

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

Bruno Ferreira Pussoli

***ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE EVAPORADORES
DE ALETAS PERIFÉRICAS***

Florianópolis, SC

Setembro de 2010.

Bruno Ferreira Pussoli

***ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE EVAPORADORES
DE ALETAS PERIFÉRICAS***

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

Orientador: Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D

Florianópolis, SC

Setembro de 2010.

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da
Universidade Federal de Santa Catarina

P987a Pussoli, Bruno Ferreira

Análise e Otimização de evaporadores de aletas periféricas
[dissertação] / Bruno Ferreira Pussoli ; orientador, Jader Riso
Barbosa Júnior. –Florianópolis, SC, 2010.

177 p.: il., grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Evaporadores. 3. Permutadores
térmicos. 4. Entropia. I. Barbosa Junior, Jader Riso. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Bruno Ferreira Pussoli

***ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE EVAPORADORES
DE ALETAS PERIFÉRICAS***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica

Florianópolis, 10 de setembro de 2010

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D. - Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D. - Presidente

Prof^a. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.Eng. (UFPR)

*Aos meus pais, Carlos e Selma,
aos meus irmãos, Thiago e Carla,
à minha namorada, Iara*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Carlos e Selma, aos meus irmãos, Thiago e Carla, aos meus tios, Cecília e Milton e aos meus familiares pelo carinho e constante apoio.

A minha namorada, Iara da Cruz, pelo amor, companheirismo e compreensão.

Aos meus “padrinhos”, Lauri e Amarilis (dinda), pela força, ajuda e amizade ao longo de minha vida.

Ao prof. Jader Riso Barbosa Jr., pela orientação, dedicação, ensinamento e comprometimento com este trabalho.

Ao meu amigo João Paulo Dias e à sua noiva Jaqueline, pela ajuda e grande amizade adquirida nesta fase.

Aos colegas do laboratório, Eduardo Arceno, Felipe Schramm, Fernando Knabben, Paulo Trevizoli e Rafael Borin, pela amizade e ajuda no desenvolvimento deste trabalho, especialmente na época das disciplinas, a André Morriesen, Dalton Bertoldi, Evandro Pereira, Gustavo Portella, João Ernesto, Joel Boeng, Marcus Vinícius, Moisés Marcelino, Pablo Oliveira e Thiago Dutra, pelo companheirismo, amizade e por suas valiosas contribuições, e aos amigos Irving Muraro e Sidnei Maeda pela companhia.

A Dr^a. Luciana Wasnievski da Silva, da EMBRACO, pelo comprometimento e suporte na obtenção dos protótipos.

Aos colaboradores do POLO, em especial, a Carlos Adriano, Eduardo Ludgero, Fabiano Vambommel e ao pessoal da Aplicação.

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

Ao CNPq e à EMBRACO pelo suporte financeiro.

A todas as pessoas que ajudaram de alguma forma, muito obrigado.

*“Quando se navega sem destino,
nenhum vento é favorável”*

Sêneca

*“Se quiser derrubar uma árvore na metade do tempo,
passe o dobro do tempo amolando o machado.”*

Provérbio chinês

O presente trabalho apresenta uma análise teórica e experimental de um conceito alternativo de superfícies estendidas para trocadores de calor compactos. O “evaporador de aletas periféricas” é um trocador de calor de fluxo cruzado cuja superfície do lado do ar é formada por conjuntos de aletas radiais cujas bases são conectadas aos tubos e cujas pontas se conectam à aletas periféricas. Cada conjunto é composto por seis aletas radiais e seis aletas periféricas, formando uma estrutura hexagonal. A configuração das superfícies estendidas do lado do ar é composta por três níveis de aletas, cada qual caracterizado pelo comprimento da aleta radial. Cada conjunto é montado com uma defasagem de 30° com relação ao conjunto vizinho.

