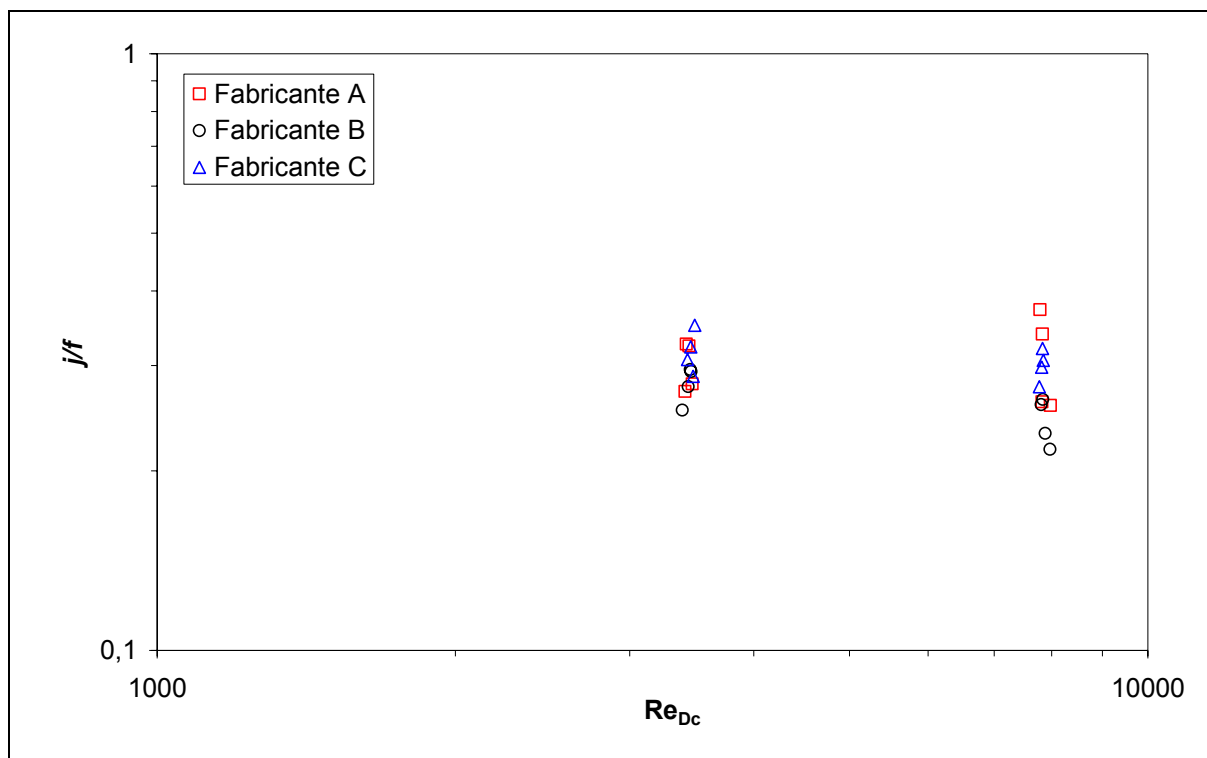


Figura 83: j/f versus Re_{Dc} para diferentes fabricantes

Para verificar se as diferenças encontradas são significativas realizaram-se testes de hipótese. O teste de hipótese é uma análise estatística feita com dois conjuntos de dados, e consiste basicamente em assumir uma dada hipótese, denominada hipótese nula, e verificar se esta hipótese nula é verdadeira ou falsa. A decisão de assumir a hipótese nula como verdadeira ou falsa é feita com base em um parâmetro P . Da literatura (KUME, 1993) assume-se que a hipótese nula é falsa caso o valor de P seja inferior a 0,05.

Os testes de hipótese para j , f e j/f estão apresentados respectivamente nos seguintes grupos de três figuras: (84, 85 e 86), (87, 88 e 89) e (90, 91 e 92). Nestas figuras o símbolo \oplus representa a média aritmética. As análises foram realizadas agrupando-se os dados para vazões de 700 e 1600 m^3/h , e a hipótese nula é de que não há diferença entre as médias dos dois conjuntos de dados.