Uma bancada experimental foi utilizada para avaliar a queda de pressão e a transferência de calor do lado do ar em 5 protótipos de evaporadores em função da vazão de ar e de características geométricas dos trocadores de calor, como tamanho de aletas, disposição espacial e comprimento do trocador. O aparato experimental é constituído de um túnel de vento e de um circuito de água para circulação interna dentro dos tubos.

Um modelo teórico unidimensional baseado na teoria clássica de meios porosos foi desenvolvido para prever o comportamento termo-hidráulico do trocador de calor. O modelo incorpora a geometria real das aletas no cálculo da porosidade do lado do ar. A permeabilidade do lado do ar é calculada de acordo com o modelo de Kozeny-Carman baseado na definição de diâmetro das partículas devida à Whitaker. As correlações de Whitaker (1972) e de Handley e Heggs (1968) para o número de Nusselt e de Ergun (1952) e de Montillet *et al.* (2007) para o fator de atrito foram implementadas no modelo e previram com uma concordância satisfatória os dados experimentais, com um erro máximo de 10% para a transferência de calor e 20% e 30% respectivamente para a queda de pressão. A determinação das dimensões ótimas do evaporador de aletas periféricas para uma taxa de transferência de calor especificada foi realizada para as situações-limite de temperatura de parede constante e de fluxo de calor constante com base em um cálculo da minimização

da geração de entropia (devido à transferência de calor e atrito) no lado do ar

Palavras-chave: Evaporador de aletas periféricas, trocadores de calor compactos, otimização, minimização de entropia.

This work presents a theoretical and experimental analysis of a novel compact heat exchanger surface geometry for refrigeration applications. The so-called “peripheral finned-tube evaporator” is a cross-flow heat exchanger whose air-side is composed by a hexagonal arrangement of open-pore cells formed by radial fins whose bases are attached to the tubes and whose tips are connected to the peripheral fins. Each fin arrangement is made up of six radial fins and six peripheral fins forming a hexagon-like structure. The air-side fin configuration is composed of three levels of fin arrangement, each characterized by the length of radial fin and mounted with a 30° offset from its neighboring level.

An experimental apparatus was used to measure the air-side pressure drop and the heat transfer characteristics in 5 evaporator prototypes as a function of the air flow rate and the heat exchanger geometric parameters, such as the radial length of fins, distribution and evaporator length. The test facility consists of an open wind tunnel connected to a water loop.

A one-dimensional theoretical model based on the theory of porous media has been developed to predict the thermal-hydraulic behavior of the heat exchanger. The model incorporates the actual fin geometry into the calculation of the air-side porosity. The air-side permeability is calculated according to the Kozeny-Carman model with the particle diameter definition due to Whitaker. The correlations due to Whitaker (1972) and Handley and Heggs (1968) for the Nusselt number and due to Ergun (1952) and Montillet *et al.* (2007) for the friction factor have been implemented in the model. They have predicted the experimental data with an acceptable level of agreement, showing a maximum deviation of 10% for the heat transfer and 20% and 30% for the pressure drop, respectively. The optimum overall dimensions of the peripheral finned-tube evaporator have been determined for the limiting cases of constant wall temperature and constant wall heat flux based on a minimization of the entropy generation (due to fluid friction and heat transfer) on the air-side for a given air heat transfer rate.

Keywords: Peripheral finned-tube evaporator, compact heat exchangers, performance evaluation, entropy minimization.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área superficial de troca de calor	[m ²]
A_c	Área transversal	[m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
D_p	Diamêtro de partícula	[m]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
h	Entalpia específica	[J/kg]
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor médio	[W/m ² K]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
K	Permeabilidade	[m ²]
k_c	Constante de Kozeny	[adimensional]
L	Comprimento	[m]
L_c	Comprimento característico	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
NU_l	Número de unidades de transferência	[adimensional]
P	Pressão, perímetro	[Pa], [m]

\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
q'	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento	[W/m]
q''	Fluxo de calor	[W/m ²]
R	Resistência à transferência de calor	[K/W]
s	Entropia específica	[W/kgK]
S	Entropia	[W/K]
S_v	Densidade de área superficial baseada no volume sólido	[m ² /m ³]
T	Temperatura	[K]
\bar{T}	Temperatura média	[K]
U_D	Velocidade de Darcy	[m/s]
U_f	Velocidade frontal	[m/s]
U_p	Velocidade média no poro	[m/s]
UA	Condutância térmica	[W/K]
V	Volume	[m ³]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
V_s	Volume sólido	[m ³]
\dot{W}_p	Potência de bombeamento	[W]

Índices

Símbolo	Descrição
a	Ar
atm	Atmosférica
b	Bocal, base
D_p	Diâmetro de partícula
ΔP	Diferença de pressão
ΔT	Diferença de temperatura
e	Entrada
$equiv$	Equivalente
ext	Extremidade, externo
f	Fluido, frontal
gen	Gerada
int	Interno
LM	Média logarítmica
$média$	Média aritmética
min	Mínima
p	Periférica
r	Radial
s	Saída

t	Tubo
V_C	Volume de controle
w	Água

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
ε	Porosidade	[adimensional]
η_0	Eficiência de superfície	[adimensional]
η_i	Eficiência de aleta	[adimensional]
η_p	Rendimento do ventilador	[adimensional]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
τ	Diferença de temperatura adimensional, tortuosidade	[adimensional]
θ	Diferença de temperatura	[K]

Grupamentos Adimensionais

Símbolo	Descrição	Relação
f	Fator de atrito	$f = \frac{\Delta P}{L} \frac{D_p}{\rho U_f^2} \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)}$
Nu_{Dp}	Número de Nusselt	$Nu_{Dp} = \frac{\bar{h} D_p}{k_f} \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)}$
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu_f}{k_f}$
St	Número de Stanton	$St = \frac{Nu_{Dp}}{Re_{Dp} Pr}$
Re_{Dp}	Número de Reynolds	$Re_{Dp} = \frac{U_f D_p}{\nu_f (1-\varepsilon)}$

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Motivação	3
1.2.	Objetivos.....	7
1.3.	Estrutura da Dissertação.....	8
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1.	Trocadores de Calor Compactos	9
2.2.	Transferência de Calor e Queda de Pressão em Meios Porosos... 13	
2.2.1.	Queda de Pressão em um Meio Poroso	14
2.2.2.	Transferência de Calor em um Meio Poroso.....	20
2.3.	Crterios de Avaliao de Desempenho e Mtodo de Minimizaao da Geraao de Entropia (EGM).....	21
2.4.	Escopo do Trabalho	24
3.	ANÁLISE EXPERIMENTAL	25
3.1.	Projeto e Dimensionamento dos Protótipos	25
3.2.	Aparato Experimental.....	37
3.2.1.	Procedimento de Testes.....	42
3.2.2.	Limites Operacionais da Bancada.....	44
3.2.3.	Regressão de Dados	45
4.	MODELO MATEMÁTICO	51
4.1.	Transferência de Calor por Condução nas Aletas	51
4.2.	Modelo do Trocador de Calor de Aletas Periféricas	54

4.2.1.	Modelo Térmico.....	55
4.2.2.	Modelo Fluidodinâmico	59
4.2.3.	Implementação Computacional do Cálculo Termo-Hidráulico.....	66
4.3.	Avaliação de Desempenho e Otimização	69
4.3.1.	Critérios de Avaliação	69
4.3.2.	Análise.....	70
4.3.3.	Implementação Computacional da Avaliação de Desempenho e Otimização.....	76
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	79
<hr/>		
5.1.	Resultados Experimentais	79
5.2.	Validação do Modelo Matemático	91
5.2.1.	Regressão de Dados.....	103
5.3.	Avaliação de Desempenho e Otimização	112
5.3.1.	Dependência do Número de Geração de Entropia com Relação à Porosidade e ao Diâmetro de Partícula.....	114
5.3.2.	Critério de Geometria Fixa	125
5.3.3.	Critério de Área Frontal Fixa	132
5.3.4.	Critério de Geometria Variável	138
6.	CONCLUSÕES	145
<hr/>		
6.1.	Conclusões Finais.....	145
6.2.	Recomendações para Trabalhos Futuros	147
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	149
	APÊNDICE I - Desenhos e Dimensões dos Evaporadores de Aletas Periféricas	157