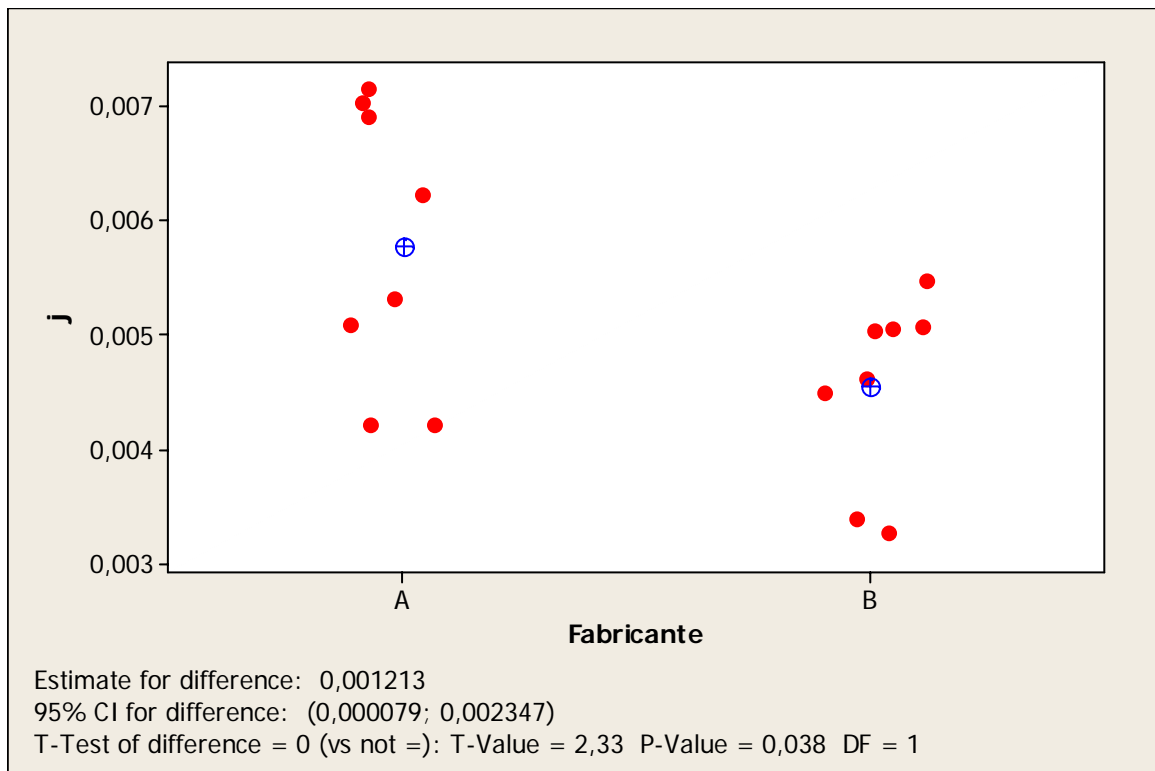


Figura 84: Teste de hipótese de j para os fabricantes A e B

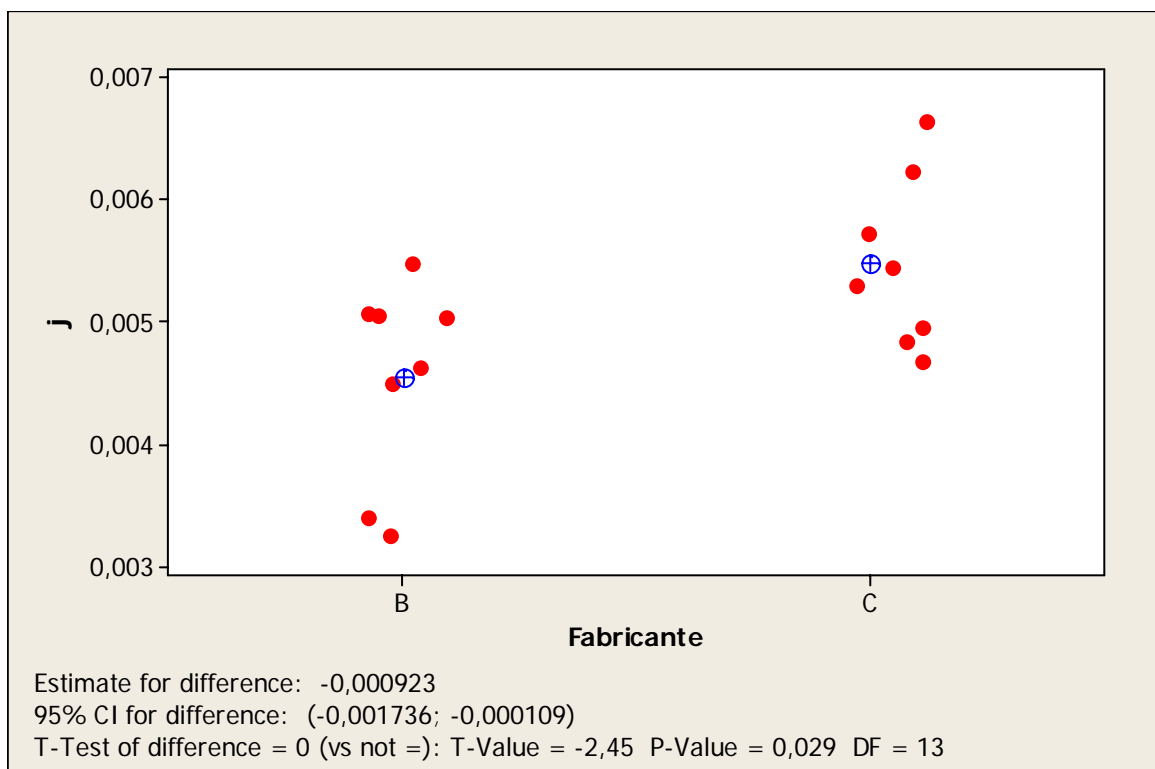


Figura 85: Teste de hipótese de j para os fabricantes B e C

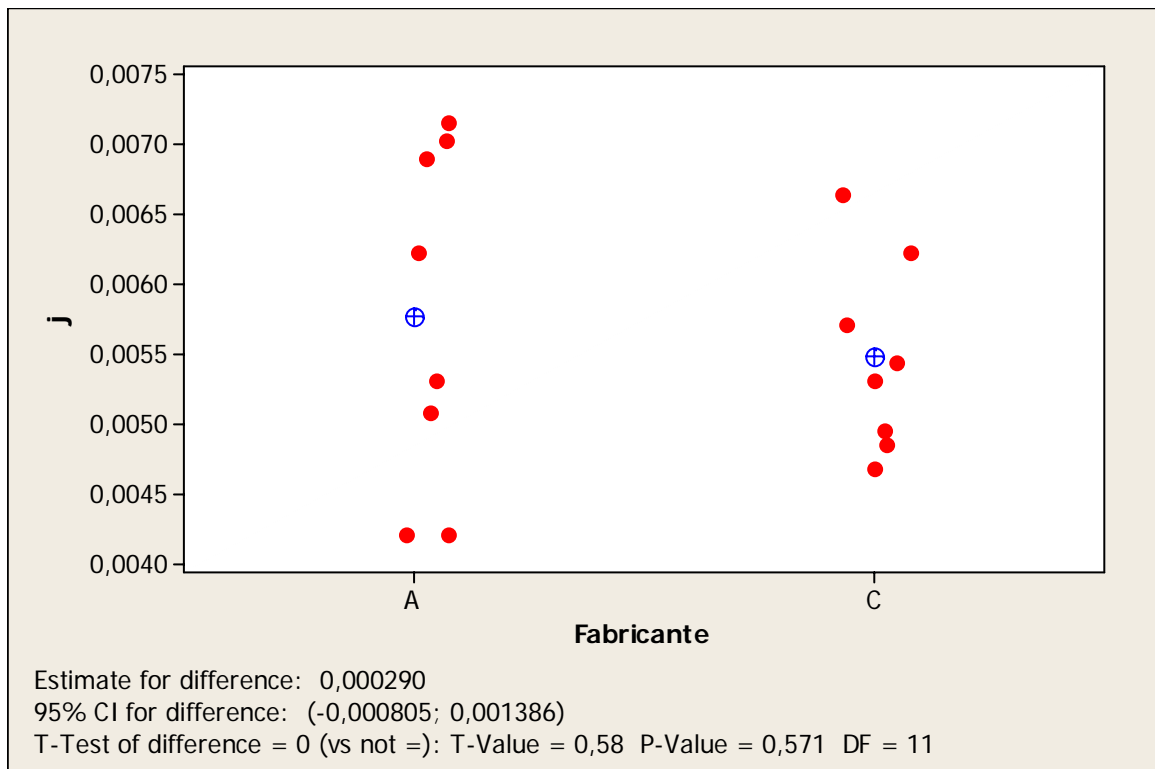


Figura 86: Teste de hipótese de j para os fabricantes A e C

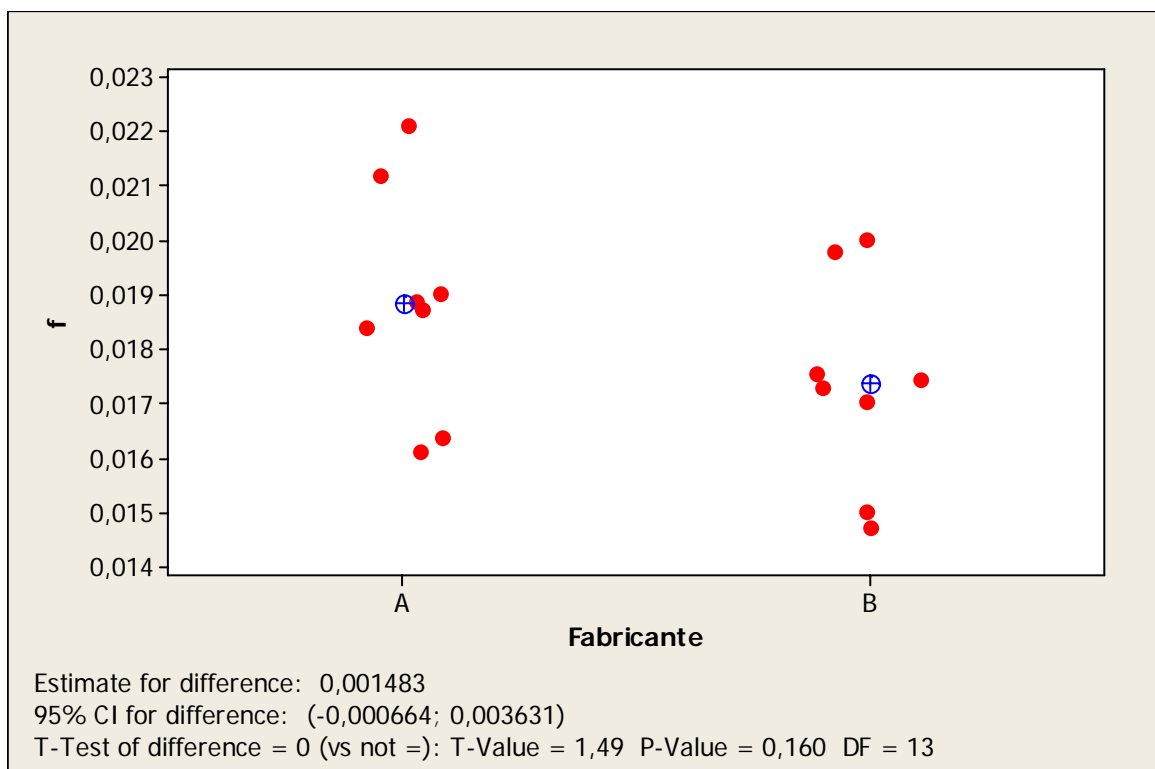


Figura 87: Teste de hipótese de f para os fabricantes A e B

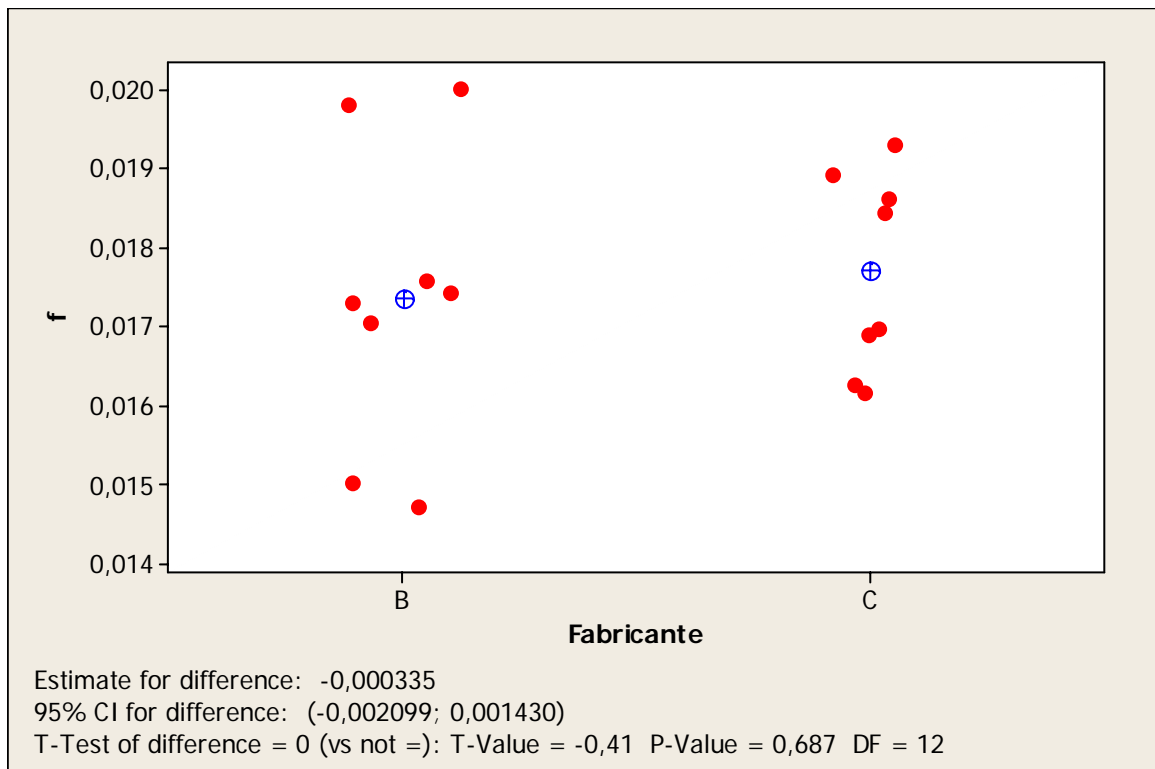


Figura 88: Teste de hipótese de f para os fabricantes B e C

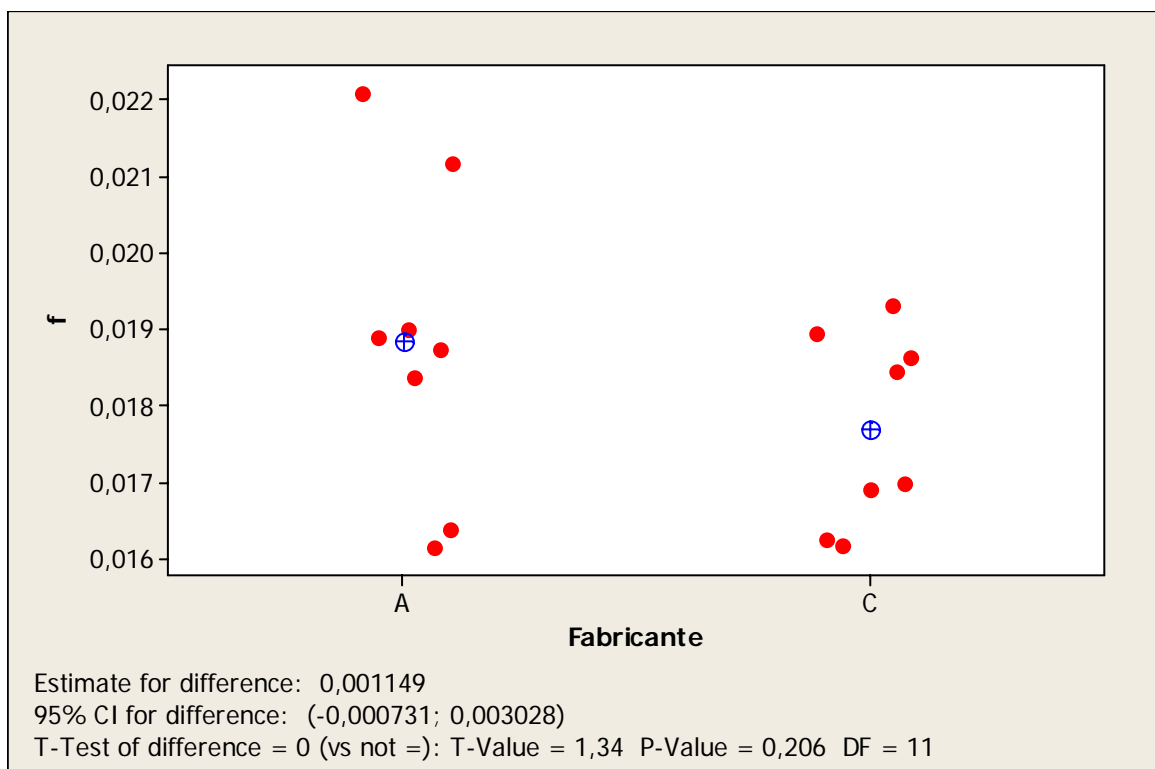


Figura 89: Teste de hipótese de f para os fabricantes A e C

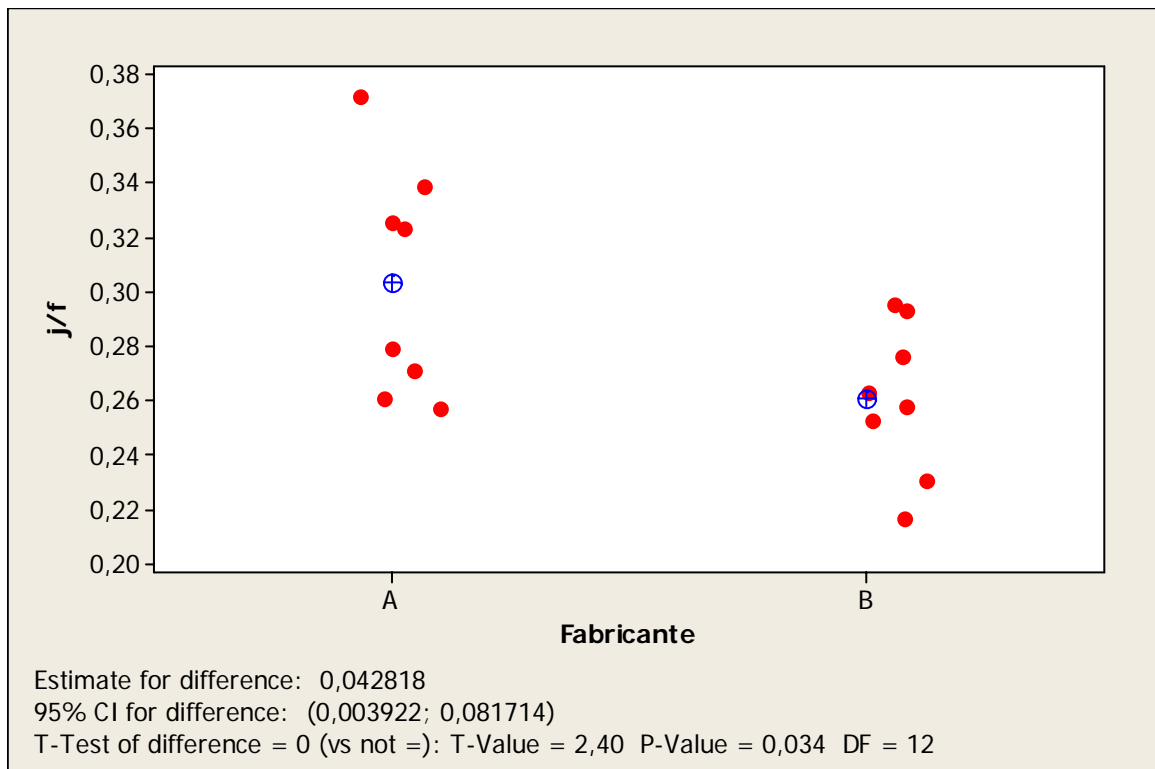


Figura 90: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes A e B

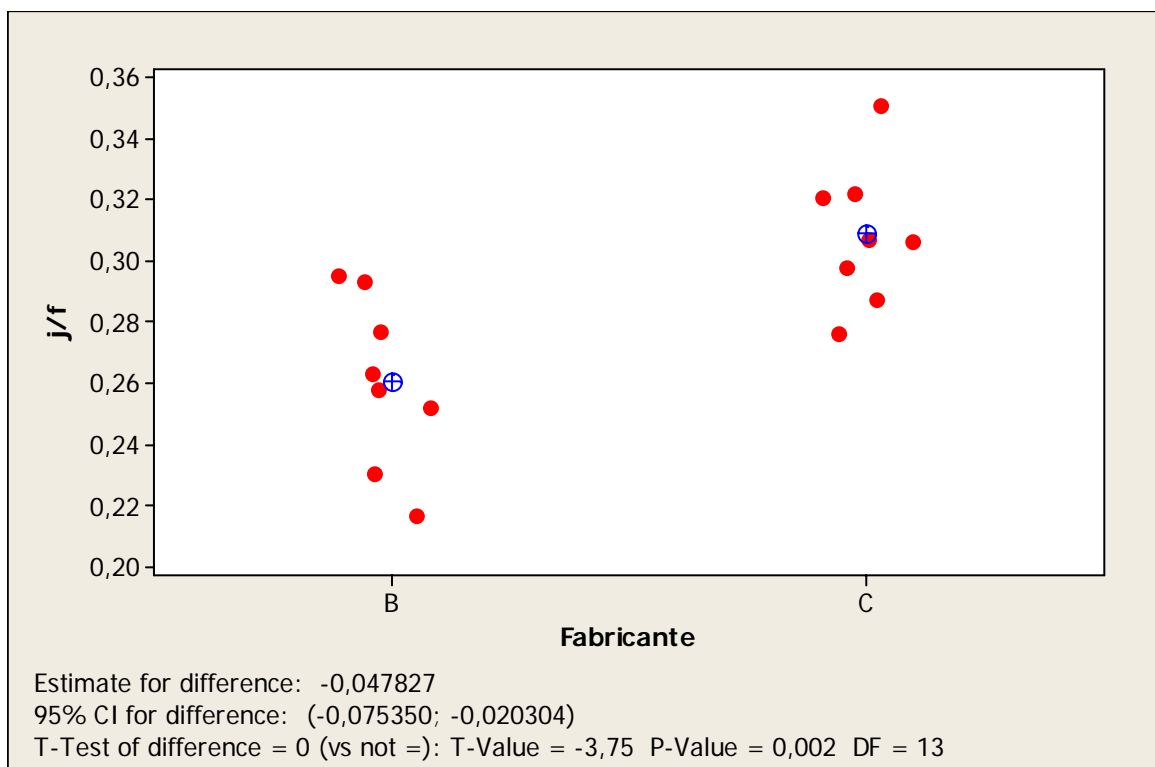


Figura 91: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes B e C

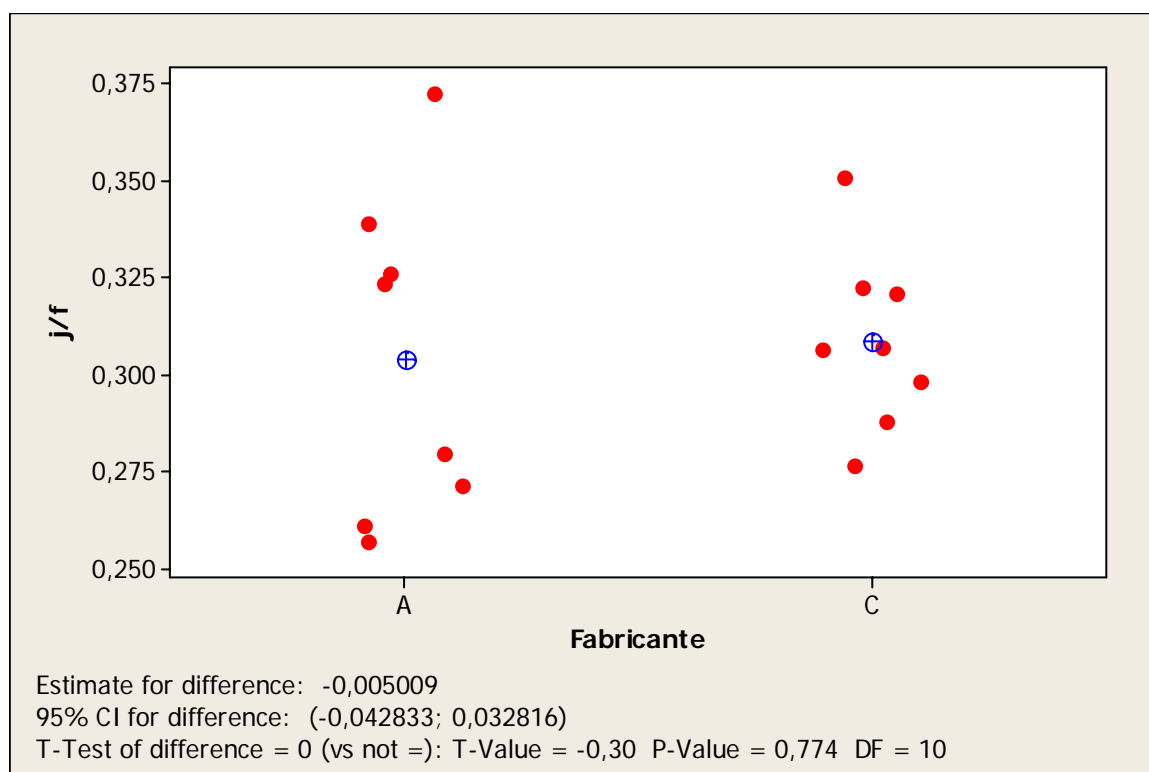


Figura 92: Teste de hipótese de j/f para os fabricantes A e C

5.2.3 Conclusões

- As amostras fornecidas pelos fabricantes A e C não apresentaram diferenças significativas entre si em termos das médias de j e de j/f para as vazões de 700 e 1600 m³/h;
- As amostras fornecidas pelos fabricantes A e C apresentaram valores médios de j e de j/f mais elevados do que as amostras fornecidas pelo fabricante B, para as vazões de 700 e 1600 m³/h. As diferenças percentuais observadas foram de aproximadamente 18% para j e de aproximadamente 15% para j/f . Considerando-se que a resistência térmica do lado do ar é predominante em relação à resistência térmica do lado do refrigerante, a variação de capacidade tem uma relação praticamente direta com a variação de j .
- A causa mais provável para a diferença em j entre os diferentes fabricantes é a resistência térmica de contato entre tubos e aletas. No processo de fabricação dos trocadores de calor o tubo é expandindo de modo que as aletas fiquem mecanicamente presas aos tubos. Se a pressão de contato for excessiva é possível que o colarinho da aleta rompa, prejudicando a transferência de calor entre tubos e aletas. Se a pressão de contato for muito

baixa, o contato se torna ineficiente, também prejudicando a transferência de calor entre tubos e aletas.

- Não é possível afirmar com segurança se há diferença no valor de f das amostras recebidas dos três fabricantes para as vazões de 700 e 1600 m³/h.

5.3 EFEITO DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS

5.3.1 Descrição do experimento

Os testes descritos a seguir foram realizados com o intuito de investigar o efeito do espaçamento entre aletas sobre a performance dos condensadores. As amostras, cujas configurações estão apresentadas na tabela 27, foram fornecidas pela Embraco. Foram testadas duas peças de cada configuração, cada uma em três vazões de ar, totalizando 30 testes. Como de praxe, a ordem de execução dos experimentos foi aleatória. As condições de teste estão mostradas na tabela 28.

Tabela 27: Amostras utilizadas na avaliação do efeito do espaçamento entre aletas

Configuração	S [mm]
W_L_S_1,9	1,9
W_L_S_2,6	2,6
W_L_S_3,2	3,2
W_L_S_3,8	3,8
W_L_S_4,5	4,5

Tabela 28: Condições de teste para análise do efeito do espaçamento entre aletas

Variável	Valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	30	°C
\dot{V}_{ar}	300, 700 e 1600	m ³ /h
T_{cond}	40	°C
ΔT_{sup}	5	°C
ΔT_{sub}	5	°C

5.3.2 Resultados e análises

Os resultados obtidos são mostrados no apêndice 9 e apresentados graficamente nas figuras 93 a 97.

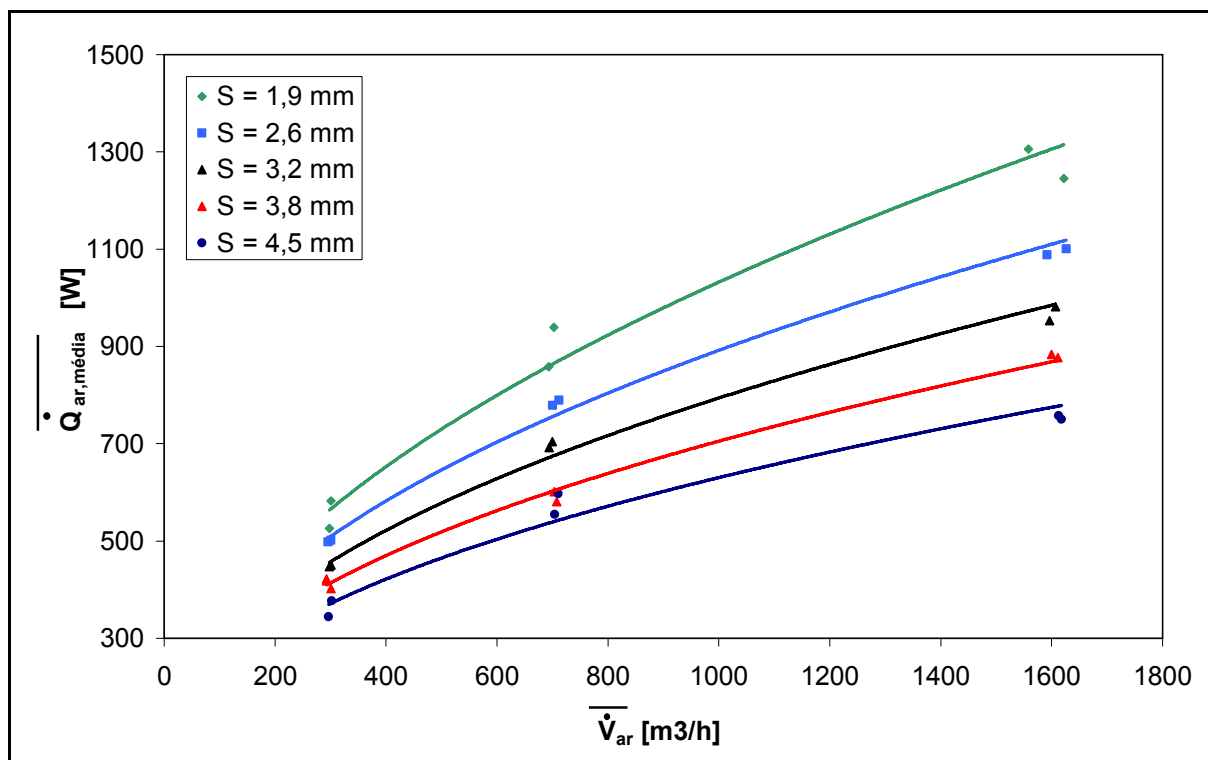


Figura 93: Capacidade versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas

Exceto para alguns casos, há uma tendência de diminuição de j e de f com a diminuição do espaçamento entre aletas. O mesmo comportamento em relação ao fator j foi reportado por MCQUISTON e TREE (1979) e TURAGA *et al.* (1988), e o mesmo comportamento em relação ao fator f foi reportado por WANG *et al.* (1997).

A figura 97 que mostra que o valor de espaçamento entre aletas que fornece o máximo valor de j/f , depende do número de Reynolds. O potencial de ganho é explorado a seguir.

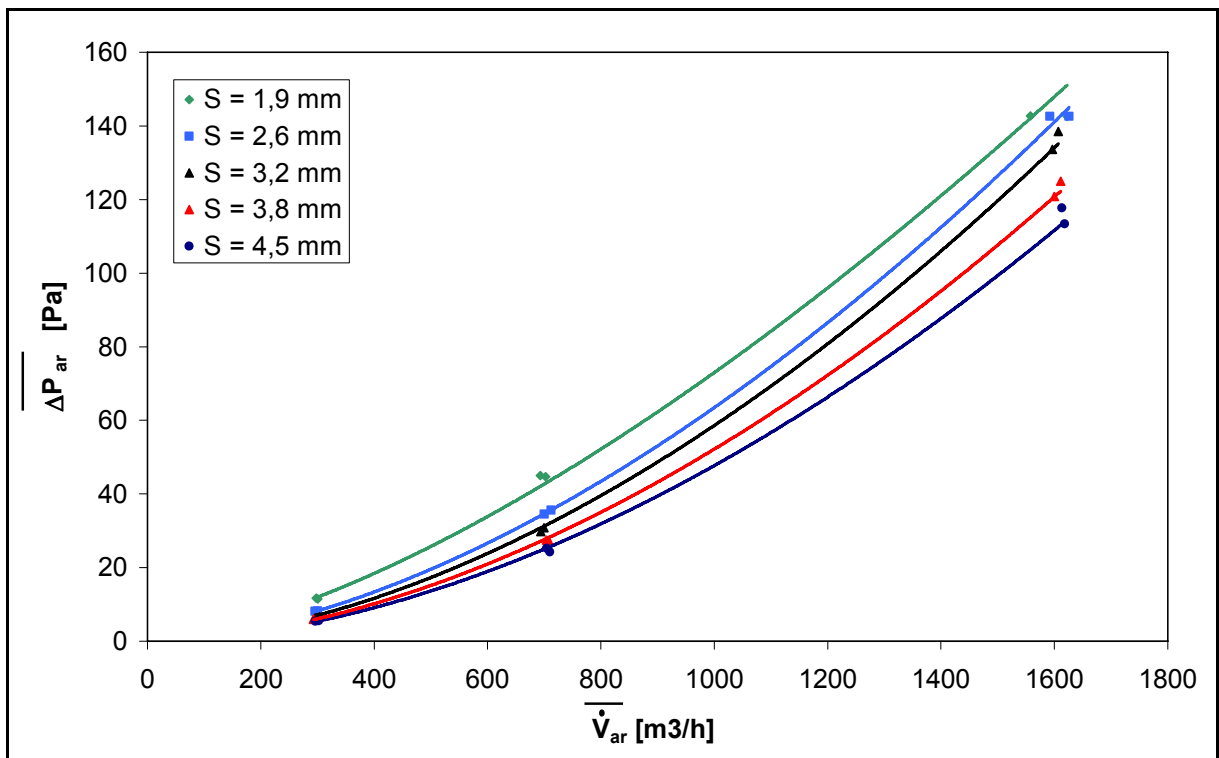


Figura 94: Perda de carga versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas

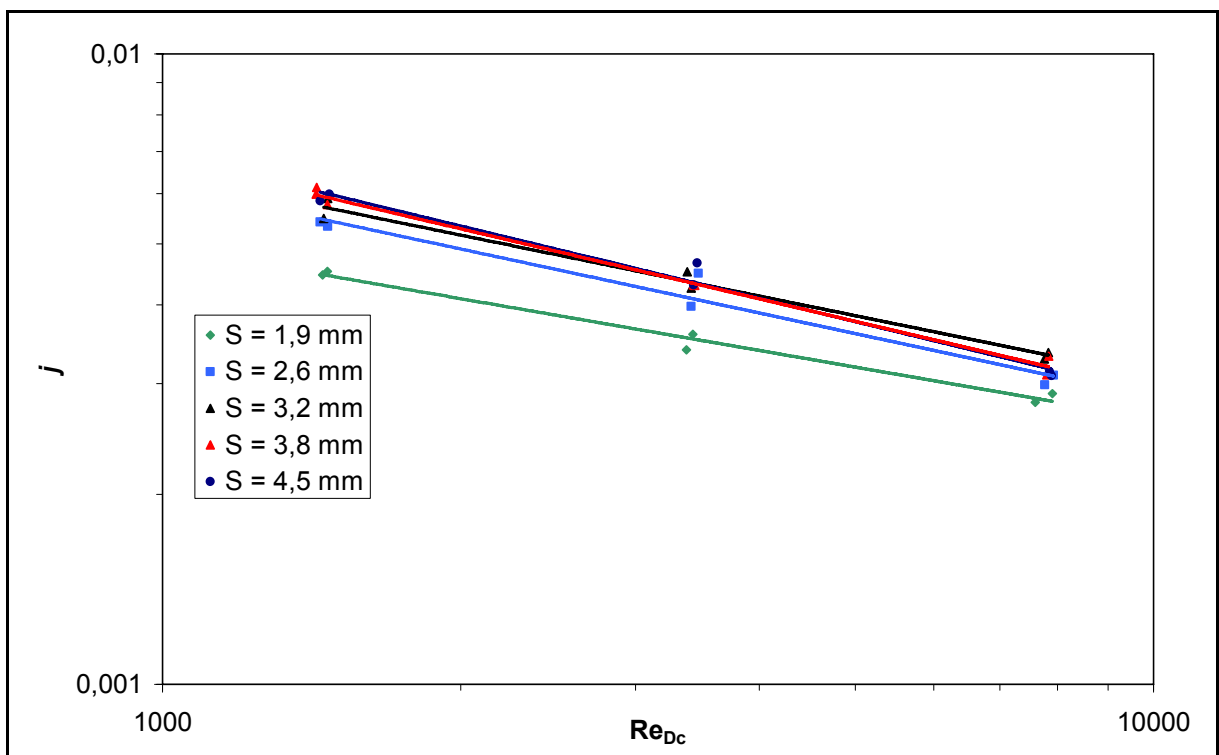


Figura 95: Fator j de Colburn versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas

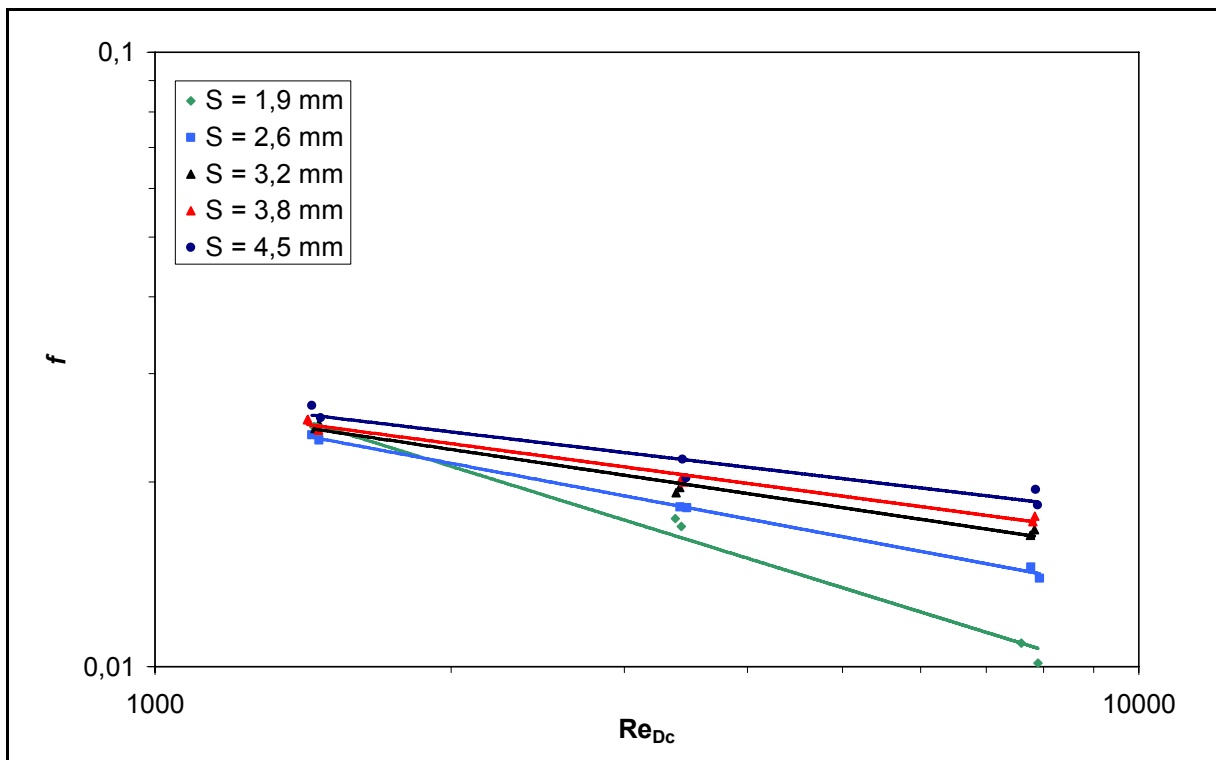


Figura 96: Fator f de atrito versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas

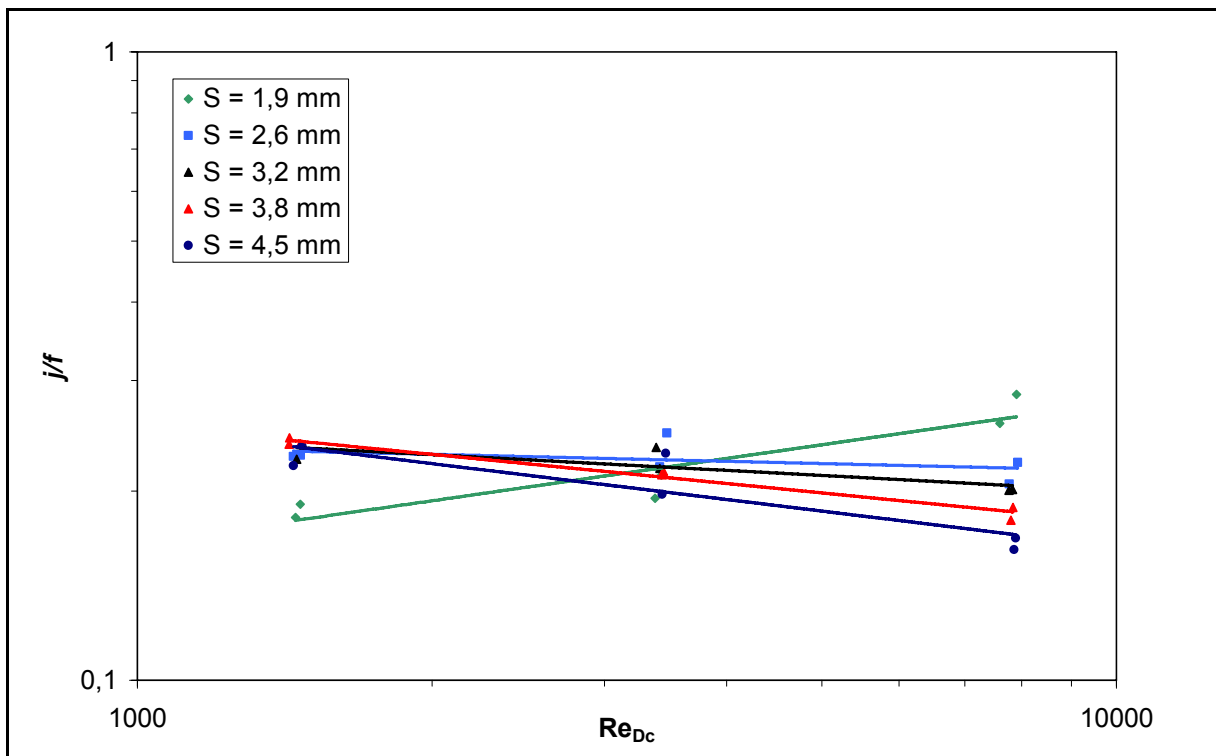


Figura 97 Relação: j/f versus vazão de ar para diferentes espaçamentos entre aletas

5.3.3 PEC – formulação algébrica

Atualmente a configuração W_L_S_4,5 é largamente utilizada no mercado de refrigeração para uma faixa de vazão em torno de 700 m³/h ($Re_{Dc} = 3400$). Da figura 97 percebe-se que a melhor configuração em termos de j/f para esta faixa de vazão é a configuração W_L_S_2,6. Para avaliar os possíveis ganhos com a mudança da configuração W_L_S_4,5 para a configuração W_L_S_2,6, foi utilizado a formulação algébrica do PEC, apresentada no item 3.4.

O critério de performance adotado para esta avaliação foi o FN-2 descrito em WEBB (1994), onde são mantidos constantes o calor trocado, a diferença média logarítmica de temperaturas, e a vazão de ar.

Desta forma o termo $(h_{convec,ar} \cdot A_0)_1 / (h_{convec,ar} \cdot A_0)_2$ deve ser igualado à unidade e os termos $\dot{W}_{ar,1} / \dot{W}_{ar,2}$ e $A_{0,1} / A_{0,2}$ podem então ser variados. O termo $A_{0,1} / A_{0,2}$, entre outros parâmetros, é função do espaçamento entre aletas e da largura do trocador de calor.

Para obter o coeficiente de convecção e a perda de carga para os valores desejados de espaçamento entre aletas e de vazão de ar, o primeiro passo foi ajustar equações para j e f na forma de função de potência (equação 89) com base nos dados apresentados no item 5.3.2. Os coeficientes a e b estão mostrados na tabela 29.

$$y = a \cdot Re_{Dc}^b \quad (89)$$

Estas equações para j e f foram utilizadas juntamente com a equação 50 para montar um sistema de equações. Este sistema de equação foi resolvido com o auxílio do EES, gerando a solução apresentada na tabela 30.

Tabela 29: Coeficientes a e b da equação 89 para j e f

y	S [mm]	Coeficiente a	Coeficiente b	Coeficiente da correlação (R^2)
j	1,9	0,0325	-2,73E-01	9,83E-01
	2,6	0,0636	-3,37E-01	9,63E-01
	3,2	0,0592	-3,21E-01	9,83E-01
	3,8	0,0870	-3,69E-01	9,92E-01
	4,5	0,0964	-3,81E-01	9,82E-01
f	1,9	0,9234	-4,97E-01	9,85E-01
	2,6	0,2101	-3,00E-01	9,97E-01
	3,2	0,1380	-2,38E-01	9,83E-01
	3,8	0,1179	-2,15E-01	9,86E-01
	4,5	0,1031	-1,91E-01	9,28E-01

Tabela 30: Solução da formulação algébrica do PEC

Variável	W_L_S_4,5	W_L_S_2,6	Unidade
\dot{V}_{ar}	700	700	m ³ /h
Largura do trocador	305	78	mm
A_0	2,0	0,9	m ²
\dot{W}_{ar}	13,7	191,5	W

Como pode ser observado obteve-se uma redução significativa da quantidade de matéria-prima (cobre e alumínio), contudo, este benefício veio acompanhado de um aumento significativo da potência de bombeamento. Esta situação de compromisso dificulta a avaliação da atratividade da alteração do espaçamento entre aletas de 4,5 para 2,6 mm. Uma abordagem diferente da formulação algébrica do PEC é explorada a seguir.

5.3.4 PEC – algoritmo genético

Para melhor visualizar os benefícios da alteração do espaçamento entre aletas resolveu-se otimizar o trocador de calor de referência utilizando um algoritmo genético.

Para tanto, as correlações de j e f para espaçamentos entre aletas de 2,6; 3,8 e 4,5 mm (equação 89 e tabela 29) foram implementadas no programa de simulação de

condensadores SIMULCOND, e este foi acoplado ao programa comercial de otimização MODEFRONTIER™ (ver figura 98).

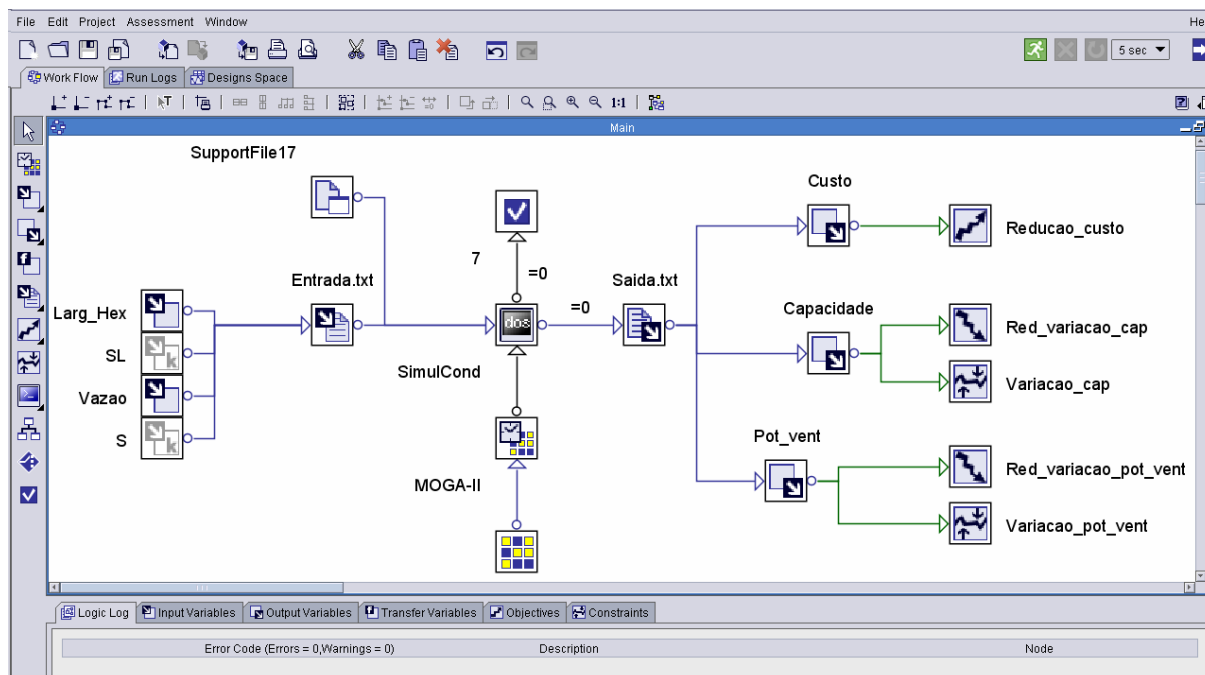


Figura 98: Tela do programa MODEFRONTIER™

Como função objetivo adotou-se primeiramente a redução do custo de matéria-prima (MP), desejando-se manter constantes a capacidade e a potência de bombeamento.

Como não é possível resolver o problema de forma explícita, e desta forma obter exatamente a mesma capacidade e a mesma potência de bombeamento, foram acrescentadas duas outras funções objetivos: uma para reduzir a diferença de capacidade em relação ao caso de referência ($S = 4,5 \text{ mm}$ e $\dot{V}_{ar} = 700 \text{ m}^3/\text{h}$), e outra para reduzir a diferença de potência de bombeamento, também em relação ao caso de referência.

Para a composição do custo de matéria-prima foram adotados os valores mostrados na tabela 31. Tais custos foram obtidos da cotação do mercado de matérias-primas de Londres do dia 25 de Janeiro de 2007.

Tabela 31: Custos do cobre e do alumínio adotados na otimização do espaçamento entre aletas

Matéria-prima	Custo [US\$/kg]
Cobre	6,867
Alumínio	2,918

Foram variadas a vazão de ar e a largura do trocador. As faixas e incrementos adotados estão mostrados na tabela 32. A otimização foi executada uma vez com um espaçamento entre aletas de 2,6 mm e outra vez com um espaçamento de 3,8 mm.

Tabela 32: Variáveis utilizadas no processo de otimização por algoritmo genético

Variável	Faixa	Incremento	Unidade
\dot{V}_{ar}	300 a 1600	25	m ³ /h
Largura do trocador	100 a 500	5	mm

No total foram executadas 694 simulações. As dez melhores soluções estão apresentadas na tabela 33. As variações percentuais em relação ao caso de referência estão apresentadas na tabela 34.

A melhor solução em termos de redução do custo de matéria-prima é a de número 156. Esta solução foi obtida com um espaçamento entre aletas de 2,6 mm, largura do trocador de 210 mm e vazão de ar de 500 m³/h. A redução de custo foi de 20,1%, com uma redução de capacidade de 2,2% e um aumento da potência de bombeamento de 4,6%.

Tabela 33: Otimização do trocador de calor por algoritmo genético – valores absolutos

Solução	Largura do trocador [mm]	S [mm]	\dot{V}_{ar} [m ³ /h]	$\dot{Q}_{média}$ [W]	\dot{W}_{ar} [W]	Custo de MP [US\$]
Referência	305	4,5	700	569	6,1	4,70
171	215	2,6	500	567	6,1	3,85
217	220	2,6	500	577	5,9	3,94
312	230	2,6	525	588	6,2	4,11
110	235	2,6	525	590	6,0	4,20
156	210	2,6	500	557	6,3	3,76
2061	285	3,8	650	589	6,1	4,58
2177	265	3,8	625	566	6,3	4,26
2178	270	3,8	625	571	6,1	4,33
2339	275	3,8	625	575	5,8	4,41
3838	290	3,8	650	590	5,9	4,65

Tabela 34: Otimização do trocador de calor por algoritmo genético – variações percentuais

Solução	Variação de $\dot{Q}_{média}$ [%]	Variação de \dot{W}_{ar} [%]	Redução do Custo de MP [%]
171	-0,4	0,7	18,1
217	1,3	-3,0	16,1
312	3,4	1,8	12,5
110	3,7	-1,7	10,6
156	-2,2	4,6	20,1
2061	3,5	1,5	2,6
2177	-0,6	3,8	9,4
2178	0,3	0,0	7,8
2339	1,1	-3,6	6,2
3838	3,7	-2,0	0,9

5.3.5 Conclusões

- Com o aumento do espaçamento entre aletas de 1,9 mm a 3,2 mm, houve um aumento significativo no valor de j para a faixa de Re_{Dc} considerada. A partir de 3,2 mm o efeito do afastamento entre aletas sobre j é bastante reduzido;
- Com o aumento de Re_{Dc} o efeito de S sobre f se torna mais significativo, sendo que há uma tendência de f crescer com S ;
- Existe um valor ótimo de S para cada faixa de Re_{Dc} , conforme mostrado na figura 97. A diminuição do valor ótimo de S com o aumento de Re_{Dc} se deve ao desprendimento de vórtices estacionários a jusante dos tubos. Os vórtices tendem a se desprender com o aumento do número de Reynolds, e este valor de Reynolds no qual ocorre o desprendimento de vórtices, é tão mais alto quanto menor o espaçamento entre aletas (RICH, 1975).
- A formulação algébrica do PEC não contribuiu de forma significativa para identificar qual a melhor solução de projeto.
- Através de um PEC com base num algoritmo genético encontrou-se uma solução para $S = 2,6$ mm com custo de matéria-prima 20,1% inferior, capacidade 2,2% superior e potência de bombeamento 4,6% superior ao trocador de referência. Uma outra solução, também para $S = 2,6$ mm, apresentou redução de custo de 18,1%, redução da capacidade de 0,4% e aumento da potência de bombeamento de 0,7%. Um benefício indireto destas

soluções é a redução do tamanho do trocador. Porém, um aspecto que não está sendo contemplado é a deposição de pó sobre o trocador, sendo esta mais intensa quanto menor o espaçamento entre aletas. Soluções para espaçamento entre aletas de 3,8 mm proporcionam uma redução de custo de até 9,4% em relação ao trocador de referência.

5.4 EFEITO COMBINADO DA GEOMETRIA DA ALETA E DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS

5.4.1 Descrição do experimento

Os experimentos descritos a seguir foram realizados para avaliar o efeito dos fatores descritos na tabela 35. O espaçamento entre aletas foi incluído para verificar se há efeito combinado (interação) com os outros fatores.

Tabela 35: Fatores e níveis do DOE

Fator	Nome do fator	Níveis
A	Tipo de aleta	Wavy e piramidal
B	Louver	Com e sem
C	S [mm]	3,0 e 4,5

Elaborou-se um DOE (*Design of Experiments*) de 3 fatores com 2 níveis, considerando um experimento fatorial completo com duas réplicas, totalizando desta forma $2^3 \times 2 = 8 \times 2 = 16$ experimentos. As amostras foram fornecidas pela Embraco e suas configurações estão mostradas na tabela 36. As condições de teste são mostradas na tabela 37.

Tabela 36: Configurações das amostras

Configuração	Tipo de aleta	Louver	S [mm]
W_L_S_4,5	Wavy	Sem	4,5
W_L_S_3,0	Wavy	Sem	3,0
P_L_S_4,5	Piramidal	Sem	4,5
P_L_S_3,0	Piramidal	Sem	3,0
W_L_C_4,5	Wavy	Com	4,5

Tabela 36: Configurações das amostras (continuação)

W_L_C_3,0	Wavy	Com	3,0
P_L_C_4,5	Piramidal	Com	4,5
P_L_C_3,0	Piramidal	Com	3,0

Tabela 37: Condições de teste

Variável	Valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	20	°C
\dot{V}_{ar}	700	m ³ /h
T_{cond}	30	°C
ΔT_{sup}	10	°C
ΔT_{sub}	5	°C

5.4.2 Resultados e análises

Os resultados obtidos estão mostrados no apêndice 10. Para avaliar a significância dos fatores e das suas combinações realizou-se uma análise estatística de variância. O resultado desta análise é mostrado na forma de gráfico de pareto, onde barras horizontais mostram o grau de significância de um dado termo, que pode ser um fator isolado ou a combinação de dois fatores. A linha tracejada vertical mostra o limite a partir do qual o termo passa a ser considerado significativo do ponto de vista estatístico. Ou seja, se a extremidade direita da barra horizontal de um determinado fator estiver à direita da linha tracejada vertical, então se conclui que este fator tem efeito significativo. O valor da distribuição *t* de Student é mostrado no eixo horizontal, denominado *Standardized Effect*. As análises para *j*, *f* e *j/f* são mostradas respectivamente nas figuras 99, 100 e 101.

Entende-se por efeito o incremento obtido na variável resposta ao se alterar um dado fator entre dois níveis. O efeito % é a relação entre o efeito e o valor médio da variável resposta.

As estimativas dos efeitos dos fatores e as probabilidades *P* de tais efeitos serem nulos são apresentadas nas tabelas 38, 39 e 40, respectivamente para os fatores *j*, *f*, e *j/f*. O efeito do fator pode ser considerado significativo quando a probabilidade *P* for inferior a 0,05.

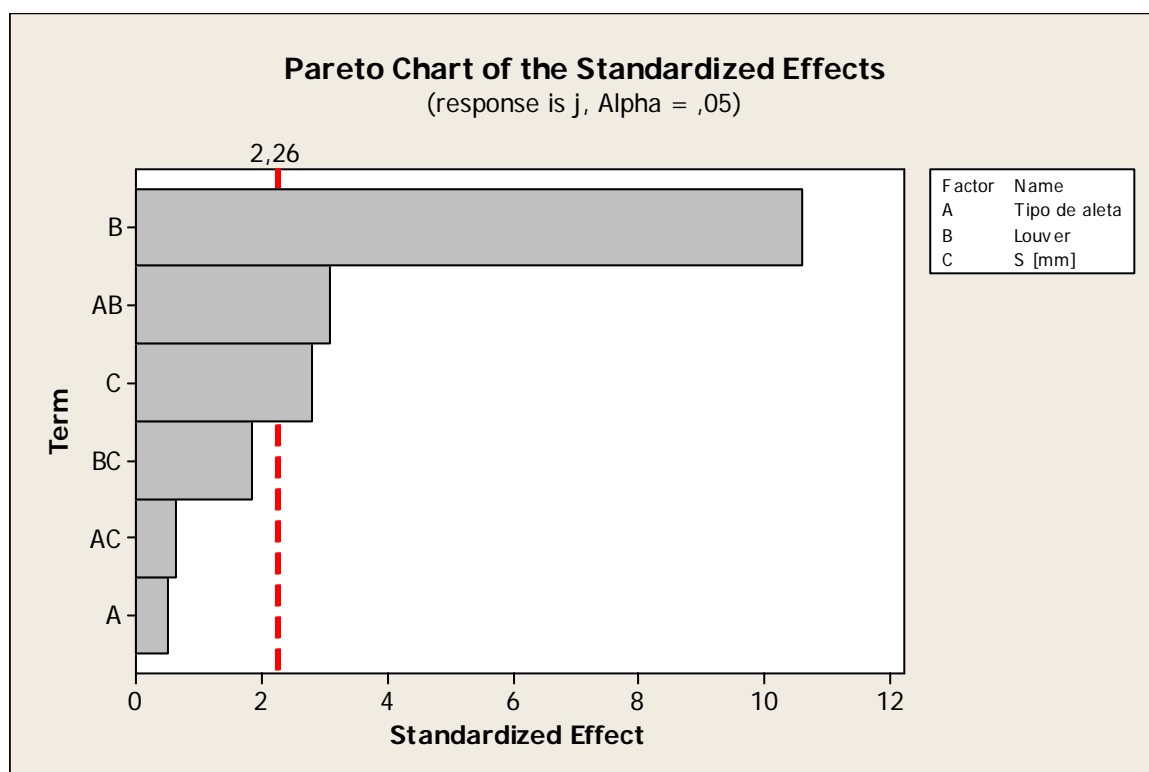


Figura 99: Efeito dos fatores sobre o fator *j* de Colburn

Tabela 38: Efeito dos fatores sobre o fator *j* de Colburn

Termo	Efeito	Efeito%	Probabilidade P
Fator A	0,000043	0,94%	0,629
Fator B	-0,000908	-19,84%	0
Fator C	0,00024	5,24%	0,021
Combinação AB	-0,000266	-5,81%	0,013
Combinação AC	0,000053	1,16%	0,547
Combinação BC	0,000158	3,45%	0,097

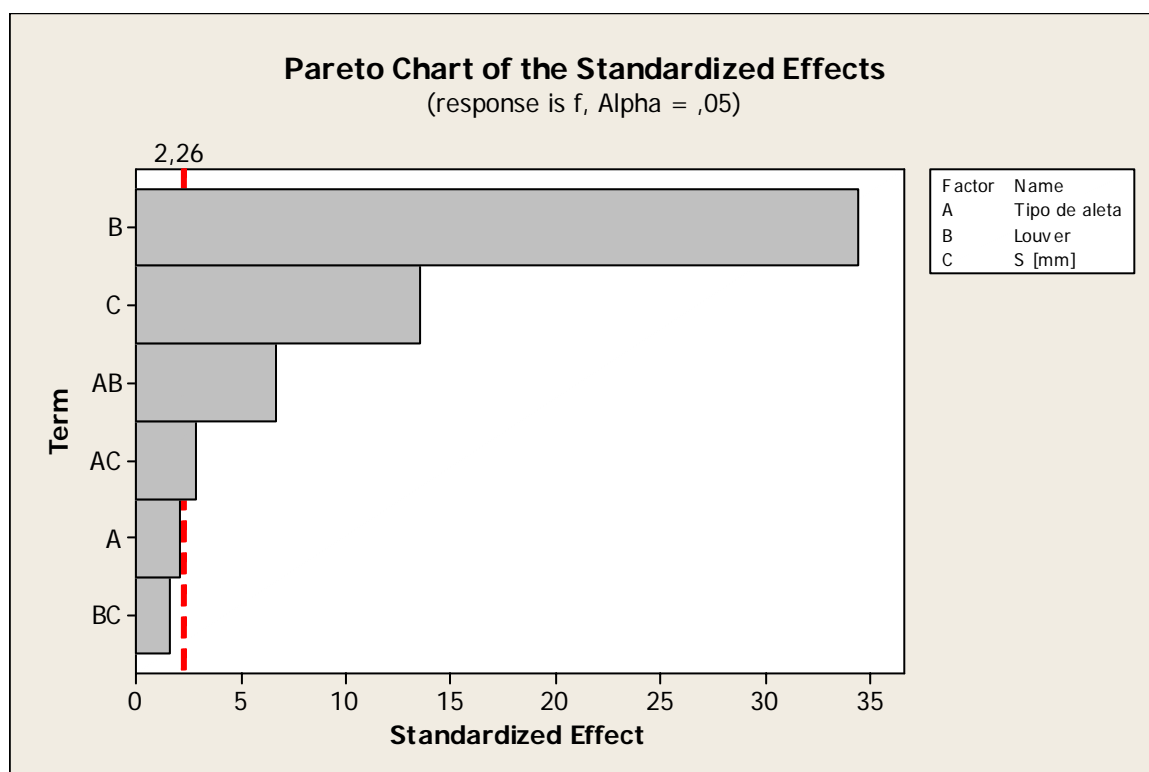


Figura 100: Efeito dos fatores sobre o fator *f* de atrito

Tabela 39: Efeito dos fatores sobre o fator *f* de atrito

Termo	Efeito	Efeito%	Probabilidade P
Fator A	-0,000374	-1,71%	0,069
Fator B	-0,006235	-28,43%	0
Fator C	0,002446	11,15%	0
Combinação AB	-0,001199	-5,47%	0
Combinação AC	0,000515	2,35%	0,019
Combinação BC	0,000294	1,34%	0,139

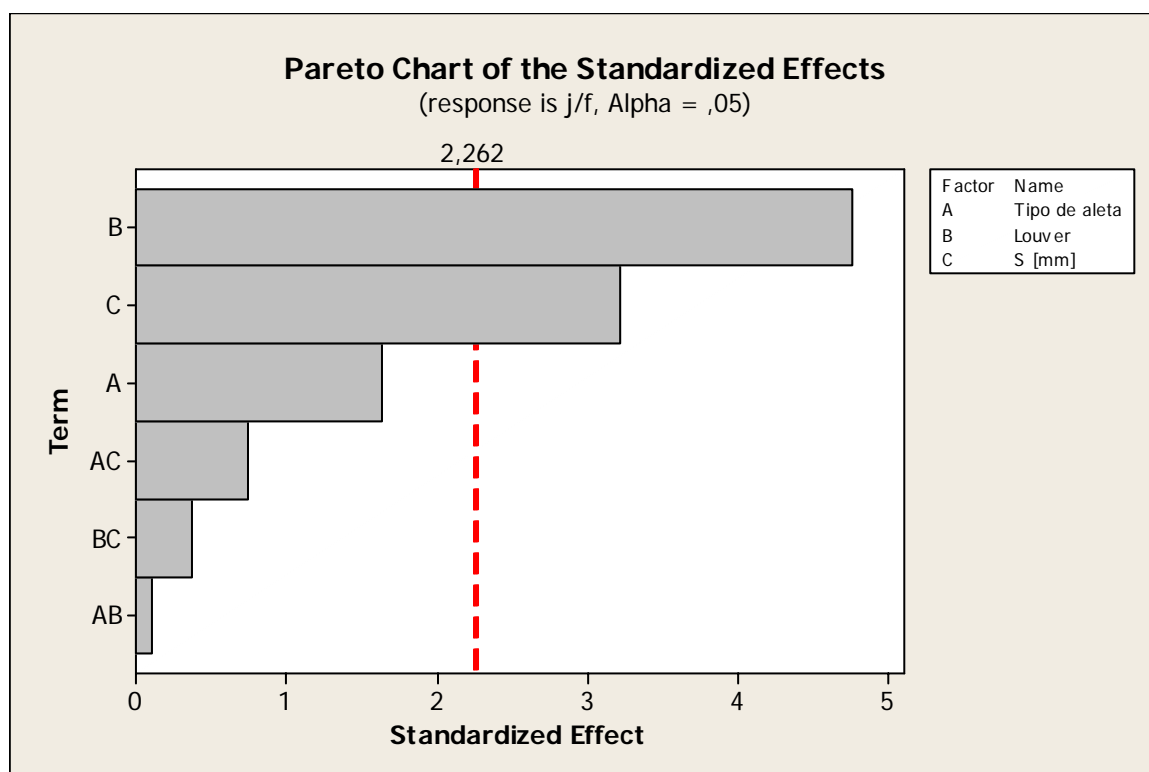


Figura 101: Efeito dos fatores sobre a relação j/f

Tabela 40: Efeito dos fatores sobre a relação j/f

Termo	Efeito	Efeito%	Probabilidade P
Fator A	0,00639	3,04%	0,136
Fator B	0,018584	8,83%	0,001
Fator C	-0,012582	-5,98%	0,01
Combinação AB	0,000402	0,19%	0,92
Combinação AC	-0,002911	-1,38%	0,475
Combinação BC	0,001476	0,70%	0,714

5.4.3 Conclusões

Considerando os testes e as análises realizadas, pode-se concluir que:

- A interação entre os fatores tipo de aleta e *louver* afeta o parâmetro j . A combinação que resulta em j mais elevado é de aleta piramidal com *louver* (aumento de 13,2% em relação à média), e a com j mais baixo é de aleta piramidal sem *louver* (redução de 12,4% em relação à média). As amostras com *louver* apresentaram um valor de j superior em 22% os obtidos com as amostras sem *louver* (vide figura 102);

- O fator espaçamento entre aletas também afeta o parâmetro j . Trocadores com espaçamento de 4,5 mm apresentaram j 4,5% mais elevado do que os trocadores com espaçamento de 3,0 mm (vide figura 103). O aumento de j com o espaçamento entre aletas já havia sido discutido no item 5.3;
- A interação entre os fatores tipo de aleta e *louver* afeta o fator f de atrito. A combinação que apresenta f mais elevado é de aleta piramidal com *louver* (aumento de 16,1% em relação à média), e a combinação com valor mais baixo é a de aleta piramidal sem *louver* (redução de 17,8% em relação à média). As amostras com *louver* apresentaram valores de f superiores em 33% aos obtidos com as amostras sem *louver* (vide figura 104);
- A interação entre os fatores tipo de aleta e espaçamento entre aletas também afeta o parâmetro f . Para um espaçamento entre aletas de 4,5 mm o tipo de aleta não afeta f . Para um espaçamento de 3,0 mm a aleta *wavy* apresenta um valor de f 4,1% superior ao da piramidal. As amostras com um espaçamento entre aletas de 4,5 mm apresentaram valores de f 12% superiores aos obtidos com um espaçamento de 3,0 mm (vide figura 105). O aumento de f com o espaçamento entre aletas já havia sido discutido no item 5.3;
- Os fatores *louver* e espaçamento afetam a relação j/f . Trocadores sem *louver* apresentaram um valor de j/f 8,5% superior ao dos trocadores com *louver*. Trocadores com espaçamento de 3,0 mm apresentaram um valor de j/f 6% superior ao dos trocadores com espaçamento de 4,5 mm (vide figura 106).