APÊNDICE II - Parâmetros Geométricos da Aleta	163
APÊNDICE III – Análise das Incertezas Experimentais	169

1. INTRODUÇÃO

Tecnologias de resfriamento a temperaturas abaixo da ambiente vêm sendo estudadas e aprimoradas desde a antiguidade com o objetivo de atender às demandas da sociedade por processos que utilizem os princípios de refrigeração para o bem estar e o progresso da humanidade. O resfriamento e o congelamento de alimentos, o conforto térmico e a climatização de ambientes, a impressão gráfica de alta qualidade, o resfriamento de componentes eletrônicos e a manutenção de máquinas ou equipamentos podem ser citados como exemplos de aplicações da refrigeração utilizados atualmente.

Dentre os vários segmentos da indústria de refrigeração, o doméstico se destaca por sua importância econômica, sendo essencial na vida moderna. Um estudo recente (Coulomb, 2006) mostra que existe aproximadamente um refrigerador doméstico para cada seis pessoas do planeta e que a produção de equipamentos domésticos dobrou nos últimos vinte anos. Embora o consumo de energia desses refrigeradores seja pequeno quando comparado a outros eletrodomésticos, uma melhora no desempenho do sistema de refrigeração representa um impacto significativo considerando a grande quantidade de equipamentos em todo o mundo (Prata e Barbosa, 2009).

Um tipo de refrigerador que merece destaque é o refrigerador do tipo *no-frost* (ou *frost-free*), que representa 40% dos aparelhos comercializados atualmente. Esse tipo de refrigerador difere dos aparelhos convencionais basicamente devido ao tipo de evaporador utilizado e ao método de circulação do ar no seu interior. Enquanto nos refrigeradores convencionais são utilizados evaporadores tubo-e-placa e a circulação de ar é governada pela convecção natural, nos refrigeradores *no-frost* são utilizados trocadores de calor tubo-aleta, sendo a circulação feita por meio de um ventilador (convecção forçada) (Figura 1.1) (Waltrich, 2008).

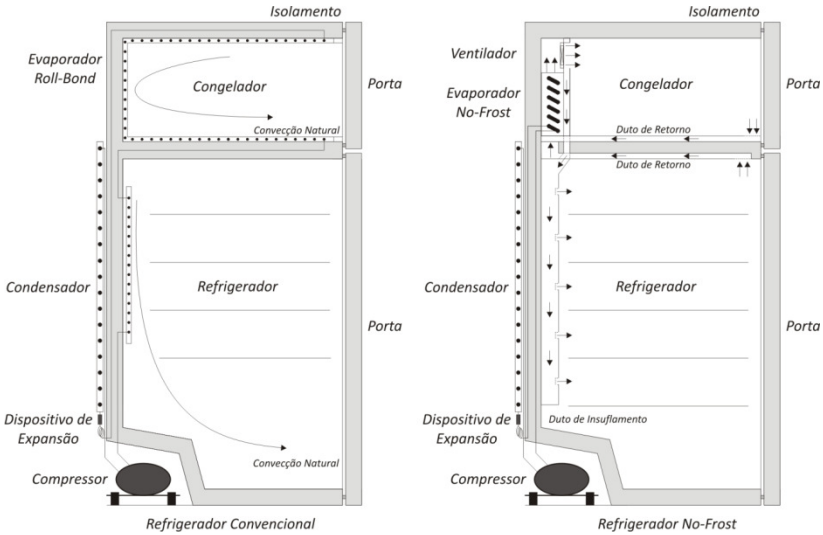


Figura 1.1 – Comparação entre um refrigerador convencional com um evaporador de placas e um refrigerador *no-frost* (Waltrich, 2008).