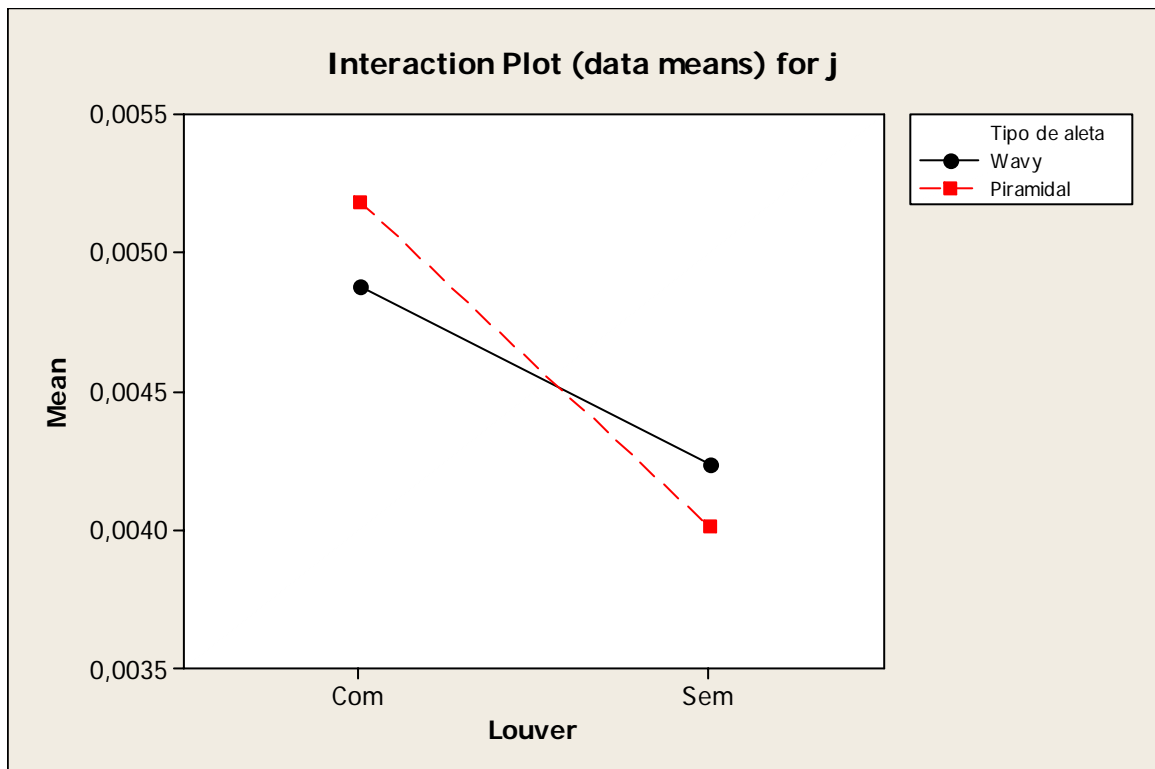


Figura 102: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e *louver* sobre o parâmetro *j*

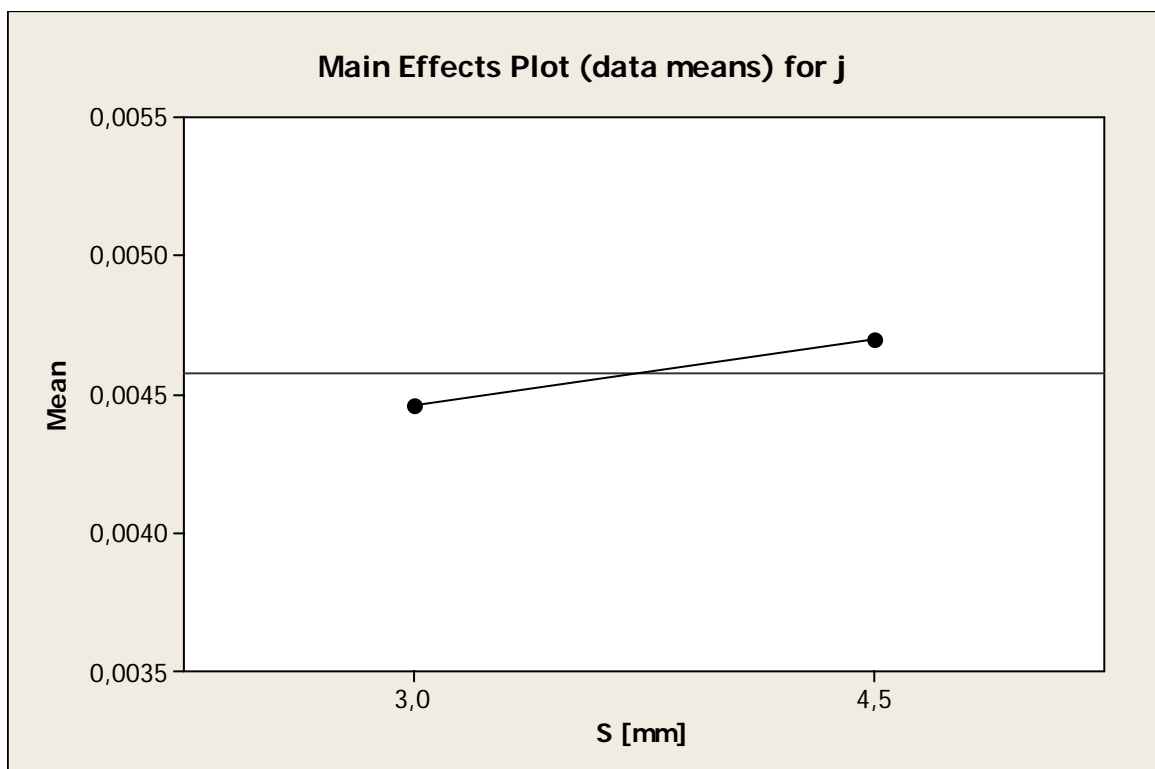


Figura 103: Efeito do fator espaçamento entre aletas sobre o parâmetro *j*

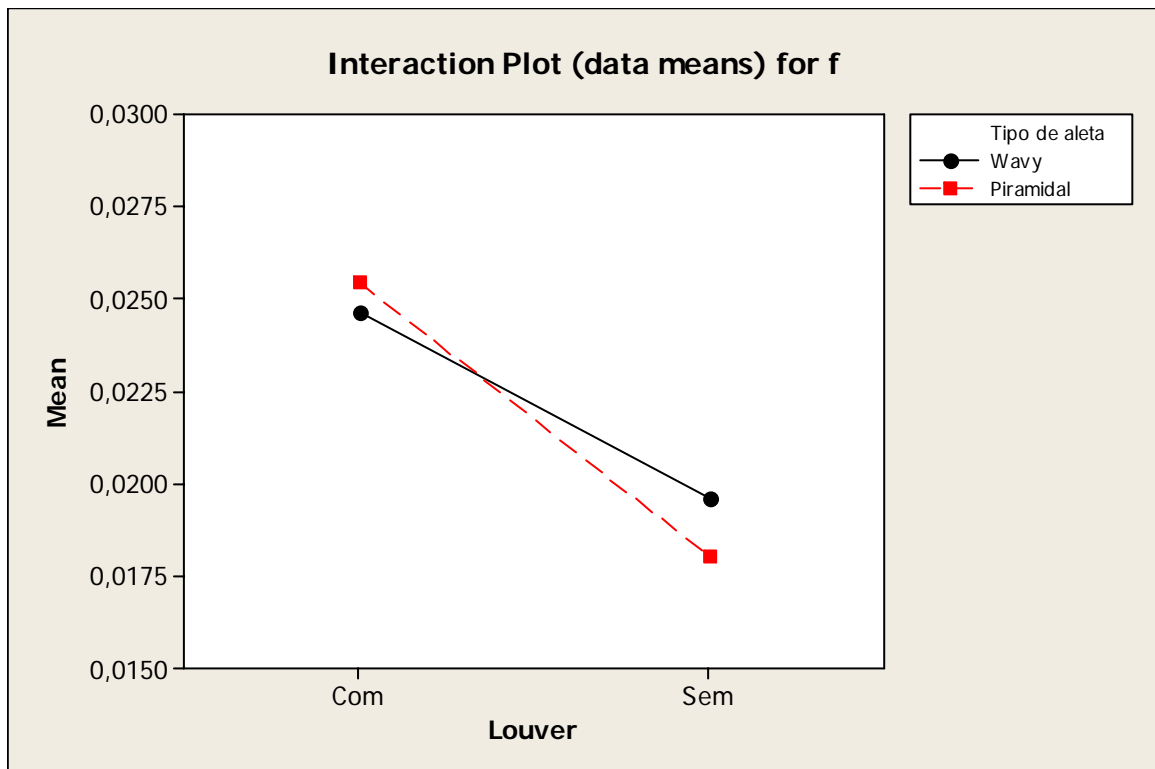


Figura 104: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e *louver* sobre o fator f de atrito

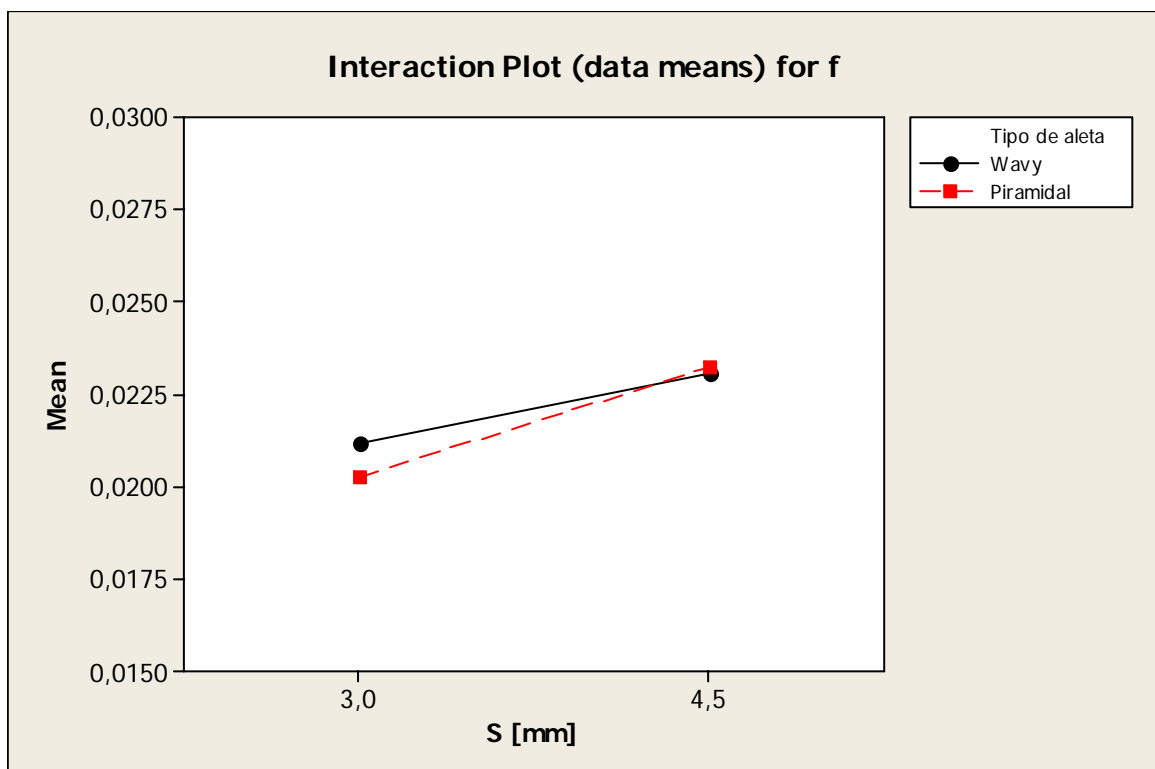


Figura 105: Efeito da interação entre os fatores tipo de aleta e espaçamento entre aletas sobre o fator f de atrito

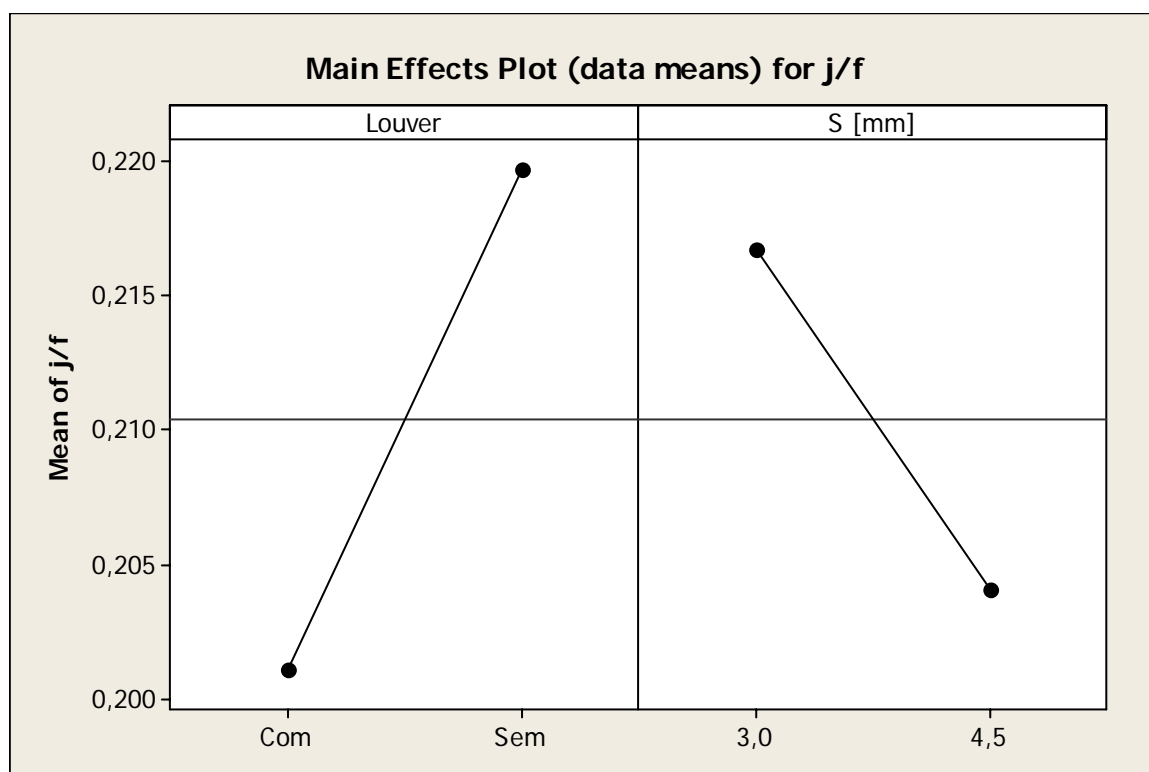


Figura 106: Efeito dos fatores *louver* e espaçamento entre aletas sobre a relação j/f

5.5 EFEITO DO TIPO DE BORDA

5.5.1 Descrição do experimento

Aletas com bordas corrugadas (ver figuras 118 e 119) são atualmente utilizadas na produção de condensadores com o objetivo de aumentar a sua resistência mecânica, e consequentemente, reduzir eventuais problemas de amassamento. Como não existe informação na literatura a respeito do efeito do tipo de borda corrugada sobre a performance dos condensadores, resolveu-se realizar os testes descritos a seguir.

Foram realizados testes com duas amostras de cada uma das configurações indicadas na tabela 41. No planejamento dos experimentos foram consideradas três réplicas, totalizando 12 testes, realizadas de maneira aleatória. As condições de teste estão indicadas na tabela 42.

Tabela 41: Amostras utilizadas na avaliação do efeito do tipo de borda

Configuração	Tipo de borda
W_L_S_4,5	Lisa
W_C_S_4,5	Corrugada

Tabela 42: Condições de teste para análise do efeito do tipo de borda

Variável	Valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	20	°C
\dot{Q}_{ar}	700	m ³ /h
T_{cond}	30	°C
ΔT_{sup}	10	°C
ΔT_{sub}	5	°C

5.5.2 Resultados e análises

Os resultados obtidos estão mostrados no apêndice 11 e apresentados graficamente nas figuras 107 a 109.

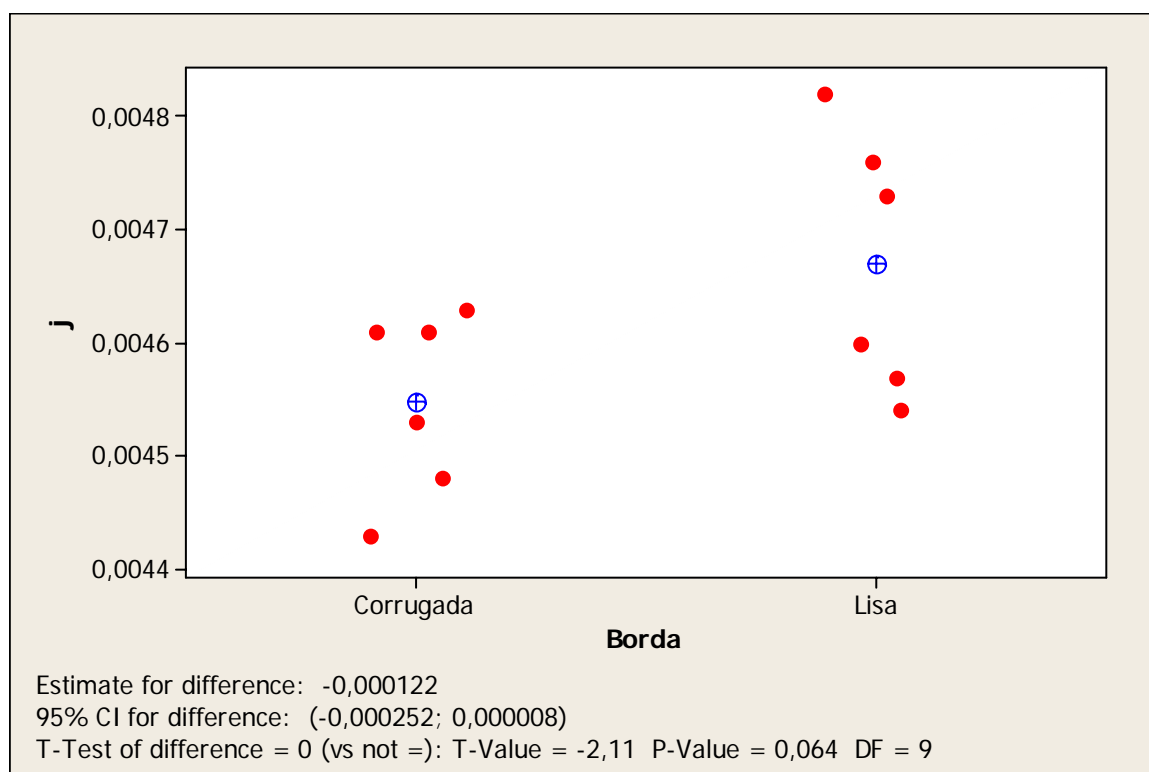


Figura 107: Efeito do tipo de borda sobre o fator j de Colburn

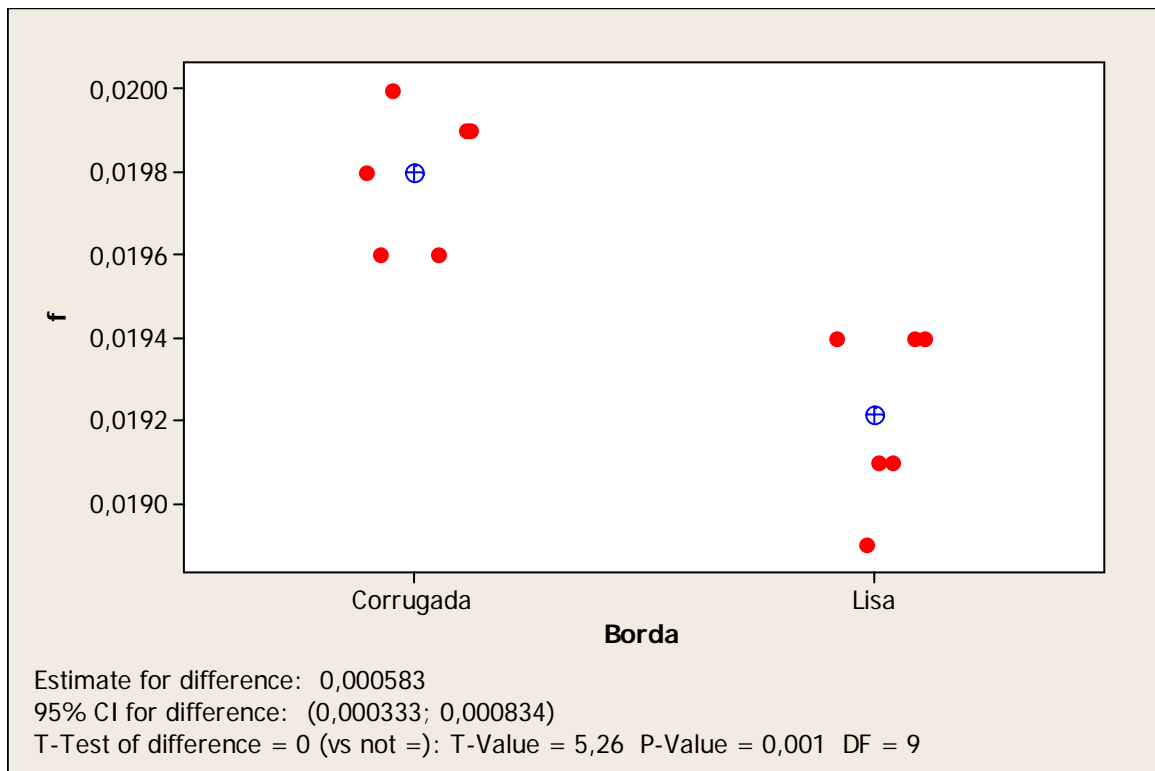


Figura 108: Efeito do tipo de borda sobre o fator f de atrito

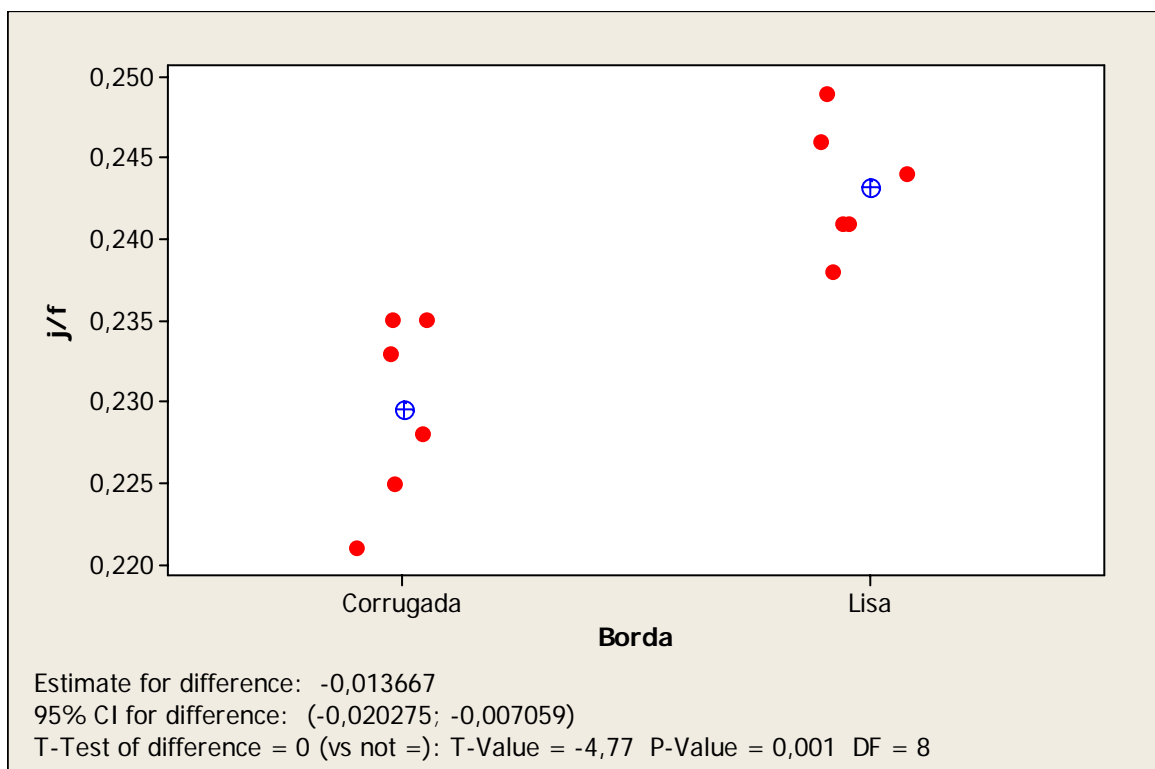


Figura 109: Efeito do tipo de borda sobre a relação j/f

5.5.3 Conclusões

Das análises anteriores, pode-se concluir que:

- Os trocadores com borda corrugada apresentam valores de j inferiores aos com borda lisa. Isto se deve ao efeito dominante da formação da camada limite sobre o coeficiente de convecção na região de entrada da aleta. A borda corrugada prejudica o crescimento da camada limite. Apesar de o efeito ser significativo do ponto de vista estatístico, em termos percentuais ele é pequeno (2,7%);
- Os trocadores com borda corrugada apresentam valores de f superiores aos com borda lisa. Apesar de o efeito ser significativo do ponto de vista estatístico, em termos percentuais ele é pequeno (3,1%);
- Os trocadores com borda corrugada apresentam valores de j/f inferiores aos com borda lisa. Apesar de o efeito ser significativo do ponto de vista estatístico, em termos percentuais ele é pequeno (5,7%). É bem possível que o benefício do aumento da resistência mecânica dado pela borda corrugada, compense o decréscimo no valor de j/f .

5.6 COMPARAÇÃO COM A CORRELAÇÃO DE WANG *et al.* (1999)

5.6.1 Descrição do experimento

Neste item foram realizados experimentos com aletas tipo *wavy* e tipo piramidal com dois objetivos: comparar a performance entre os dois tipos de aleta em uma ampla faixa de Reynolds, e comparar os dados para aleta *wavy* com as correlações de WANG *et al.* (1999).

Utilizou-se uma amostra de cada configuração mostrada na tabela 43, as quais foram testadas nas condições apresentadas na tabela 44.

Tabela 43: Amostras utilizadas para comparação com dados da literatura

Configuração	Tipo de aleta
W_L_S_4,5	<i>Wavy</i>
P_L_S_4,5	Piramidal

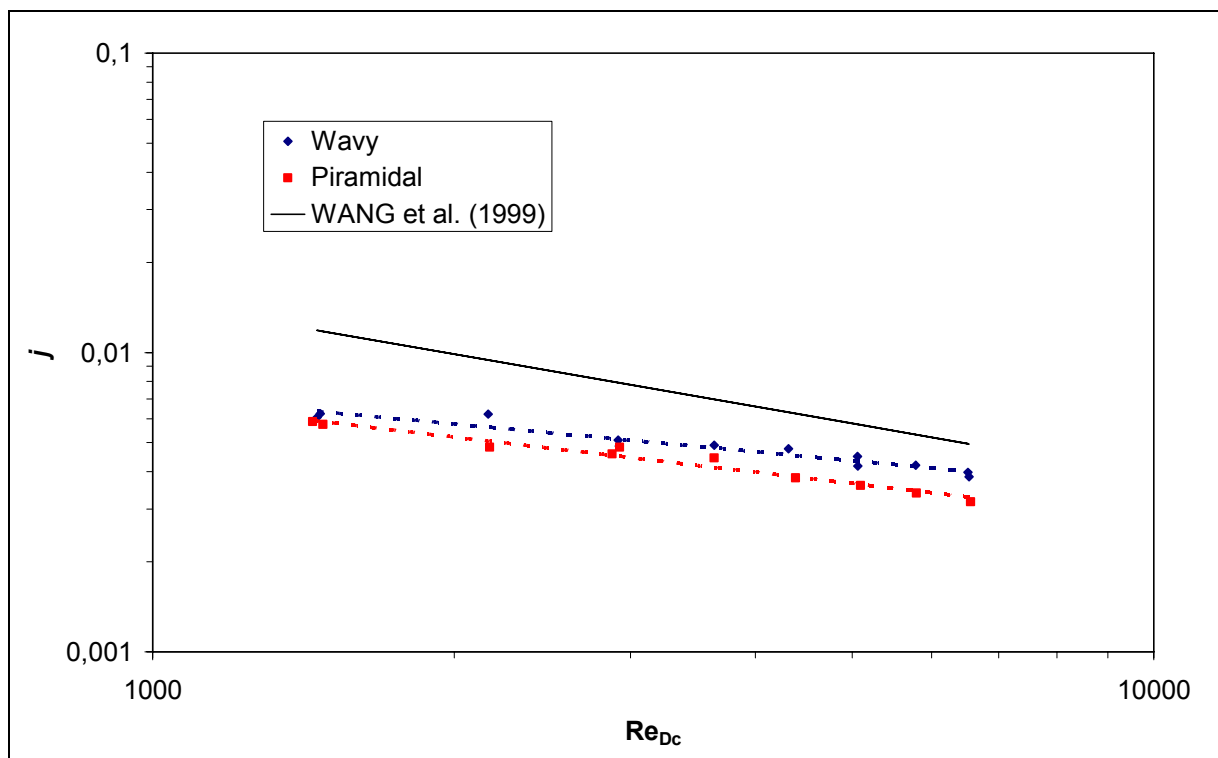
Tabela 44: Condições de teste para comparação com dados da literatura

Variável	Valor nominal	Unidade
$T_{ar,ent}$	20	°C
\dot{Q}_{ar}	de 280 a 1280 com incrementos de 140	m ³ /h
T_{cond}	30	°C
ΔT_{sup}	10	°C
ΔT_{sub}	5	°C

5.6.2 Resultados e análises

Os resultados obtidos estão mostrados no apêndice 12. Como se pode observar, alguns experimentos apresentaram problemas no sinal de ΔP_{cond} , sendo nestes casos o valor omitido.

Curvas para j , f , e j/f obtidas experimentalmente e através das correlações de WANG *et al.* (1999) para aletas wavy são mostradas respectivamente nas figuras 110, 111 e 112.

Figura 110: Fator j de Colburn versus número de Reynolds

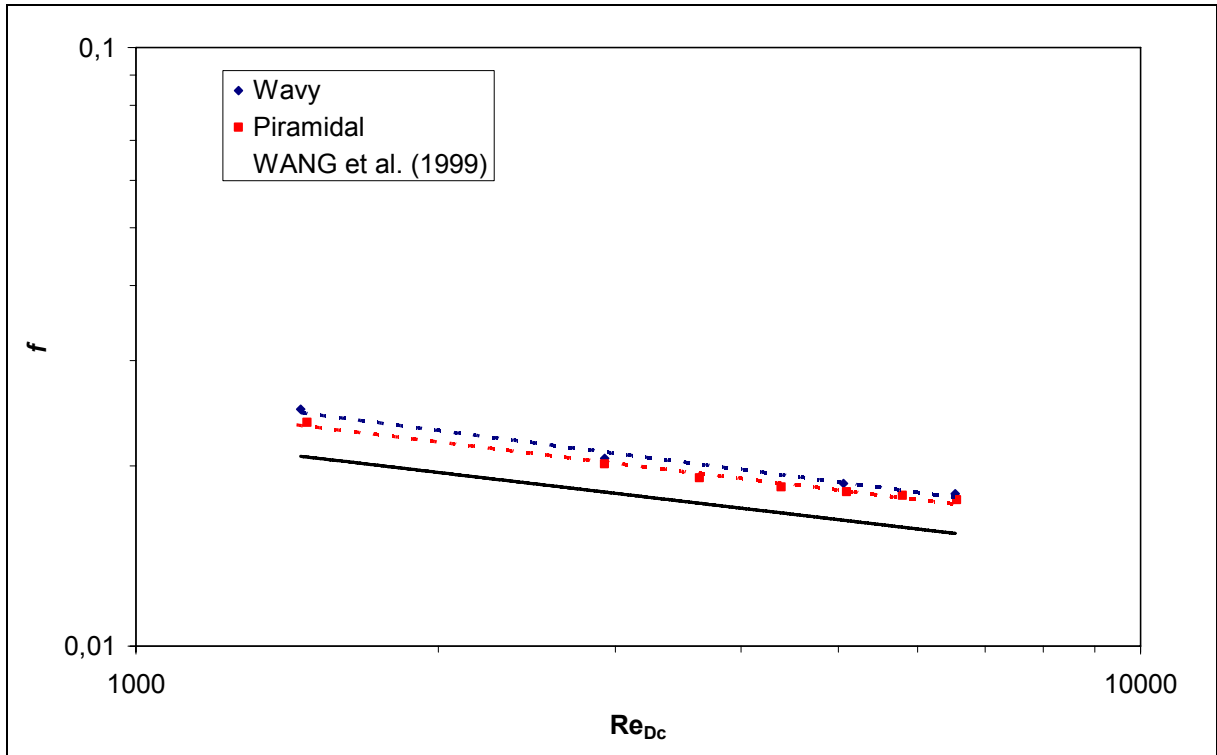


Figura 111: Fator f de atrito versus número de Reynolds

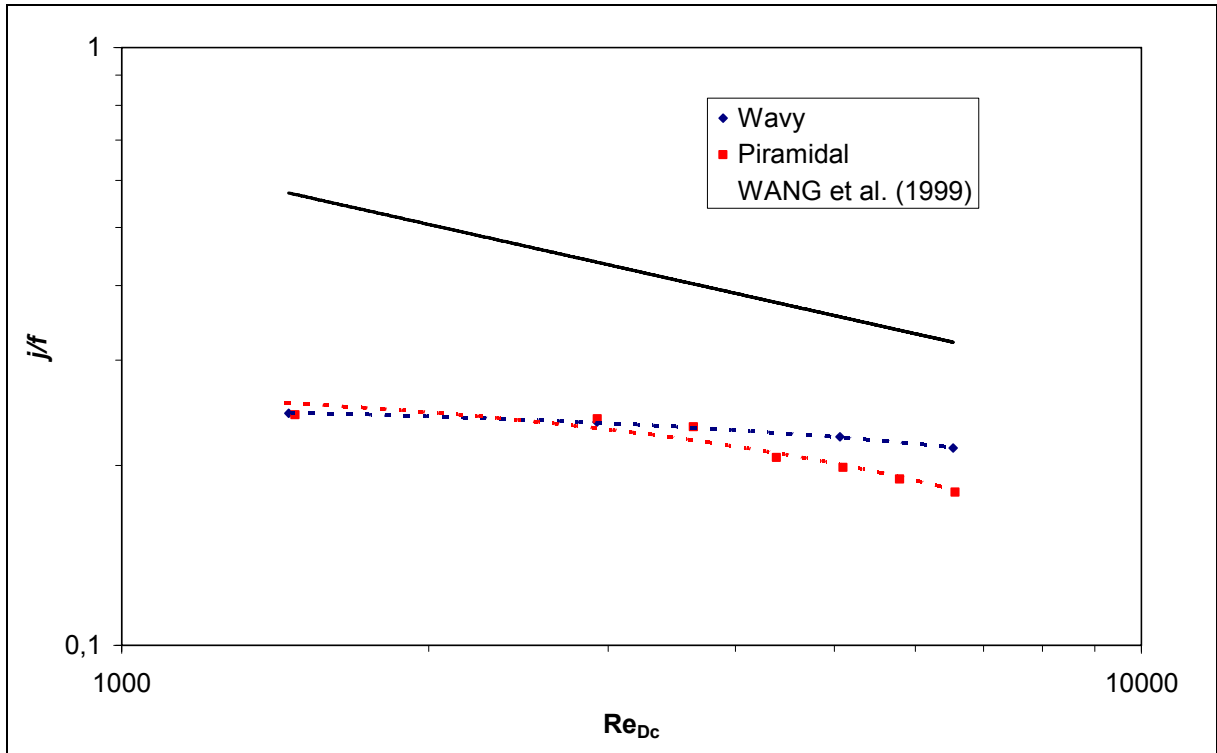


Figura 112: Relação j/f versus número de Reynolds

5.6.3 Conclusões

- Os valores de j obtidos com aletas *wavy* são superiores aos das aletas piramidal para toda a faixa de vazão analisada. Esta diferença varia de 6% para vazões baixas, até 26% para vazões altas;
- Os valores de f obtidos com aletas *wavy* são superiores aos das aletas piramidal para toda a faixa de vazão analisada. Esta diferença varia de 2% para vazões altas, até 5% para vazões baixas;
- Os valores de j/f obtidos com aletas *wavy* são praticamente iguais aos das aletas piramidal para baixas vazões e superiores para altas vazões (diferença de até 18%);
- Os valores de j e f obtidos com aletas *wavy* foram comparados com resultados obtidos através das correlações propostas por WANG *et al.* (1999).
- Observou-se que a equação de WANG *et al.* (1999) superestima os valores de j e subestima os valores de f . Os valores de f foram subestimados em aproximadamente 15%, não mostrando qualquer dependência em relação ao número de Reynolds. Por outro lado os valores de j foram superestimados na faixa entre 20% e 50%, sendo os maiores erros associados com mais baixos números de Reynolds.
- Estas variações podem ser consideradas aceitáveis considerando outras análises comparativas disponíveis na literatura e principalmente algumas particularidades das geometrias dos condensadores não contempladas pela correlação de WANG *et al.* (1999).

6 CONCLUSÕES

Este trabalho concentrou-se em condensadores do tipo tubo aletado, e para tanto uma bancada experimental foi especialmente projetada e construída. Este trabalho contemplou também o desenvolvimento de um código computacional para simulação de condensadores, denominado SIMULCOND.

No total, foram realizados 101 testes utilizando 37 diferentes amostras, sendo que as principais conclusões estão listadas a seguir.

- Para uma mesma geometria de condensador, observaram-se diferenças de performance significativas entre amostras fornecidas por diferentes fabricantes nacionais. Uma hipótese pra explicar tal diferença seria a resistência térmica de contato entre aletas e tubos.
- O espaçamento entre aletas afeta significativamente a performance dos trocadores de calor, existindo um valor ótimo para cada vazão de ar. Para identificar o melhor projeto de condensador para uma dada aplicação é recomendado a utilização de algoritmos de otimização. A implementação da rotina de otimização requer não somente a definição do procedimento de cálculo, mas também das variáveis a serem otimizadas, das restrições, e dos objetivos a serem alcançados. A otimização de um trocador atualmente em uso diminuiu o custo de matéria-prima em 20%.
- A utilização de *louver* segundo figuras 120 e 121 aumenta o coeficiente de transferência de calor em 20% para uma dada geometria de condensador e vazão de ar. Contudo, o fator de atrito aumenta em 28,5%, e desta forma, no balanço final, a utilização de *louver* é prejudicial à performance do trocador de calor.
- A utilização de borda corrugada segundo figuras 118 e 119 causa uma pequena redução no coeficiente de troca e um pequeno aumento no fator de atrito. O benefício da utilização da borda corrugada é o aumento da resistência mecânica das aletas, dificultando o seu amassamento durante a utilização. A conclusão final sobre a atratividade de utilizar este tipo de borda deve considerar estes dois aspectos: performance termo-hidráulica e resistência mecânica.
- A comparação realizada entre as aletas *wavy* (figura 120) e piramidal (figura 122) demonstrou que a aleta *wavy* é melhor do que a aleta piramidal para uma ampla faixa de vazão de ar.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As sugestões para trabalhos futuros são:

- Simulação por CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do escoamento de ar sobre diferentes geometrias de trocador de forma a melhorar o entendimento dos fenômenos envolvidos.
- Otimização de trocadores com base no COP (*Coefficient of Performance*) do sistema de refrigeração/condicionamento de ar. Desta forma, benefícios tais como a redução da temperatura de condensação, e, por consequência, o aumento da eficiência do compressor poderiam ser considerados.
- Utilização da bancada experimental para traçar curvas de j e f para diferentes geometrias. Tais curvas seriam utilizadas para alimentar o programa de simulação.
- Análise do efeito da deposição de pó na performance dos trocadores. Este item é bastante importante, pois, quando se faz a otimização da geometria sem considerar este fator pode estar sendo desenhado um trocador com ótima performance quando novo, mas péssima performance quando em utilização.

6.2 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A disponibilidade de uma bancada experimental em conjunto com ferramentas numéricas de simulação e otimização se caracteriza como um grande benefício tanto para a indústria de trocadores de calor, quanto para a sociedade.

A utilização de tais ferramentas de projeto promove a fabricação de trocadores com menor quantidade de matéria-prima e/ou de performance mais elevada.

A redução da quantidade de matéria-prima é um benefício para a indústria, que pode aumentar a sua margem de lucro ou o volume de vendas. O benefício para a sociedade está no menor consumo de matéria-prima da natureza e na possibilidade de redução do preço do produto final.

O aumento da eficiência dos trocadores é um benefício para a indústria por aumentar sua competitividade no mercado. A sociedade se beneficia com a redução do custo de operação dos sistemas e com a redução da demanda de energia elétrica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABU MADI, M., JOHNS, R. A., HEIKAL, M. R., 1998, **Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers**, Int. J. Refrig., 1998, Vol. 21 (7), pp 507-517.

ANEEL, 2005, **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**, 2° Edição, Brasília, pp 160.

ANSI/ASHRAE, 1987: **Norma: 41.2 – Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement.**

ANSI/ASHRAE, 2000: **Norma: 33 – Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils.**

AOKI, H., SHINAGAWA, T., SUGA, K. K., 1989, **An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvered fins**. Exp. Thermal and Fluid Sci., 1989, Vol. 2, pp 293-300.

ASTM, 1981: **Norma STP 470B – Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement.**

BENEDICT, R. P., 1972, **Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements**, Second Edition, John Wiley & Sons.

CAVALLINI, A., CENSI, G., DEL COL, D., DORETTI, L., LONGO, G. A., ROSETTO, L., 2002, **In-tube condensation of halogenated refrigerants**, International Journal of HVAC&R Research, 2002, pp 146–161.

CHANG, W. R., WANG, C. C., TSI, W. C., SHYU, R. J., 1995, **Air side performance of louver fin heat exchanger**, 4th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1995, Vol. 4, pp 367-372.

CHEN, Z. Q., REN, J. X., 1988, **Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger**, Int. J. Refrig., 1988, Vol. 11, pp 356-360.

CHI, K., WANG, C. C., CHANG, Y. J., CHANG, Y. P., 1998, **A comparison study of compact plate fin-and-tube heat exchangers**, ASHRAE Transactions, 1998, Vol. 104 (2), pp 548-555.

COLBURN, A. P., 1933, **A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction**, Transactions of the AIChE, 1933, Vol. 29, pp 174-210.

CORREIA, P., 2007, **Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil: Pesquisa na Classe Comercial – AT**, Apresentação realizada no evento Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil, Rio de Janeiro, 2007.

ELMAHDY, P. E., BRIGGS, P. E., 1979, **Finned tube heat exchangers: correlation of dry surface heat transfer data**, ASHRAE Trans., 1979, Vol. 85 (2), pp 262-273.

GNIELINSK, V., 1979, **New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**, Int. Chem. Eng., 1979, Vol. 16, pp 359-368.

GONÇALVES, J. M., 1994, **Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares**, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.

GONÇALVES, J. M., 2004, **Desenvolvimento e Aplicação de Uma Metodologia para a Análise Térmica de Refrigeradores Domésticos**, Tese de Doutorado, Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, Brasil.

GRAY, D. L. WEBB, R. L., 1986, **Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plain fins**, Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference, 1986, Vol. 6, pp 2745-2750.

INCROPERA, P. I., WITT, D. P., 1990, **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 3° Edição, LTC, Rio de Janeiro.

ITAIPU, 2007, <http://www.itaipu.gov.br>, acessado em 11/08/2007.

JACOBI, A. M., PARK, Y., TAFTI, D., ZHANG, X., 2001, **An Assessment of the State of the Art, and Potential Design Improvements, for Flat-Tube Heat Exchangers in Air Conditioning and Refrigeration Applications - PHASE I**, ARTI-21CR/20020-01.

KAYANSAYAN, N., 1994, **Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers**, Ver. Int. Froid, 1994, Vol. 17 (1), pp 49-57.

KAYS, W. M., LONDON, A. L., 1950, **Heat transfer and flow friction characteristics of some compact heat exchanger surfaces, Part I - Test system and procedure**, Trans ASME, Journal of Heat Transfer, 1950, Vol. 72, pp 1075-1085.

KAYS, W. M., LONDON, A. L., 1984, **Compact Heat Exchangers**, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York.

KIM, M-H, BULLARD, C. W., 2002, **Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers**, International Journal of Refrigeration, 2002, Vol. 25, pp 390-400.

KLEIN, S. A., 2007, **EES - Engineering Equation Solver**, F-Chart Software, Madison, WI, USA, www.fchart.com.

KUME, H., 1993, **Métodos Estatísticos para Melhoria da Qualidade**, 2° Edição, Editora Gente, São Paulo.

LAWRENCE J. N., 2003, **Refrigeration Fundamentals Throughout History: Methods Used to Obtain Colder Temperatures, and Principles Governing Them**, A Literature Seminar, Department of Chemistry, The University of Alabama.

LOZZA, G., MERLO, U., 2001, **An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers**, Int. J. Refrig., 2001, Vol. 24, pp 409 - 416.

McADAMS, 1942, W. H., **Heat Transmission**, McGraw-Hill, New York.

MCQUISTON, F. C., TREE, D. R., 1979, **Heat transfer and flow friction data for two fin-tube surfaces**, J Heat Transfer, 1979, Vol. 93, pp 249-250.

NAKAYAMA, W., XU, L. P., 1983, **Enhanced fins for air-cooled heat exchangers - Heat transfer and friction factor correlations**, Proc. ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, 1983, pp 495-510.

RICH, D. G., 1973, **The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin and tube heat exchangers**, ASHRAE Trans., 1973, Vol. 79 (2), pp 137-145.

RICH, D. G., 1975, **The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers**, ASHRAE Trans., 1975, 81(1), pp 307-317.

ROSMAN, E. C., CARAJILESCOV, P., SABOYA, F. E. M., 1984, **Performance of One and Two-Row Tube and Plate Fin Heat Exchangers**, ASME Journal of Heat Transfer, 1984, Vol. 106, pp 627-632.

SABOYA, F. E. M., 1974, **Local and Average Transfer Coefficients in a Plate Fin and Tube Exchanger Configuration**, PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota.

SABOYA, F. E. M., SPARROW, E. M., 1976, **Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations**, Int. J. Heat Mass Transfer, 1976, Vol. 19, pp 41-49.

SCHMIDT, T. E., **La production calorifique des surfaces munies d'ailettes**, Annexe Du bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5, 1945.

SHAH, R. K., SEKULIĆ, D. P., 2003, **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, Wiley, Hoboken, NJ.

SHEPHERD, D. G., ITHACA, N. Y., 1956, **Performance of one-row tube coils with thin-plate fins, low velocity forced convection**, Heating, Piping and Air Conditioning, 1956, Vol. 28, pp 137-174.

SOUZA, R. C., 2007, **Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil: Pesquisa na Classe Residencial**, Apresentação realizada no evento Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil, Rio de Janeiro, 2007.

SPRINGER, M. E., THOLE, K. A., 1998, **Experimental design for flow-field studies of louvered fins**, Experimental Thermal and Fluid Sci., 1998, Vol. 18, pp 258-269.

STEPHAN, R. A., 2002, **Heat Transfer Measurements and Optimization Studies Relevant to Louvered Fin Compact Heat Exchangers**, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic and State University.

STEWART, S. W., ASPELUND, K. A., WRIGHT, M. F., SADLER, E. M., SHELTON, S. V., **Residential air conditioner finned-tube condenser heat exchanger optimization**, Southeastern Region XI Technical Conference, 2002.

TORIKOSHI, K., XI, G., NAKAZAWA, Y., ASANO, H., 1994, **Flow and heat transfer performance of a plate-fin and tube heat exchanger (1st report: effect of fin pitch)**, 10th Int. Heat Transfer Conf., 1994, paper 9-HE-16, pp 411-416.

TORIKOSHI, K., XI, G., 1995, **A numerical study of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers (effect of the tube diameter)**, ASME HTD, 1995, Vol. 317 (1), pp 453-458.

TURAGA, M., LIN, S., FAZIO, P. P., 1988, **Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification**, Int. J. Refrig., 1988, Vol. 11, pp 78 – 86.

WANG C. C., CHANG, Y. J., HSIEH, Y. C., LIN, Y. T., 1996, **Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins**, Int. J. Refrigeration, 1996, Vol. 4, pp 223-230.

WANG, C. C., FU, W. L., CHANG, C. T., 1997, **Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers**, Experimental Thermal and Fluid Science, 1997, Vol. 14 (2), pp 174-186.

WANG, C. C., CHANG, C. T., 1998, **Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating**, Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, Vol. 41 pp 3109-3120.

WANG, C.-C., JANG, J.-Y., CHIOU, N.-F., 1999, **Technical Note - A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers**, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, Vol. 42, pp 1919-1924.

WANG, C.-C., LEE, C. J., CHANG, C. T., LIN, S. P., 1999b, **Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers**, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, Vol. 42, pp 1945-1956.

WANG, C.-C., CHI, K.-Y., 2000, **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, Vol. 43, pp 2681-2691.

WEBB, R. L., 1994, **Principles of Enhanced Heat Transfer**, New York, John Wiley & Sons.