A maioria dos refrigeradores domésticos utiliza o princípio de compressão mecânica de vapor, que consiste basicamente em se comprimir um fluido volátil (refrigerante) por meio de um compressor para depois, no condensador, dissipar calor para o ambiente externo a uma pressão aproximadamente constante. Após o fluido perder energia e se condensar, este entra no dispositivo de expansão, o qual diminui sua pressão em um processo em que a entalpia na saída é aproximadamente igual à da entrada. Então, após sair do dispositivo de expansão a temperatura e pressão baixas, o fluido entra no evaporador, retira calor do ambiente a ser resfriado, para depois entrar no compressor e completar o ciclo (Gosney, 1982). A Figura 1.2 ilustra o ciclo de refrigeração padrão, que é uma representação idealizada do ciclo de compressão mecânica.

O desempenho dos sistemas de refrigeração é usualmente analisado com referência ao coeficiente de performance (COP), definido como,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_{evap} é o calor transferido ao fluido refrigerante no evaporador (a capacidade de refrigeração do sistema) e \dot{W}_{comp} é a potência consumida pelo compressor.

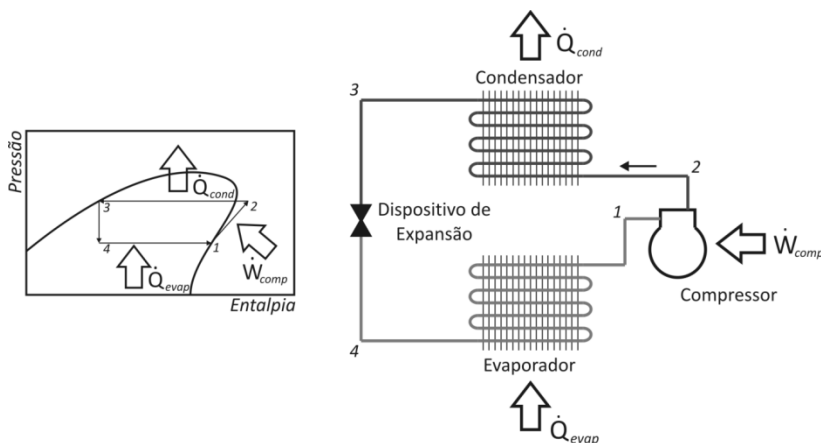


Figura 1.2 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor e seu diagrama P-h (ciclo de refrigeração padrão).

Dentre todos os componentes de um sistema de refrigeração, o evaporador possui um papel importante no desempenho do sistema, pois está ligado diretamente à taxa de transferência de calor do compartimento que deverá ser resfriado. Devido a essa importância, melhorias na eficácia desse componente influem significativamente no desempenho total do sistema e podem levar, por exemplo, a uma maior capacidade de refrigeração por unidade de volume do trocador, a uma menor geração de entropia pelo sistema e a um maior tempo de funcionamento sem a necessidade da remoção de gelo, que representam um melhor aproveitamento dos recursos econômicos e naturais.

1.1. Motivação

No evaporador, devido à resistência térmica do lado do ar ser significativamente maior do que a do lado do escoamento interno onde o fluido refrigerante evapora, a busca por uma melhora de

desempenho deste componente está ligada a uma intensificação da transferência de calor no lado do ar. Este efeito pode ser alcançado através do aumento da área de troca (por exemplo, pela implementação de aletas) ou pelo aumento do coeficiente de transferência de calor do lado externo, o que pode ser efetuado por meio de uma modificação da geometria das aletas com o intuito de se alterar a configuração do escoamento do ar. Diversas alternativas têm sido propostas ao longo dos anos, desde a colocação de elementos geradores de vórtices sobre as aletas (Leu *et al.*, 2004; Sohankar e Davidson, 2003) até a própria aceleração do fluxo de ar (Waltrich, 2008). Em todos os casos, entretanto, um aumento da área de troca do evaporador significa um aumento do custo do produto, podendo tornar sua produção pouco competitiva frente aos concorrentes.