WEBER, R. J., PEDERSEN, C. O., 1991, **Development of an Experimental Facility to Evaluate the Performance of Air-Cooled Automotive and Household Refrigerator Condensers Utilizing Ozone-Safe Refrigerants**, ACRC Technical Report.

WILSON, E. E., 1915, **A basis for rational design of heat transfer apparatus**, Trans. ASME, 37, pp 47–82.

YAN, W. M. e SHEEN, P. J., 2000, **Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers**, Int. J. Heat Mass Transfer, 2000, Vol. 43, pp 1651-1659.

APÊNDICES

APÊNDICE 1

CORRELAÇÕES PARA OS PARÂMETROS j E f PROPOSTAS POR WANG *et al.* (1999)

As correlações propostas por WANG *et al.* (1999) são apresentadas abaixo:

$$j = 0,34 \cdot Re_{D_c}^{J1} \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{J2} (\tan(\omega))^{J3} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{J4} N_L^{0,428} \quad (90)$$

$$J1 = -0,229 + 0,115 \left(\frac{P_f}{D_c} \right)^{0,6} \left(\frac{S_L}{D_h} \right)^{0,54} \quad (91)$$

$$J2 = -0,251 + \frac{0,232 \cdot N_L^{1,37}}{\ln(Re_{D_c}) - 2,303} \quad (92)$$

$$J3 = -0,439 \left(\frac{P_f}{D_h} \right)^{0,09} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{-1,75} N_L^{-0,93} \quad (93)$$

$$J4 = 0,502(\ln(Re_{D_c}) - 2,54) \quad (94)$$

$$f = 0,01915 \cdot Re_{D_c}^{F1} (\tan(\omega))^{F2} \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{F3} \left(\ln \left(\frac{A_o}{A_o - A_A} \right) \right)^{-5,35} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{1,3796} N_L^{-0,0916} \quad (95)$$

$$F1 = 0,4604 - 0,01336 \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{0,58} \ln \left(\frac{A_o}{A_o - A_A} \right) (\tan(\omega))^{-1,5} \quad (96)$$

$$F2 = 3,247 \left(\frac{P_f}{S_T} \right)^{1,4} \ln \left(\frac{A_o}{A_o - A_A} \right) \quad (97)$$

$$F3 = \frac{-20,113}{\ln(Re_{D_c})} \quad (98)$$

Tais equações se aplicam dentro das seguintes faixas:

$$1,21 \times 10^{-3} < P_f < 3,66 \times 10^{-3}$$

$$0,112 \times 10^{-3} < \delta_f < 0,12 \times 10^{-3}$$

$$8,58 \times 10^{-3} < D_c < 10,38 \times 10^{-3}$$

$$S_T = 25,4 \times 10^{-3}$$

$$19,05 \times 10^{-3} < D_c < 25,4 \times 10^{-3}$$

$$1 < N_L < 6$$

APÊNDICE 2
CORRELAÇÕES PARA OS PARÂMETROS j E f SELECIONADAS DA LITERATURA POR
JACOBI *et al.* (2001)

- **Correlação de WANG e CHANG (1998) para o parâmetro j para aletas planas**

$$j_4 = 0,14 \cdot Re_{Dc}^{-0,328} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{-0,502} \left(\frac{P_f}{D_C} \right)^{0,0312} \quad (99)$$

$$\frac{j_{NL}}{j_4} = 0,991 \left[2,24 \cdot Re_{Dc}^{-0,092} \left(\frac{N_L}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N_L)} \quad (100)$$

Faixas de aplicação:

$$300 < Re_{Dc} < 8000$$

$$7 \times 10^{-3} < D_o < 19,51 \times 10^{-3}$$

$$1,07 \times 10^{-3} < P_f < 8,51 \times 10^{-3}$$

$$1 < N_L < 8$$

$$20,35 \times 10^{-3} < S_T < 50,73 \times 10^{-3}$$

$$12,7 \times 10^{-3} < S_L < 44,09 \times 10^{-3}$$

- **Correlação de WANG *et al.* (1996) para o parâmetro f para aletas planas**

$$f = 1,039 \cdot Re_{Dc}^{-0,418} \left(\frac{\delta_f}{D_C} \right)^{-0,104} N_L^{-0,0935} \left(\frac{P_f}{D_C} \right)^{-0,197} \quad (101)$$

Faixas de aplicação:

$$800 < Re_{Dc} < 7500$$

$$D_C = 10,51 \times 10^{-3}$$

$$1,77 \times 10^{-3} < P_f < 3,21 \times 10^{-3}$$

$$2 < N_L < 6$$

$$S_T = 25,4 \times 10^{-3}$$

$$S_L = 22 \times 10^{-3}$$

- **Correlação de ABU-MADI *et al.* (1998) para os parâmetros j e f para aletas planas**

$$j_4 = Re_{Dh}^{-0,44} \cdot R_4^{-3,07} \cdot R_{5,1}^{0,37} \cdot R_7^{-6,14} \cdot R_9^{-2,13} \quad (102)$$

$$\frac{j_4}{j_{NL}} = 0,87 + 1,43 \times 10^{-5} \cdot Re_{Dh}^{0,55} \cdot N_L^{-0,67} \cdot R_3^{-3,13} \cdot R_{5,1}^{4,95} \quad (103)$$

$$f = Re_{Dh}^{-0,25} \cdot R_4^{-1,43} \cdot R_{5,1}^{1,37} \cdot R_8^{1,65} \cdot R_9^{-3,05} \quad (104)$$

$$R_3 = \frac{D_o}{D_i} \left(1 - \frac{\delta_f}{P_f} \right) + 2 \frac{S_T \cdot S_L}{\pi \cdot D_i \cdot P_f} - \frac{D_o^2}{2 \cdot D_i \cdot P_f} + \frac{2 \cdot \delta_f \cdot S_T}{\pi \cdot D_i \cdot P_f \cdot N_L} \quad (105)$$

$$R_4 = \frac{P_f \cdot S_T}{(S_T - D_o)(P_f - \delta_f)} \quad (106)$$

$$R_5 = \frac{\pi \cdot N_L \cdot D_o \left(1 - \frac{\delta_f}{P_f} \right)}{S_T} + \frac{N_L}{P_f} \left(2 \cdot S_L - \frac{\pi \cdot D_o^2}{2 \cdot S_T} + \frac{2 \cdot \delta_f}{N_L} \right) \quad (107)$$

$$R_{5,1} = \frac{R_5}{N_L} \quad (108)$$

$$R_6 = \frac{4 \cdot S_L \cdot N_L}{R_5} \quad (109)$$

$$R_7 = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi \cdot D_o (P_f - \delta_f)}{4 \cdot S_T \cdot S_L - \pi \cdot D_o^2 + \frac{4 \cdot S_T \cdot \delta_f}{N_L}}} \quad (110)$$

$$R_8 = \frac{P_f}{D_o} \quad (111)$$

$$R_9 = \frac{S_L}{D_o} \quad (112)$$

Faixas de aplicação:

$$200 < Re_{Dh} < 6000$$

$$D_o = 9,956 \times 10^{-3}$$

$$0,12 \times 10^{-3} < \delta_f < 0,13 \times 10^{-3}$$

$$1,64 \times 10^{-3} < P_f < 2,65 \times 10^{-3}$$

$$1 < N_L < 4$$

$$19 \times 10^{-3} < S_T < 25,4 \times 10^{-3}$$

$$16 \times 10^{-3} < S_L < 22 \times 10^{-3}$$

$$7,26 < R_3 < 19,3$$

$$1,77 < R_4 < 2,25$$

$$11,0 < R_{5,1} < 21,8$$

$$0,86 < R_7 < 0,95$$

$$0,16 < R_8 < 0,27$$

$$1,60 < R_9 < 2,21$$

- **Correlação de WANG et al. (1999b) para os parâmetros j e f para aletas *louvered***

Parâmetro j para $Re_{Dc} < 1000$

$$j = 14,31117 \cdot Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{P_f}{D_c} \right)^{J2} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{J3} \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{J4} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{-1,724} \quad (113)$$

$$J1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{3,1} \ln \left(\frac{L_h}{L_p} \right) \quad (114)$$

$$J2 = -0,7344 + 2,1059 \left(\frac{N_L^{0,55}}{\ln(Re_{Dc}) - 3,2} \right) \quad (115)$$

$$J3 = 0,08485 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{-4,4} N_L^{-0,68} \quad (116)$$

$$J4 = -0,1741 \ln(N_L) \quad (117)$$

Parâmetro j para $Re_{Dc} \geq 1000$

$$j = 1,1373 \cdot Re_{Dc}^{J5} \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{J6} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{J7} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{J8} N_L^{0,3545} \quad (118)$$

$$J5 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{S_L}{D_h} \right)^{0,52} N_L^{-0,5} \cdot \ln \left(\frac{L_h}{L_p} \right) \quad (119)$$

$$J6 = -0,4776 + 0,40774 \left(\frac{N_L^{0,7}}{\ln(Re_{Dc}) - 4,4} \right) \quad (120)$$

$$J7 = -0,58655 \left(\frac{P_f}{D_h} \right)^{2,3} \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^{-1,6} N_L^{-0,65} \quad (121)$$

$$J8 = 0,0814 (\ln(Re_{Dc}) - 3) \quad (122)$$

Parâmetro f para $N_L = 1$

$$f = 3,17 \times 10^{-3} \cdot Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{F2} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{F3} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{F4} \left(\ln \left(\frac{A_0}{A_{tubo}} \right) \right)^{-6,0483} \quad (123)$$

$$F1 = 0,1691 + 4,4118 \left(\frac{P_f}{S_L} \right)^{-0,3} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{-2} \left(\ln \left(\frac{S_L}{S_T} \right) \cdot \left(\frac{P_f}{S_T} \right) \right)^3 \quad (124)$$

$$F2 = -2,6642 - 14,3809 \left(\frac{1}{\ln(Re_{Dc})} \right) \quad (125)$$

$$F3 = -0,6816 \cdot \ln\left(\frac{P_f}{S_L}\right) \quad (126)$$

$$F4 = 6,4668 \left(\frac{P_f}{S_T}\right)^{1,7} \ln\left(\frac{A_0}{A_{tubo}}\right) \quad (127)$$

Parâmetro f para $N_L > 1$

$$f = 6,393 \times 10^{-2} \cdot Re_{Dc}^{F5} \left(\frac{P_f}{D_C}\right)^{F6} \left(\frac{D_h}{D_C}\right)^{F7} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{F8} N_L^{F9} (\ln(Re_{Dc}) - 4,0)^{-1,093} \quad (128)$$

$$F5 = 0,1395 - 0,0101 \left(\frac{P_f}{S_L}\right)^{0,58} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{-2} \left(\ln\left(\frac{A_0}{A_{tubo}}\right) \cdot \left(\frac{S_L}{S_T}\right)\right)^{1,9} \quad (129)$$

$$F6 = -6,4367 \left(\frac{1}{\ln(Re_{Dc})}\right) \quad (130)$$

$$F7 = 0,07191 \cdot \ln(Re_{Dc}) \quad (131)$$

$$F8 = -2,0585 \left(\frac{P_f}{S_T}\right)^{1,67} \ln(Re_{Dc}) \quad (132)$$

$$F9 = 0,1036 \cdot \ln\left(\frac{S_L}{S_T}\right) \quad (133)$$

Faixas de aplicação:

$$300 < Re_{Dc} < 7000$$

$$6,93 \times 10^{-3} < D_C < 10,42 \times 10^{-3}$$

$$1,21 \times 10^{-3} < P_f < 2,49 \times 10^{-3}$$

$$1 < N_L < 6$$

$$17,7 \times 10^{-3} < S_T < 25,4 \times 10^{-3}$$

$$12,7 \times 10^{-3} < S_L < 19,05 \times 10^{-3}$$

$$0,79 \times 10^{-3} < L_h < 1,4 \times 10^{-3}$$

$$1,7 \times 10^{-3} < L_p < 3,75 \times 10^{-3}$$

- **Correlação de WANG et al. (1997) para os parâmetros e f para aletas wavy**

$$j = \frac{1,201}{\left[\ln \left(Re_{Dc} \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right) \right) \right]^{2,921}} \quad (134)$$

$$f = \frac{16,67}{[\ln(Re_{Dc})]^{2,64}} \left(\frac{A_0}{A_{tubo}} \right)^{-0,096} N_L^{0,098} \quad (135)$$

Faixas de aplicação:

$$350 < Re_{Dc} < 7000$$

$$D_C = 10,3 \times 10^{-3}$$

$$1,69 \times 10^{-3} < P_f < 3,53 \times 10^{-3}$$

$$1 < N_L < 4$$

$$S_T = 25,4 \times 10^{-3}$$

$$S_L = 19,05 \times 10^{-3}$$

$$\delta_f = 0,12 \times 10^{-3}$$

APÊNDICE 3

LISTA DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NO APARATO EXPERIMENTAL

Tabela 45: Lista dos componentes do circuito de ar

Componente	Fornecedor	Fabricante	Especificação
Ventilador centrífugo	EBM - Brasil	Ziehl-Abegg	- RH28M 2DK.3F-2R (ventilador) - 275.848 (inlet ring)
Inversor de frequência	Weg	Weg	CFW080040T3848PSZ
Termopares	Omega	Omega	PR-T-24-SLE
Sensor de umidade	Honeywell	Honeywell	HiH-3610 series
Bocais	Helander Metal Spinning Co.		
Transdutores de pressão	Hygro-Term	Dwyer Instruments	607-2 (DP condensador) 607-4 (DP bocal e Saída bocal - amb) 607-7 (Ent condensador - amb)
Fonte de alimentação	MCE - Microtécnica Sistemas de Energia	MCE - Microtécnica Sistemas de Energia	1 MCE 856 110/220VAC - 24Vcc 3 A máx
Módulo de potência	Euro Temp System Ltda.	Eurotherm Controls	- 2216E/CC/VH/H7/XX/XX/2XX/ENG (controlador micro processado) - TE10A-16A-230V-4-20mA-FC-ENG (módulo de potência)
PID	HBM	HBM	2216e
Telas para uniformização dos perfis de velocidade			
Misturadores de ar para uniformização da temperatura			

Tabela 46: Lista dos componentes do circuito de refrigerante

Componente	Fornecedor	Fabricante	Especificação
Banho termostático	Marconi	Marconi	Mod MA-470/E Serie 0413585 220V 8500 W
Bomba de engrenagens	Tetralon	Micropump	P/N 813770699 Mod. 221/56C-000 Ser. 915451
Trocador de placas	Alfa Laval	Alfa Laval	CB26-34M (H27;B21)
Unidade de água gelada	Mecalor	Mecalor	GA-22
Medidor de Vazão Mássica	Sprintter Representações	Siemens	- Sensor Mass 2100 DI3 código FDK 083L2551 - Conversor Módulo Mass 6000 código FDK 083H0222 - Cabo de conexão código 083H3015
Trocador de calor	Mipal, Tosi e Heat Craft	Mipal, Tosi e Heat Craft	Código Embraco 15352009
Transdutores de pressão	HBM	HBM	P3MB para 20 bar e com 2 mV/V números de série: G16555 (NRVA3) e G16548 (NRVA7)
Fonte de alimentação	MCE - Microtécnica Sistemas de Energia	MCE - Microtécnica Sistemas de Energia	1 MCE 875 110/220VAC - 5VCC 3A
Termopares	Omega	Omega	Part# TMQSS-020U-6 QC# PL 071902
Filtro secador	Danfoss	Danfoss	Liquid line filter drier DML 0335 N° 023Z5050 Volume 0,038 l

Tabela 47: Lista dos componentes do sistema de aquisição de dados

Componente	Fornecedor	Fabricante	Especificação
Sistema de aquisição de sinais	Agilent Technologies - Brasil	Agilent Technologies	E1300B / E1343A / E1351A / E1344A / 82350B / 10833B (Sist. de aquisição / Módulo Multiplexador de 16 canais por placa)
Sistema de aquisição de sinais	Agilent Technologies - Brasil	Agilent Technologies	Multifunction Switch Measure Unit 34980A Placa externa 34923T
Transdutor de potência	Yokogawa	Yokogawa	2285A-013/WZZ/AN 0-2200 W 4-20 mA

APÊNDICE 4
PROJETO DO TÚNEL DE VENTO

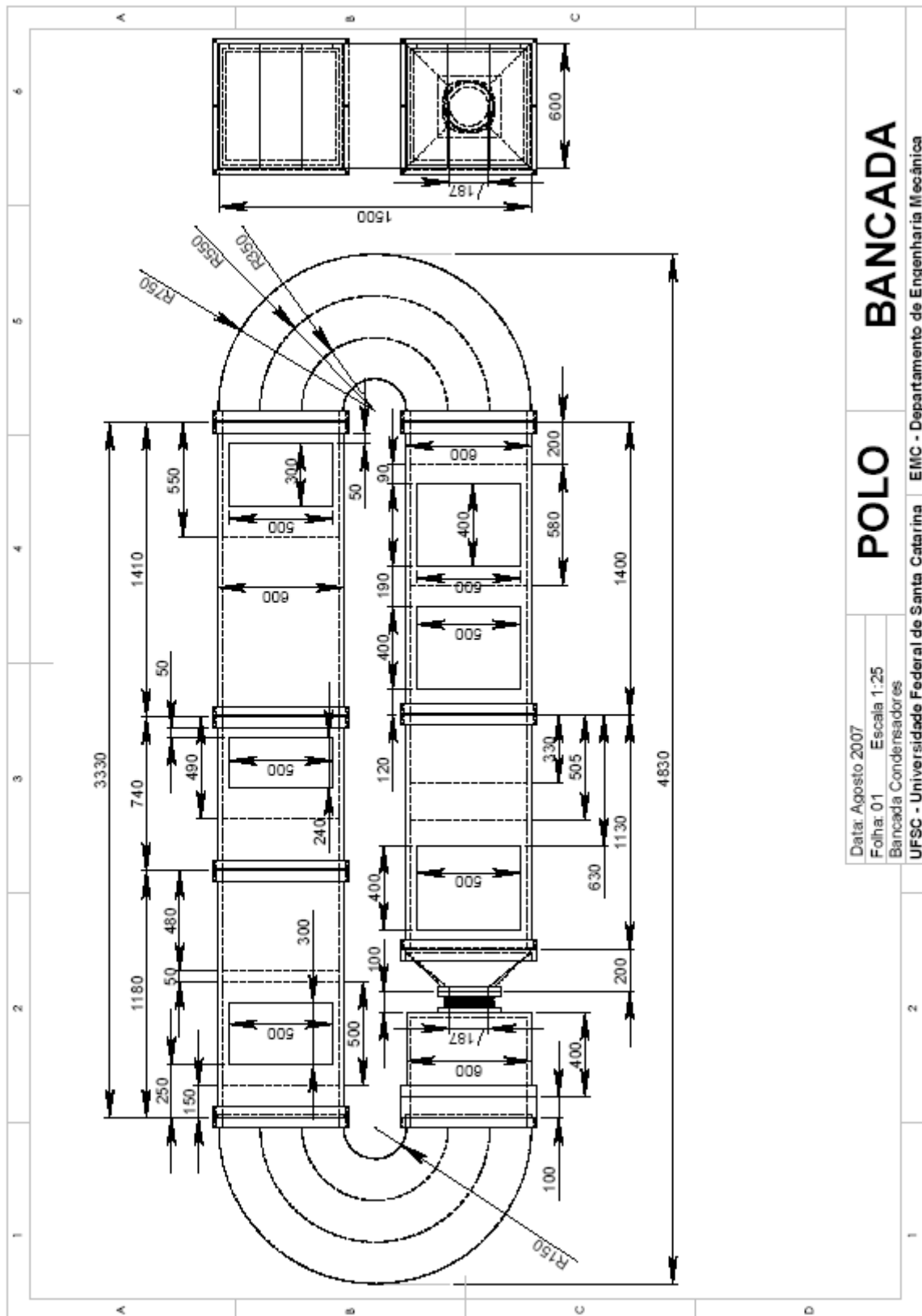


Figura 113: Desenho detalhado do túnel de vento

APÊNDICE 5

PROCEDIMENTOS PARA LIGAR E DESLIGAR A BANCADA

Os fluxogramas dos processos para ligar e desligar a bancada estão mostrados respectivamente nas figuras 114 e 115.

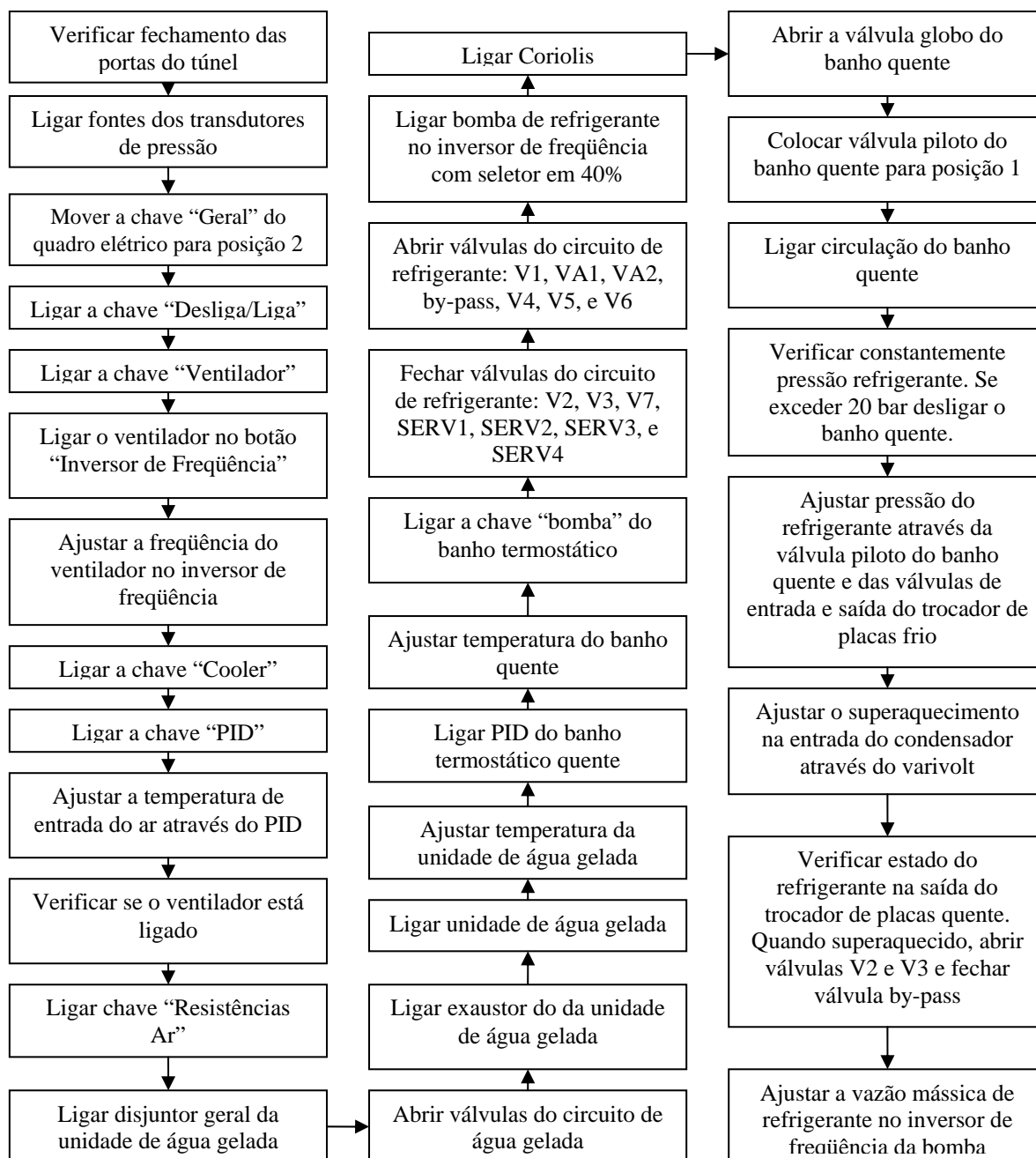


Figura 114: Procedimento para ligar a bancada

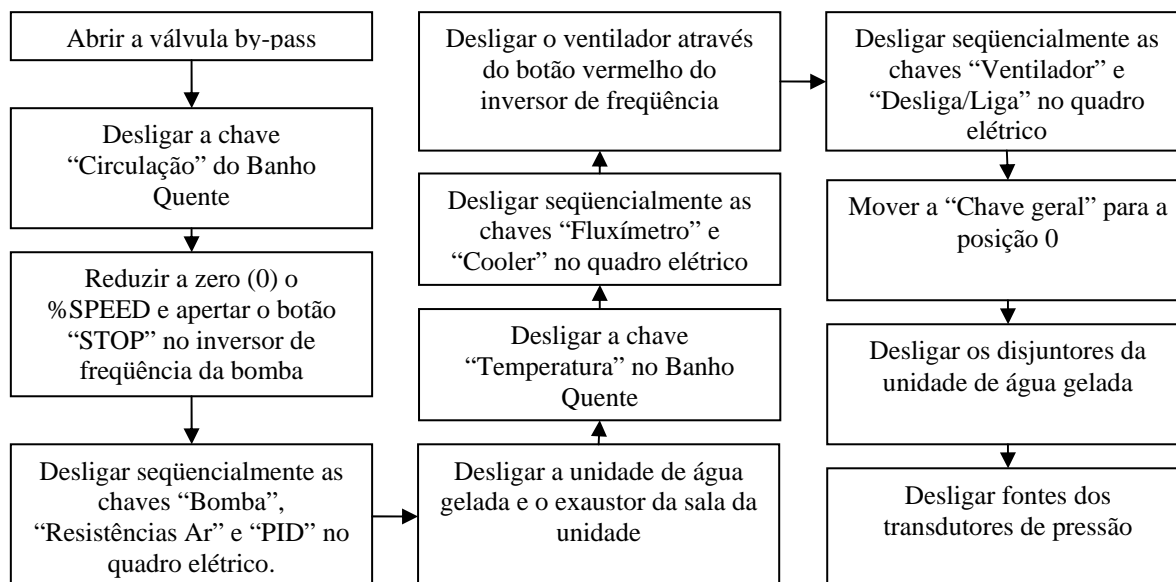
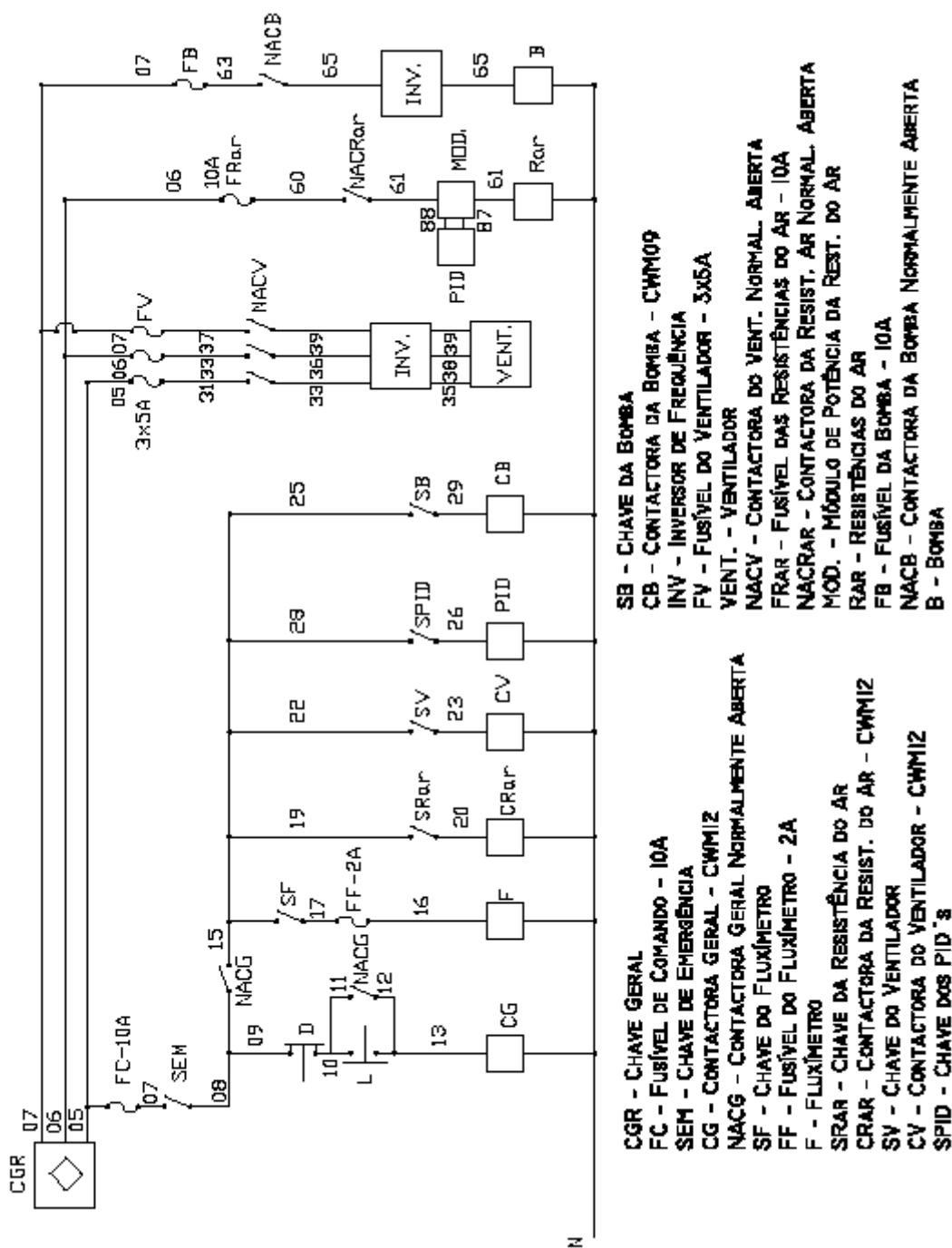


Figura 115: Procedimento para desligar a bancada

APÊNDICE 6 DIAGRAMA ELÉTRICO



APÊNDICE 7

GEOMETRIAS DOS CONDENSADORES

Os condensadores utilizados no presente trabalho apresentam as características gerais mostradas na tabela 48. As características específicas de cada configuração estão mostradas na tabela 49. As figuras 118 e 119 mostram as cotas da borda corrugada. As figuras 120 e 121 mostram as cotas da aletas *wavy* com *louver*. As cotas da aleta piramidal são mostradas na figura 122. Fotos ilustrativas são apresentadas nas figuras 123 a 132.

Tabela 48: Características gerais dos condensadores

Característica	Valor
D_o [m]	9,5E-3
D_i [m]	8,5E-3
δ_f [m]	0,15E-3
Largura [m]	305E-3
Altura [m]	254E-3
Profundidade [m]	44E-3
S_L [m]	22E-3
S_T [m]	25,4E-3
Material da aleta	Alumínio
Material do tubo	Cobre

Tabela 49: Características específicas dos condensadores

Configuração	Tipo de aleta	Tipo de borda	<i>Louver</i>	S [mm]
W_C_S_4,5	<i>Wavy</i>	Corrugada	Sem	4,5
W_L_S_1,9	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	1,9
W_L_S_2,6	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	2,6
W_L_S_3,2	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	3,2
W_L_S_3,8	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	3,8
W_L_S_4,5	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	4,5
W_L_S_3,0	<i>Wavy</i>	Lisa	Sem	3,0
P_L_S_4,5	Piramidal	Lisa	Sem	4,5

Tabela 49: Características específicas dos condensadores (continuação)

P_L_S_3,0	Piramidal	Lisa	Sem	3,0
W_L_C_4,5	Wavy	Lisa	Com	4,5
W_L_C_3,0	Wavy	Lisa	Com	3,0
P_L_C_4,5	Piramidal	Lisa	Com	4,5
P_L_C_3,0	Piramidal	Lisa	Com	3,0

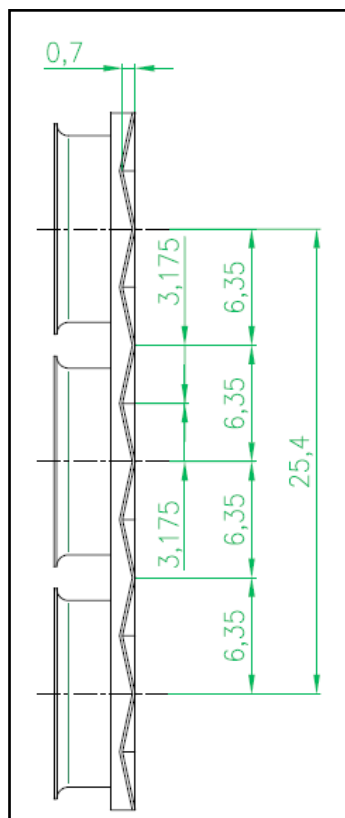


Figura 118: Dimensões da borda corrugada

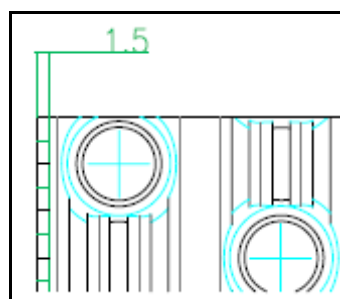


Figura 119: Dimensões da borda corrugada

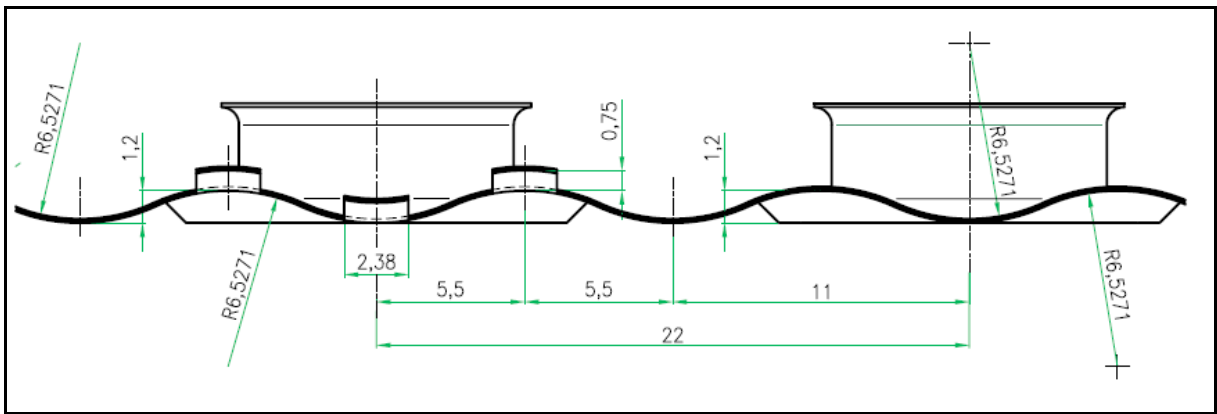


Figura 120: Dimensões da aleta wavy e do *louver*

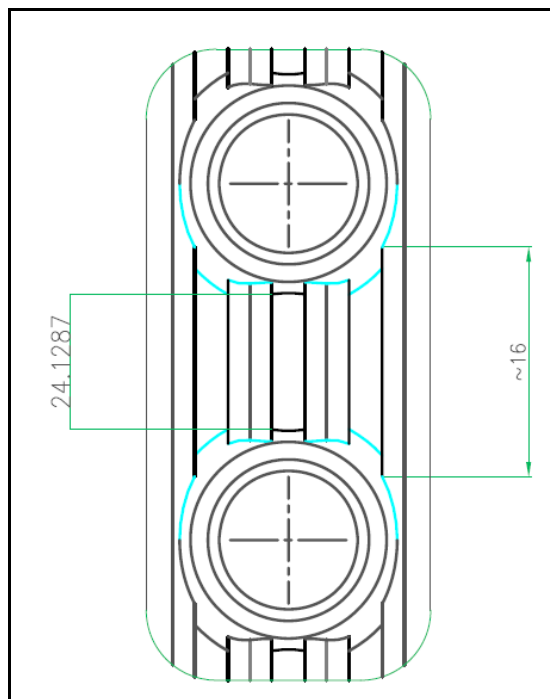


Figura 121: Dimensões do *louver*

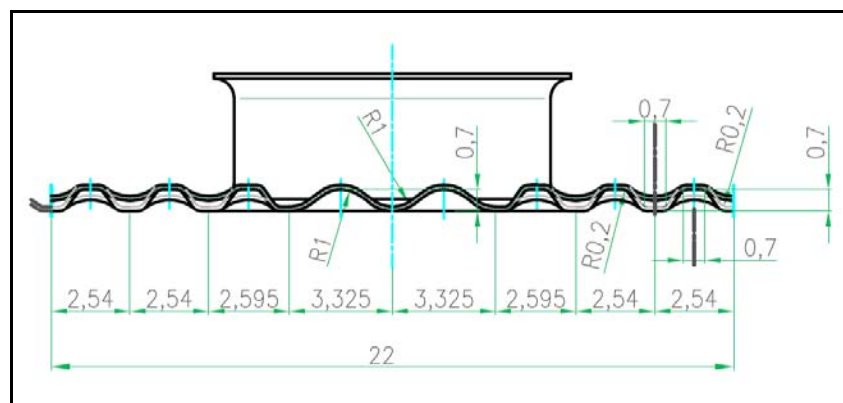


Figura 122: Dimensões da aleta piramidal



Figura 123: Aleta *wavy* sem *louver* e com borda lisa



Figura 124: Aleta *wavy* sem *louver* e com borda lisa



Figura 125: Aleta *wavy* sem *louver* e com borda corrugada



Figura 126: Aleta *wavy* sem *louver* e com borda corrugada



Figura 127: Aleta *wavy* com *louver* e com borda corrugada



Figura 128: Aleta *wavy* com *louver* e com borda corrugada

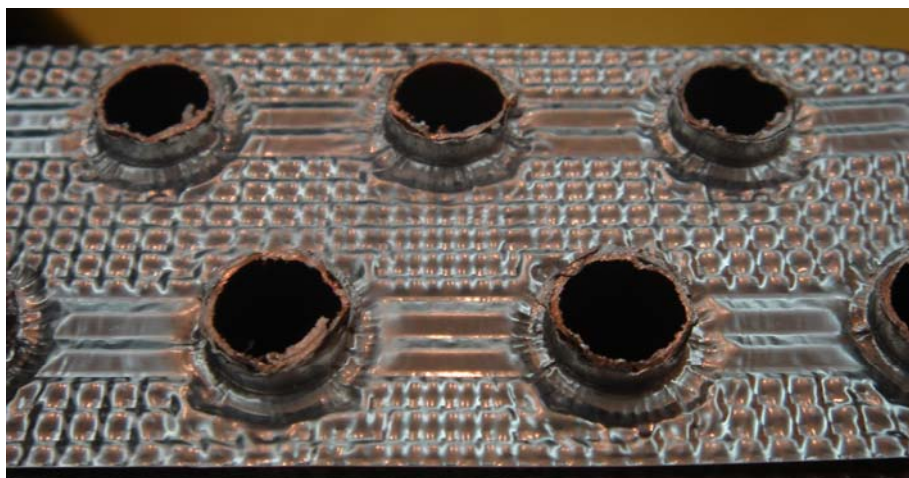


Figura 129: Aleta piramidal sem *louver* e com borda lisa

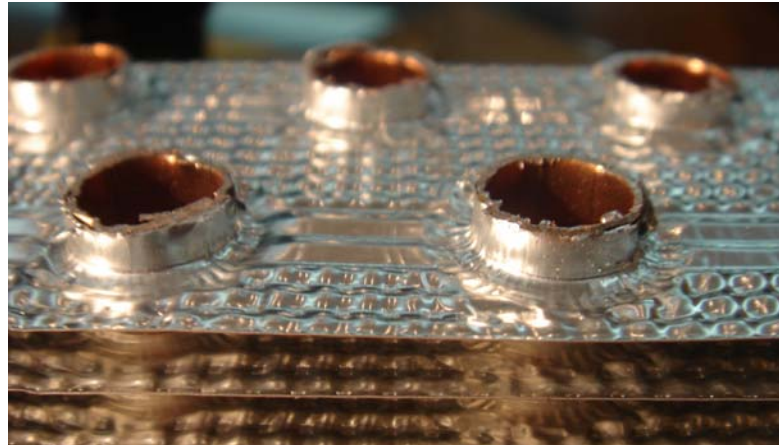


Figura 130: Aleta piramidal sem *louver* e com borda lisa

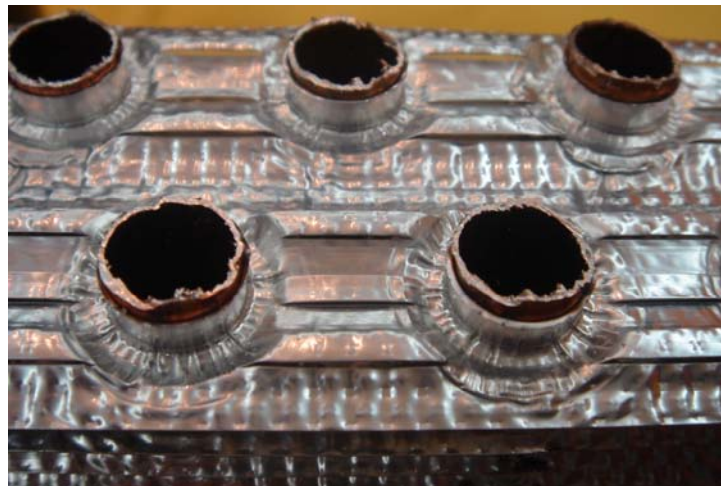


Figura 131: Aleta piramidal com *louver* e com borda lisa



Figura 132: Aleta piramidal com *louver* e com borda lisa

APÊNDICE 8

TABELAS DE RESULTADOS – EFEITO DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO

As tabelas de 50 a 53 mostram os dados obtidos durante a avaliação do efeito do processo de fabricação. A amostra de número 1 do fabricante A foi substituída pela amostra de número 3, pois as aletas da amostra 1 foram danificadas durante a preparação dos testes.

Tabela 50: Efeito do processo de fabricação – descrição dos testes

Fabricante	Amostra #	Réplica	Teste #
A	2	1	A_2_1
A	2	2	A_2_2
A	3	1	A_3_1
A	3	2	A_3_2
A	2	1	A_2_1
A	2	2	A_2_2
A	3	1	A_3_1
A	3	2	A_3_2
B	2	1	B_2_1
B	2	2	B_2_2
B	1	1	B_1_1
B	1	2	B_1_2
B	2	1	B_2_1
B	2	2	B_2_2
B	1	1	B_1_1
B	1	2	B_1_2
C	1	1	C_1_1
C	1	2	C_1_2
C	2	1	C_2_1
C	2	2	C_2_2
C	1	1	C_1_1
C	1	2	C_1_2
C	2	1	C_2_1
C	2	2	C_2_2

Tabela 51: Efeito do processo de fabricação – medições do lado do ar

Teste #	$T_{ar,ent}$ [°C]	ΔT_{cond} [°C]	ΔP_{cond} [Pa]
A_2_1	30,09	2,49	2,730E+01
A_2_2	30,02	2,57	2,655E+01
A_3_1	30,01	2,48	2,630E+01
A_3_2	29,85	2,52	2,705E+01
A_2_1	30,00	1,70	1,241E+02
A_2_2	29,99	1,60	1,202E+02
A_3_1	29,98	1,54	1,194E+02
A_3_2	30,01	1,64	1,183E+02

Tabela 51: Efeito do processo de fabricação – medições do lado do ar (continuação)

B_2_1	30,04	2,11	2,468E+01
B_2_2	30,01	2,22	2,477E+01
B_1_1	29,90	2,20	2,407E+01
B_1_2	29,93	2,23	2,416E+01
B_2_1	29,87	1,40	1,136E+02
B_2_2	30,00	1,39	1,113E+02
B_1_1	29,99	1,42	1,130E+02
B_1_2	30,18	1,44	1,099E+02
C_1_1	30,01	2,30	2,334E+01
C_1_2	29,99	2,27	2,322E+01
C_2_1	29,80	2,24	2,378E+01
C_2_2	29,96	2,28	2,381E+01
C_1_1	30,21	1,36	1,042E+02
C_1_2	30,20	1,45	1,055E+02
C_2_1	30,08	1,42	1,057E+02
C_2_2	30,14	1,41	1,077E+02

Tabela 52: Efeito do processo de fabricação – medições do lado do refrigerante

Teste #	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]	m_{refri} [kg/h]	$P_{refri,ent}$ [bar]	$P_{refri,sai}$ [bar]
A_2_1	4,12	5,87	1,319E+01	1,044E+01	1,041E+01
A_2_2	4,34	6,26	1,347E+01	1,052E+01	1,049E+01
A_3_1	5,38	5,37	1,239E+01	1,025E+01	1,023E+01
A_3_2	5,18	6,25	1,282E+01	1,032E+01	1,029E+01
A_2_1	3,73	5,10	1,993E+01	1,044E+01	1,040E+01
A_2_2	4,70	5,82	1,859E+01	1,036E+01	1,032E+01
A_3_1	4,99	6,69	1,756E+01	1,031E+01	1,028E+01
A_3_2	4,86	6,54	1,830E+01	1,035E+01	1,032E+01
B_2_1	6,28	3,59	1,097E+01	1,003E+01	1,000E+01
B_2_2	4,43	6,23	1,149E+01	1,038E+01	1,035E+01
B_1_1	4,72	6,15	1,200E+01	1,035E+01	1,032E+01
B_1_2	5,21	5,50	1,164E+01	1,023E+01	1,020E+01
B_2_1	5,51	5,42	1,696E+01	1,024E+01	1,021E+01
B_2_2	4,41	5,36	1,645E+01	1,031E+01	1,028E+01
B_1_1	4,67	6,81	1,651E+01	1,038E+01	1,035E+01
B_1_2	4,52	6,41	1,654E+01	1,035E+01	1,032E+01
C_1_1	4,54	5,95	1,218E+01	1,040E+01	1,038E+01
C_1_2	4,65	5,34	1,144E+01	1,036E+01	1,032E+01
C_2_1	5,08	5,78	1,123E+01	1,023E+01	1,020E+01
C_2_2	4,87	5,28	1,148E+01	1,022E+01	1,018E+01
C_1_1	4,86	6,11	1,560E+01	1,029E+01	1,027E+01
C_1_2	4,04	6,05	1,641E+01	1,045E+01	1,041E+01
C_2_1	4,85	5,99	1,595E+01	1,036E+01	1,034E+01
C_2_2	5,04	6,21	1,598E+01	1,032E+01	1,028E+01

Tabela 53: Efeito do processo de fabricação – parâmetros j e f

Teste #	V_{ar} [m ³ /h]	Q_{ar} [W]	Q_{refri} [W]	$Q_{ar,corrig}$ [W]	Q_{med} [W]	j	f
A_2_1	711,8	577,6	643,3	642,8	643,1	5,32E-03	1,90E-02
A_2_2	699,4	587,3	658,9	653,9	656,4	5,09E-03	1,87E-02
A_3_1	701,8	568,5	608,5	617,4	613,0	6,91E-03	2,12E-02
A_3_2	705,5	584,0	632,9	637,8	635,3	7,15E-03	2,21E-02
A_2_1	1635,0	909,3	963,5	976,9	970,2	4,21E-03	1,64E-02
A_2_2	1603,0	844,1	910,8	915,8	913,3	4,21E-03	1,61E-02
A_3_1	1605,0	815,7	869,1	880,9	875,0	6,23E-03	1,84E-02
A_3_2	1596,0	859,0	903,0	920,8	911,9	7,04E-03	1,89E-02
B_2_1	709,3	487,1	536,2	544,1	540,2	5,08E-03	1,73E-02
B_2_2	708,2	514,4	563,9	570,8	567,3	5,04E-03	1,70E-02
B_1_1	694,7	502,7	589,8	572,0	580,9	5,06E-03	2,00E-02
B_1_2	704,3	513,8	572,2	564,3	568,3	5,48E-03	1,98E-02
B_2_1	1632,0	747,9	834,4	817,4	825,9	3,27E-03	1,50E-02
B_2_2	1615,0	736,8	802,3	807,0	804,7	3,40E-03	1,47E-02
B_1_1	1607,0	752,4	815,3	817,8	816,6	4,63E-03	1,76E-02
B_1_2	1602,0	755,2	813,8	811,0	812,4	4,50E-03	1,74E-02
C_1_1	712,9	536,3	596,2	589,6	592,9	5,31E-03	1,85E-02
C_1_2	703,3	525,6	558,5	568,8	563,6	5,72E-03	1,86E-02
C_2_1	714,4	525,0	553,1	566,3	559,7	6,65E-03	1,89E-02
C_2_2	708,2	525,6	562,5	570,6	566,6	6,23E-03	1,93E-02
C_1_1	1610,0	713,8	767,9	779,6	773,7	4,95E-03	1,62E-02
C_1_2	1605,0	765,1	800,9	819,9	810,4	4,85E-03	1,63E-02
C_2_1	1595,0	742,6	783,3	797,2	790,3	4,68E-03	1,69E-02
C_2_2	1607,0	745,5	788,2	802,9	795,5	5,45E-03	1,70E-02

APÊNDICE 9

TABELAS DE RESULTADOS – EFEITO DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS

As tabelas de 54 a 57 mostram os dados obtidos durante a avaliação do efeito do espaçamento entre aletas.