Um problema frequentemente encontrado nos evaporadores é a formação de geada devido à passagem de ar úmido sobre as superfícies externas que se encontram abaixo da temperatura de congelamento do vapor d'água. Essa precipitação é inevitável e deve ser controlada, pois causa uma maior resistência ao escoamento, produzindo uma mudança no ponto de balanço entre o sistema e o ventilador, reduzindo assim a vazão de ar no gabinete do refrigerador. Outro efeito direto é a diminuição da transferência de calor causada pela formação de uma camada de geada de baixa condutividade térmica adjacente à superfície.

Como apresentado na literatura (Knabben *et al.*, 2010), a formação de geada em um trocador de calor causa uma queda na transferência de calor devido à adição de uma resistência térmica extra. A geada aumenta a queda de pressão pelo lado do ar, reduzindo a vazão volumétrica suprida pelo ventilador. Como consequência, as temperaturas dos compartimentos do refrigerador crescem e o período de funcionamento do compressor aumenta.

Devido a esse problema, um descongelamento automático é uma operação essencial em refrigeradores *no-frost* para evitar os problemas citados acima. Por uma perspectiva termodinâmica, os métodos atuais de descongelamento são particularmente ineficientes e fundamentalmente irreversíveis. Aquecedores elétricos são comumente utilizados para eliminar o gelo acumulado na superfície do trocador de calor e os tipos mais comuns são de alumínio montados na extremidade das aletas, paralelo aos tubos (Figura 1.3).

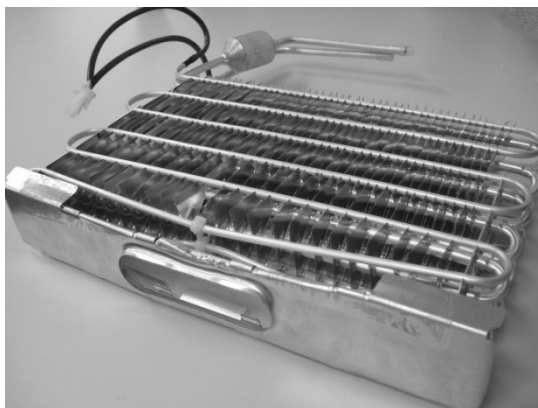


Figura 1.3 – Aquecedor elétrico montado em um evaporador *no-frost*.

Durante uma operação normal em intervalos de tempos pré-determinados, o compressor é desligado e o aquecedor ligado para derreter o gelo acumulado no evaporador. Assim, não somente energia de baixa entropia (na forma de eletricidade) é dissipada na forma de calor no processo de descongelamento, mas essa conversão irreversível de energia acontece dentro do compartimento do refrigerador, representando uma carga térmica extra ao sistema de refrigeração.

Valores típicos da eficiência de degelo, definida como a razão entre a quantidade de energia requerida para derreter o gelo e a energia elétrica dissipada em forma de calor durante esse processo, são da ordem de 5 a 15%. Portanto, novas abordagens são necessárias (tanto em termos de estratégia de descongelamento como de robustez à formação de geada sobre os componentes) no sentido de minimizar as perdas termodinâmicas associadas com o manejo da geada em aplicações de refrigeração doméstica e comercial leve.

Outro fator de grande importância em determinadas aplicações é a existência de uma elevada área de troca por unidade de volume nos trocadores de calor, o que os torna mais eficientes pois reduz seu tamanho para certa capacidade de troca de calor. Este fato, por exemplo, permite um maior espaço no compartimento a ser refrigerado devido ao menor volume ocupado pelo trocador de calor.

O presente trabalho apresenta uma análise teórica e experimental do desempenho térmico e fluidodinâmico de uma configuração alternativa de evaporador com aletas projetadas para

conferir uma maior robustez com relação à formação de condensado e geadas (Wu *et al.* 2007). A superfície externa do trocador de calor com aletas radiais e periféricas, mostrada na Figura 1.4, foi desenvolvida de forma a apresentar uma estrutura periódica de poros interconectados, que facilita a passagem do ar por caminhos alternativos no caso de uma obstrução por formação de geadas, nas regiões adjacentes aos tubos.

Cabe ressaltar que o presente estudo, por ser o primeiro a testar experimentalmente o evaporador de aletas periféricas, se restringe à avaliação do trocador sob condições “secas”, isto é, sem formação de condensado ou geadas. O teste é feito dessa forma devido à dificuldade que a formação de gelo traria em um estudo inicial para a avaliação do trocador.

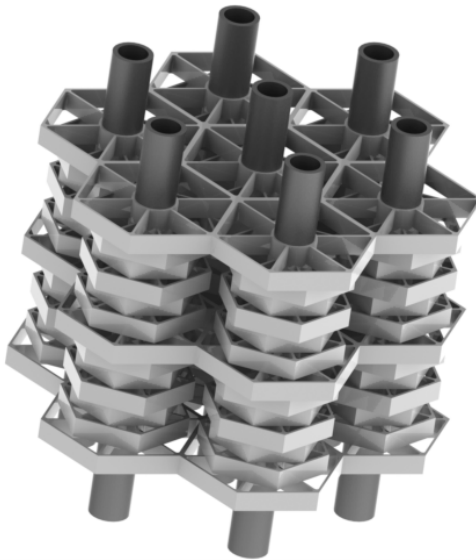


Figura 1.4 – Configuração das aletas periféricas.

Não há na literatura um estudo completo e abrangente, incluindo experimento e modelagem, do trocador de calor de aletas periféricas. Wu *et al.* (2007) propuseram uma análise simplificada, desenvolvendo, com base na teoria de meios porosos, uma análise unidimensional da transferência de calor nas aletas e estudando o efeito de alguns parâmetros geométricos sobre seu comportamento

térmico. Os autores propuseram também uma análise em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do escoamento no lado externo, para efeitos qualitativos. Entretanto, ainda não existem dados experimentais para comprovar o desempenho da configuração geométrica de aletas periféricas (tanto para condições acima quanto abaixo da temperatura de orvalho). Fica evidente, então, a necessidade de um estudo sistemático a respeito dos trocadores de calor com aletas periféricas, visando disponibilizar tanto informações experimentais quanto modelos teóricos que permitam analisar o real benefício desses componentes em sistemas de refrigeração.

1.2. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é descrever o comportamento de trocadores de calor com aletas periféricas. A pesquisa compreenderá o projeto preliminar de protótipos, a geração de dados experimentais sobre o comportamento da transferência de calor e da queda de pressão do lado do ar nos mesmos, além do desenvolvimento de um método de cálculo validado a partir da base de dados. De posse desse procedimento de cálculo, uma análise de otimização da geometria e de condições de operação desses trocadores será proposta, a qual está fundamentada no método de minimização da geração de entropia. Caso a tecnologia se mostre competitiva em relação àquelas empregadas atualmente, estudos de investigação da formação de condensado e geada serão realizados posteriormente a este trabalho.

Com esse objetivo, as seguintes metas foram traçadas:

- i. Desenvolvimento de um modelo matemático para avaliar a transferência de calor e a queda de pressão do lado do ar nos evaporadores de aletas periféricas;
- ii. Identificação dos parâmetros geométricos mais influentes sobre o desempenho do trocador de calor de aletas periféricas;
- iii. Projeto e construção dos protótipos para análise experimental;
- iv. Avaliação experimental da transferência de calor e da queda de pressão do lado do ar nos trocadores de calor em um calorímetro de túnel de vento em condições “secas”,

- isto é, com temperaturas acima da temperatura do ponto de orvalho;
- v. Regressão dos dados experimentais e comparação com os modelos matemáticos empregados no projeto e dimensionamento dos protótipos. Validação dos modelos;
 - vi. Realização de análises de otimização baseadas no método de minimização de entropia, utilizando os modelos validados experimentalmente.