Tabela 54: Efeito do espaçamento entre aletas – descrição dos testes

S	Amostra #	Repetição	Teste #
1,9	2	1	1,9_2_1
1,9	1	2	1,9_1_2
1,9	2	1	1,9_2_1
1,9	1	1	1,9_1_1
1,9	2	1	1,9_2_1
1,9	1	2	1,9_1_2
2,6	2	1	2,6_2_1
2,6	1	2	2,6_1_2
2,6	2	1	2,6_2_1
2,6	1	1	2,6_1_1
2,6	2	1	2,6_2_1
2,6	1	1	2,6_1_1
3,2	2	1	3,2_2_1
3,2	1	2	3,2_1_2
3,2	2	1	3,2_2_1
3,2	1	1	3,2_1_1
3,2	2	1	3,2_2_1
3,2	1	2	3,2_1_2
3,8	2	1	3,8_2_1
3,8	2	1	3,8_2_1
3,8	1	1	3,8_1_1
3,8	2	1	3,8_2_1
3,8	1	1	3,8_1_1
3,8	2	1	3,8_2_1
3,8	1	1	3,8_1_1
4,5	2	1	4,5_2_1
4,5	1	2	4,5_1_2
4,5	2	1	4,5_2_1
4,5	1	1	4,5_1_1
4,5	2	1	4,5_2_1
4,5	1	1	4,5_1_1

Tabela 55: Efeito do espaçamento entre aletas – medições do lado do ar

Teste #	T _{ar,ent} [°C]	ΔT _{cond} [°C]	ΔP _{cond} [Pa]
1.9 2 1	30,36	4,49	1,172E+01
1.9 1 2	30,04	4,93	1,146E+01
1.9 2 1	30,10	3,31	4,500E+01
1.9 1 1	29,93	3,59	4,466E+01
1.9 2 1	29,99	2,32	1,427E+02
1.9 1 2	30,16	2,15	1,426E+02
2.6 2 1	30,00	4,27	8,073E+00
2.6 1 2	29,80	4,23	8,177E+00
2.6 2 1	29,96	2,92	3,455E+01
2.6 1 1	30,07	2,98	3,562E+01
2.6 2 1	29,90	1,86	1,426E+02
2.6 1 1	30,00	1,86	1,426E+02
3.2 2 1	29,88	3,69	6,960E+00
3.2 1 2	29,99	3,77	7,244E+00
3.2 2 1	29,90	2,66	2,970E+01
3.2 1 1	29,94	2,67	3,079E+01
3.2 2 1	30,39	1,62	1,336E+02
3.2 1 2	30,07	1,68	1,385E+02
3.8 2 1	29,99	3,57	5,930E+00
3.8 2 1	29,97	3,53	5,945E+00
3.8 1 1	30,10	3,23	6,008E+00
3.8 2 1	30,04	2,24	2,746E+01
3.8 1 1	30,23	2,18	2,739E+01
3.8 2 1	30,01	1,49	1,208E+02
3.8 1 1	30,28	1,49	1,249E+02
4.5 2 1	30,09	2,78	5,444E+00
4.5 1 2	29,97	3,03	5,476E+00
4.5 2 1	29,92	2,02	2,518E+01
4.5 1 1	29,99	2,23	2,418E+01
4.5 2 1	30,18	1,23	1,177E+02
4.5 1 1	30,06	1,24	1,134E+02

Tabela 56: Efeito do espaçamento entre aletas – medições do lado do refrigerante

Teste #	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]	m_{refri} [kg/h]	$P_{refri,ent}$ [bar]	$P_{refri,sai}$ [bar]
1.9_2_1	4,92	5,75	1,114E+01	1,029E+01	1,028E+01
1.9_1_2	4,48	5,40	1,242E+01	1,041E+01	1,040E+01
1.9_2_1	4,75	6,19	1,798E+01	1,042E+01	1,040E+01
1.9_1_1	4,82	5,91	1,971E+01	1,050E+01	1,049E+01
1.9_2_1	4,82	6,30	2,712E+01	1,046E+01	1,044E+01
1.9_1_2	4,45	6,01	2,572E+01	1,043E+01	1,041E+01
2.6_2_1	4,61	5,99	1,057E+01	1,034E+01	1,034E+01
2.6_1_2	4,67	6,53	1,059E+01	1,039E+01	1,037E+01
2.6_2_1	4,29	6,06	1,637E+01	1,052E+01	1,050E+01
2.6_1_1	4,59	5,63	1,648E+01	1,036E+01	1,035E+01
2.6_2_1	4,66	5,65	2,268E+01	1,043E+01	1,041E+01
2.6_1_1	4,09	6,79	2,284E+01	1,050E+01	1,048E+01
3.2_2_1	4,71	6,52	9,532E+00	1,039E+01	1,038E+01
3.2_1_2	5,19	6,37	9,479E+00	1,038E+01	1,036E+01
3.2_2_1	5,09	6,54	1,438E+01	1,037E+01	1,036E+01
3.2_1_1	4,86	6,25	1,479E+01	1,048E+01	1,048E+01
3.2_2_1	4,66	6,16	1,986E+01	1,041E+01	1,040E+01
3.2_1_2	4,28	6,11	2,038E+01	1,044E+01	1,043E+01
3.8_2_1	4,68	6,54	8,999E+00	1,050E+01	1,049E+01
3.8_2_1	4,62	7,29	8,883E+00	1,054E+01	1,053E+01
3.8_1_1	4,71	5,97	8,660E+00	1,040E+01	1,043E+01
3.8_2_1	4,95	6,32	1,264E+01	1,036E+01	1,035E+01
3.8_1_1	4,52	6,12	1,213E+01	1,044E+01	1,043E+01
3.8_2_1	4,84	6,16	1,857E+01	1,040E+01	1,039E+01
3.8_1_1	4,31	6,47	1,826E+01	1,052E+01	1,050E+01
4.5_2_1	4,86	5,96	7,399E+00	1,040E+01	1,039E+01
4.5_1_2	4,12	6,40	8,123E+00	1,046E+01	1,045E+01
4.5_2_1	5,08	5,69	1,174E+01	1,046E+01	1,045E+01
4.5_1_1	4,11	5,74	1,258E+01	1,054E+01	1,053E+01
4.5_2_1	4,29	5,77	1,595E+01	1,040E+01	1,039E+01
4.5_1_1	4,74	6,37	1,566E+01	1,041E+01	1,041E+01

Tabela 57: Efeito do espaçamento entre aletas – parâmetros j e f

Teste #	V_{ar} [m ³ /h]	Q_{ar} [W]	Q_{refri} [W]	$Q_{ar,corrig}$ [W]	Q_{med} [W]	j	f
1.9_2_1	298,1	439,7	546,5	504,8	525,6	4,46E-03	2,46E-02
1.9_1_2	300,6	488,0	604,5	560,9	582,7	4,52E-03	2,37E-02
1.9_2_1	693,3	756,0	882,6	834,5	858,6	3,39E-03	1,74E-02
1.9_1_1	702,4	828,3	963,8	915,1	939,5	3,59E-03	1,69E-02
1.9_2_1	1558,0	1184,0	1332,3	1279,7	1306,0	2,80E-03	1,09E-02
1.9_1_2	1622,0	1145,0	1258,2	1232,1	1245,1	2,89E-03	1,01E-02
2.6_2_1	295,8	416,1	518,4	477,3	497,9	5,41E-03	2,38E-02
2.6_1_2	300,6	419,0	521,5	481,7	501,6	5,33E-03	2,34E-02
2.6_2_1	700,3	675,4	798,6	759,8	779,2	3,98E-03	1,82E-02
2.6_1_1	712,3	697,7	805,2	774,6	789,9	4,49E-03	1,81E-02
2.6_2_1	1592,0	983,9	1107,6	1068,7	1088,2	2,98E-03	1,45E-02
2.6_1_1	1626,0	999,0	1120,6	1080,0	1100,3	3,09E-03	1,39E-02
3.2_2_1	298,0	364,0	469,2	424,7	447,0	5,48E-03	2,44E-02
3.2_1_2	301,0	372,6	467,7	433,6	450,6	5,90E-03	2,49E-02
3.2_2_1	693,8	605,2	710,1	673,3	691,7	4,51E-03	1,92E-02
3.2_1_1	699,8	612,9	725,9	682,3	704,1	4,25E-03	1,96E-02
3.2_2_1	1596,0	853,2	974,0	932,0	953,0	3,28E-03	1,64E-02
3.2_1_2	1607,0	894,0	996,1	966,9	981,5	3,36E-03	1,67E-02
3.8_2_1	293,0	342,1	442,0	402,2	422,1	5,99E-03	2,52E-02
3.8_2_1	293,1	338,6	438,4	397,7	418,1	6,14E-03	2,53E-02
3.8_1_1	300,7	318,8	423,8	380,1	401,9	5,77E-03	2,43E-02
3.8_2_1	703,7	521,9	622,5	580,5	601,5	4,30E-03	2,02E-02
3.8_1_1	707,7	505,9	593,8	568,1	580,9	4,30E-03	2,00E-02
3.8_2_1	1600,0	781,9	912,1	854,7	883,4	3,09E-03	1,72E-02
3.8_1_1	1611,0	785,2	894,2	859,5	876,9	3,31E-03	1,76E-02
4.5_2_1	296,1	270,5	362,8	325,3	344,1	5,84E-03	2,66E-02
4.5_1_2	302,0	300,3	397,4	356,7	377,1	6,00E-03	2,54E-02
4.5_2_1	704,1	470,0	574,4	535,4	554,9	4,30E-03	2,18E-02
4.5_1_1	710,3	520,9	611,0	583,4	597,2	4,66E-03	2,03E-02
4.5_2_1	1613,0	660,4	778,0	737,7	757,9	3,13E-03	1,94E-02
4.5_1_1	1618,0	660,3	769,6	730,5	750,0	3,09E-03	1,83E-02

APÊNDICE 10

TABELAS DE RESULTADOS – EFEITO COMBINADO DA GEOMETRIA DA ALETA E DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS

As tabelas de 58 a 61 mostram os dados obtidos durante a avaliação do efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas.

Tabela 58: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas –
descrição dos testes

Trocador	Amostra #	Teste #
P_L_S_3,0	1	1
P_L_C_4,5	1	2
W_L_S_3,0	1	3
P_L_S_4,5	1	4
P_L_C_4,5	2	5
W_L_S_4,5	1	6
W_L_S_4,5	2	7
W_L_C_4,5	2	8
P_L_C_3,0	1	9
P_L_C_3,0	2	10
W_L_C_3,0	1	11
P_L_S_3,0	2	12
W_L_S_3,0	2	13
W_L_C_4,5	2	14
P_L_S_4,5	2	15
W_L_C_3,0	2	16

Tabela 59: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – medições do lado do ar

Teste #	T _{ar,ent} [°C]	ΔT _{cond} [°C]	ΔP _{cond} [Pa]
1	20,28	2,62	2,902E+01
2	20,26	2,52	3,256E+01
3	20,34	2,80	3,111E+01
4	20,06	2,00	2,378E+01
5	20,10	2,46	3,158E+01
6	20,26	2,06	2,488E+01
7	19,98	2,28	2,517E+01
8	20,01	2,40	3,089E+01
9	20,22	3,17	4,047E+01
10	20,07	3,12	3,983E+01
11	20,01	3,20	4,026E+01
12	20,19	2,66	2,909E+01
13	20,13	2,65	3,152E+01
14	20,44	2,29	2,959E+01
15	20,21	2,08	2,302E+01
16	19,95	3,15	3,940E+01

Tabela 60: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas – medições do lado do refrigerante

Teste #	ΔT _{sup} [°C]	ΔT _{sub} [°C]	m _{refri} [kg/h]	P _{refri,ent} [bar]	P _{refri,sai} [bar]
1	8,46	6,87	1,290E+01	8,076E+00	8,079E+00
2	8,90	6,50	1,229E+01	8,020E+00	8,010E+00
3	8,74	6,56	1,390E+01	8,031E+00	8,018E+00
4	8,83	6,32	9,938E+00	7,971E+00	7,975E+00
5	8,99	6,48	1,216E+01	8,063E+00	8,051E+00
6	9,01	7,14	1,032E+01	7,994E+00	8,006E+00
7	9,10	6,37	1,144E+01	8,057E+00	8,048E+00
8	9,05	6,37	1,213E+01	8,040E+00	8,031E+00
9	9,22	6,27	1,523E+01	8,025E+00	8,014E+00
10	8,93	6,96	1,500E+01	8,040E+00	8,031E+00
11	9,08	6,44	1,547E+01	8,050E+00	8,036E+00
12	9,16	6,72	1,302E+01	8,017E+00	8,008E+00
13	9,08	6,40	1,325E+01	8,021E+00	8,024E+00
14	9,29	6,11	1,126E+01	8,024E+00	8,020E+00
15	9,01	6,18	1,035E+01	8,004E+00	7,997E+00
16	9,05	6,45	1,524E+01	8,064E+00	8,054E+00

Tabela 61: Efeito combinado da geometria da aleta e do espaçamento entre aletas –
parâmetros j e f

Teste #	V_{ar} [m ³ /h]	Q_{ar} [W]	Q_{refri} [W]	$Q_{ar,corrige}$ [W]	Q_{med} [W]	j	f
1	696,7	621,5	681,9	647,9	664,9	3,72E-03	1,64E-02
2	692,5	592,1	650,3	616,3	633,3	5,39E-03	2,72E-02
3	693,2	660,4	735,3	692,4	713,9	4,27E-03	1,83E-02
4	700,6	474,0	525,3	489,9	507,6	4,34E-03	1,99E-02
5	697,6	582,2	643,1	609,8	626,4	5,16E-03	2,67E-02
6	701,8	488,8	549,2	511,3	530,2	4,28E-03	2,08E-02
7	703,1	543,7	604,8	571,0	587,9	4,58E-03	2,09E-02
8	698,8	569,7	641,5	600,4	620,9	4,85E-03	2,56E-02
9	688,6	738,2	805,7	773,0	789,4	5,14E-03	2,43E-02
10	690,7	731,2	796,1	764,4	780,2	5,05E-03	2,37E-02
11	684,2	748,6	818,5	785,0	801,7	5,01E-03	2,42E-02
12	698,6	628,7	691,2	653,7	672,4	3,89E-03	1,66E-02
13	693,0	625,7	701,1	657,2	679,1	3,81E-03	1,85E-02
14	692,7	539,5	595,0	563,7	579,4	4,89E-03	2,50E-02
15	702,5	492,8	547,1	509,1	528,1	4,10E-03	1,92E-02
16	684,7	735,0	805,9	771,3	788,6	4,76E-03	2,37E-02

APÊNDICE 11

TABELAS DE RESULTADOS – EFEITO DO TIPO DE BORDA

As tabelas de 62 a 65 mostram os dados obtidos durante a avaliação do efeito do tipo de borda.

Tabela 62: Efeito do tipo de borda – descrição dos testes

Tipo de borda	Amostra #	Réplica	Teste #
Lisa	2	2	L_2_2
Corrugada	1	1	C_1_1
Corrugada	2	1	C_2_1
Lisa	2	1	L_2_1
Corrugada	1	2	C_1_2
Corrugada	2	2	C_2_2
Lisa	2	3	L_2_3
Lisa	1	3	L_1_3
Lisa	1	2	L_1_2
Lisa	1	1	L_1_1
Corrugada	2	3	C_2_3
Corrugada	1	3	C_1_3

Tabela 63: Efeito do tipo de borda – medições do lado do ar

Teste #	$T_{ar,ent}$ [°C]	ΔT_{cond} [°C]	ΔP_{cond} [Pa]
L_2_2	20,26	2,31	2,555E+01
C_1_1	20,09	2,31	2,572E+01
C_2_1	19,89	2,32	2,554E+01
L_2_1	20,27	2,33	2,569E+01
C_1_2	20,40	2,34	2,506E+01
C_2_2	20,40	2,34	2,506E+01
L_2_3	20,28	2,36	2,537E+01
L_1_3	20,15	2,44	2,607E+01
L_1_2	20,16	2,48	2,606E+01
L_1_1	20,09	2,46	2,600E+01
C_2_3	20,06	2,27	2,512E+01
C_1_3	20,16	2,27	2,525E+01

Tabela 64: Efeito do tipo de borda – medições do lado do refrigerante

Teste #	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]	m_{refri} [kg/h]	$P_{refri,ent}$ [bar]	$P_{refri,sai}$ [bar]
L_2_2	9,42	5,93	1,127E+01	7,896E+00	7,886E+00
C_1_1	9,32	6,03	1,189E+01	7,982E+00	7,976E+00
C_2_1	9,01	6,11	1,184E+01	8,015E+00	8,010E+00
L_2_1	9,11	6,41	1,160E+01	7,974E+00	7,968E+00
C_1_2	9,01	6,56	1,170E+01	8,057E+00	8,052E+00
C_2_2	9,01	6,56	1,170E+01	8,057E+00	8,052E+00
L_2_3	9,32	6,01	1,174E+01	7,968E+00	7,961E+00
L_1_3	9,10	6,43	1,197E+01	7,976E+00	7,969E+00
L_1_2	9,17	6,48	1,218E+01	8,014E+00	8,007E+00
L_1_1	9,03	6,34	1,197E+01	7,967E+00	7,957E+00
C_2_3	9,00	6,26	1,130E+01	7,960E+00	7,952E+00
C_1_3	9,26	5,86	1,135E+01	7,914E+00	7,913E+00

Tabela 65: Efeito do tipo de borda – parâmetros j e f

Teste #	V_{ar} [m ³ /h]	Q_{ar} [W]	Q_{refri} [W]	$Q_{ar,corrig}$ [W]	Q_{med} [W]	j	f
L_2_2	700,5	543,9	596,9	563,3	580,1	4,54E-03	1,91E-02
C_1_1	706,0	557,7	628,7	590,9	609,8	4,63E-03	1,99E-02
C_2_1	702,4	557,4	625,0	590,8	607,9	4,48E-03	1,99E-02
L_2_1	702,5	556,2	614,5	582,3	598,4	4,60E-03	1,91E-02
C_1_2	701,1	556,6	619,1	580,6	599,9	4,61E-03	1,96E-02
C_2_2	701,1	556,6	619,1	580,6	599,9	4,61E-03	1,96E-02
L_2_3	700,8	560,2	620,9	585,9	603,4	4,57E-03	1,89E-02
L_1_3	701,8	582,4	634,2	604,9	619,6	4,82E-03	1,94E-02
L_1_2	701,8	589,9	645,3	613,0	629,2	4,76E-03	1,94E-02
L_1_1	700,9	584,6	633,7	602,1	617,9	4,73E-03	1,94E-02
C_2_3	695,0	535,7	597,8	559,5	578,6	4,43E-03	2,00E-02
C_1_3	700,2	537,2	599,9	560,6	580,3	4,53E-03	1,98E-02

APÊNDICE 12

TABELAS DE RESULTADOS – COMPARAÇÃO COM A CORRELAÇÃO DE WANG *et al.* (1999)

As tabelas de 66 a 69 mostram os dados obtidos durante a avaliação do efeito do tipo de borda.

Tabela 66: Comparação com a correlação de WANG *et al.* (1999) – descrição dos testes

Tipo de aleta	Vazão de ar nominal [m³/h]	Teste #
<i>Wavy</i>	280	W_280
<i>Wavy</i>	420	W_420
<i>Wavy</i>	560	W_560
<i>Wavy</i>	700	W_700
<i>Wavy</i>	840	W_840
<i>Wavy</i>	980	W_980
<i>Wavy</i>	1120	W_1120
<i>Wavy</i>	1260	W_1260
<i>Wavy</i>	280	W_280
<i>Wavy</i>	560	W_560
<i>Wavy</i>	980	W_980
<i>Wavy</i>	1260	W_1260
Piramidal	280	P_280
Piramidal	420	P_420
Piramidal	560	P_560
Piramidal	700	P_700
Piramidal	840	P_840
Piramidal	980	P_980
Piramidal	1120	P_1120
Piramidal	1260	P_1260
Piramidal	280	P_280
Piramidal	560	P_560

Tabela 67: Comparação com a correlação de WANG *et al.* (1999) – medições do lado do ar

Teste #	T _{ar,ent} [°C]	ΔT _{cond} [°C]	ΔP _{cond} [Pa]
W_280	20,21	3,78	
W_420	20,09	3,13	
W_560	20,05	2,71	
W_700	20,05	2,46	
W_840	20,12	2,25	
W_980	20,15	1,99	
W_1120	20,13	1,97	
W_1260	20,24	1,78	
W_280	20,13	3,74	5,311E+00
W_560	20,07	2,70	1,768E+01
W_980	20,10	2,02	4,802E+01
W_1260	20,20	1,78	7,711E+01
P_280	20,08	3,10	
P_420	20,10	2,56	
P_560	20,09	2,15	
P_700	20,07	2,00	2,262E+01
P_840	20,13	1,82	3,178E+01
P_980	20,16	1,68	4,205E+01
P_1120	20,10	1,55	5,358E+01
P_1260	20,21	1,38	6,772E+01
P_280	20,16	3,26	4,631E+00
P_560	20,10	2,27	1,544E+01

Tabela 68: Comparação com a correlação de WANG *et al.* (1999) – medições do lado do refrigerante

Teste #	ΔT_{sup} [°C]	ΔT_{sub} [°C]	m_{refri} [kg/h]	$P_{refri,ent}$ [bar]	$P_{refri,sai}$ [bar]
W_280	8,97	5,98	7,965E+00	8,011E+00	8,006E+00
W_420	9,23	6,42	9,550E+00	7,996E+00	7,991E+00
W_560	9,20	6,35	1,080E+01	7,954E+00	7,941E+00
W_700	9,25	6,10	1,206E+01	7,954E+00	7,937E+00
W_840	9,18	6,12	1,309E+01	7,967E+00	7,959E+00
W_980	9,29	6,13	1,353E+01	7,903E+00	7,909E+00
W_1120	8,76	6,45	1,525E+01	8,055E+00	8,042E+00
W_1260	9,21	6,49	1,547E+01	8,035E+00	8,016E+00
W_280	9,06	6,41	7,808E+00	8,013E+00	8,007E+00
W_560	9,21	6,21	1,091E+01	7,973E+00	7,969E+00
W_980	8,84	6,14	1,397E+01	8,010E+00	7,991E+00
W_1260	9,00	5,87	1,577E+01	8,027E+00	8,022E+00
P_280	9,20	6,41	6,664E+00	7,956E+00	7,969E+00
P_420	9,04	6,46	8,094E+00	8,012E+00	8,007E+00
P_560	9,41	6,44	8,504E+00	7,926E+00	7,897E+00
P_700	9,15	6,14	9,970E+00	7,992E+00	7,988E+00
P_840	8,99	6,42	1,079E+01	7,980E+00	7,969E+00
P_980	9,09	6,48	1,153E+01	8,013E+00	7,997E+00
P_1120	8,98	6,59	1,219E+01	8,009E+00	7,998E+00
P_1260	9,18	6,79	1,232E+01	7,968E+00	7,970E+00
P_280	9,03	6,59	6,935E+00	8,039E+00	8,067E+00
P_560	9,08	6,37	9,140E+00	7,982E+00	7,972E+00

Tabela 69: Comparação com a correlação de WANG *et al.* (1999) – parâmetros j e f

Teste #	V_{ar} [m ³ /h]	Q_{ar} [W]	Q_{refri} [W]	$Q_{ar,corr}$ [W]	Q_{med} [W]	j	f
W_280	282,0	360,4	420,1	380,7	400,4	6,24E-03	
W_420	414,5	440,3	506,2	470,1	488,1	6,22E-03	
W_560	559,1	513,8	572,4	538,0	555,2	5,10E-03	
W_700	697,4	581,8	638,4	608,2	623,3	4,89E-03	
W_840	826,8	636,4	692,5	665,6	679,1	4,77E-03	
W_980	969,5	658,2	717,0	689,7	703,3	4,49E-03	
W_1120	1109,0	741,1	805,4	774,0	789,7	4,20E-03	
W_1260	1251,0	753,5	819,8	787,0	803,4	3,97E-03	
W_280	279,7	353,5	413,3	372,1	392,7	6,08E-03	2,49E-02
W_560	560,6	510,6	577,3	535,6	556,5	4,87E-03	2,06E-02
W_980	969,9	672,8	737,6	703,6	720,6	4,18E-03	1,87E-02
W_1260	1254,0	762,2	830,7	796,5	813,6	3,84E-03	1,80E-02
P_280	276,7	294,5	353,2	317,0	335,1	5,87E-03	
P_420	415,8	361,3	428,5	388,6	408,6	4,82E-03	
P_560	551,4	401,0	452,2	417,4	434,8	4,58E-03	
P_700	697,3	473,3	527,1	491,7	509,4	4,44E-03	1,91E-02
P_840	841,1	515,2	571,2	536,9	554,1	3,81E-03	1,85E-02
P_980	977,2	554,0	610,7	576,6	593,7	3,59E-03	1,81E-02
P_1120	1110,0	585,5	645,9	609,9	627,9	3,39E-03	1,79E-02
P_1260	1259,0	592,1	654,7	616,7	635,7	3,17E-03	1,76E-02
P_280	283,7	312,6	366,9	328,3	347,6	5,75E-03	2,36E-02
P_560	561,0	430,9	484,1	448,5	466,3	4,82E-03	2,02E-02