1.3. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação foi dividida em cinco partes. O Capítulo 1 diz respeito à presente introdução. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica, abordando temas como trocadores de calor compactos, trocadores aplicados em refrigeração doméstica e o próprio trocador de calor de aletas periféricas. Estudos sobre transferência de calor e queda de pressão em meios porosos são citados exemplificando sua contribuição para a modelagem matemática deste trabalho. Uma revisão também é efetuada sobre trabalhos envolvendo teorias de otimização baseadas na primeira e na segunda leis da termodinâmica, objetivando a contextualização do procedimento de otimização baseado no método de minimização da geração de entropia. O Capítulo 3 apresenta o projeto e o dimensionamento dos protótipos construídos, assim como o aparato experimental utilizado para os testes. O Capítulo 4 descreve os modelos matemáticos desenvolvidos para a predição da transferência de calor e da queda de pressão do trocador de calor de aletas periféricas. No Capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais obtidos para o evaporador de aletas periféricas. Em seguida, é feita a validação do modelo matemático proposto para então serem mostradas as análises de otimização baseadas no método de minimização da geração de entropia. Finalmente, o Capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como o presente trabalho tem por objetivo a análise teórica, experimental e a otimização de um novo tipo de evaporador, buscou-se na revisão bibliográfica trabalhos que auxiliassem na contextualização do estado-da-arte dos estudos aqui realizados. Inicialmente, serão introduzidos trabalhos com um foco maior em trocadores de calor compactos, apresentando investigações teóricas e análises experimentais para trocadores tubo-aleta. Ainda nessa seção, estudos experimentais e teóricos relacionados a evaporadores *no-frost* são abordados, sendo revistos os métodos de cálculo para a transferência de calor e queda de pressão nesses tipos de dispositivos. Em seguida, o conceito do trocador de calor de aletas periféricas será abordado em detalhes.

Nas seções subseqüentes, trabalhos envolvendo a transferência de calor e a queda de pressão em meios porosos foram pesquisados com o objetivo de auxiliar no desenvolvimento do modelo matemático. Em segundo plano, foi realizada uma pesquisa na literatura sobre trabalhos que propõem critérios de avaliação de desempenho aplicados a trocadores de calor, objetivando contextualizar o método de minimização da geração de entropia aqui utilizado.

2.1. Trocadores de Calor Compactos

Trocadores de calor normalmente utilizados em aplicações envolvendo gases apresentam uma grande área de troca externa, sendo classificados como compactos quando a densidade de área superficial é maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (Kakaç e Liu, 2002). Tal elevado grau de compacidade é normalmente conseguido por meio da inclusão de aletas.

Muitos trabalhos disponíveis na literatura apresentam uma abordagem semi-empírica para a transferência de calor e para a queda de pressão em trocadores compactos. Correlações para o fator de Colburn j e o fator de atrito f são mostradas para diversas configurações de aletas e podem ser encontrados nas monografias de

Kays e London (1984), Hesselgreaves (2001), Kakaç e Liu (2002), Shah e Sekulić (2003) e Webb e Kim (2005).

Jacobi *et al.* (2001) realizaram uma extensa revisão de trabalhos para trocadores de calor tubo-aleta de diferentes geometrias aplicados em refrigeração sob condições secas, molhadas e com formação de geada. Os autores apresentaram diversas correlações experimentais para o fator de Colburn e o fator de atrito, citando os trabalhos de Wang e Chang (1998) e de Wang *et al.* (1996) como os que melhores representavam para trocadores de calor com aletas plana e tubos cilíndricos a transferência de calor e a perda de carga, respectivamente.

Wang *et al.* (1996) realizaram testes experimentais em um túnel de vento com 15 amostras de trocadores de calor com diferentes geometrias, incluindo o número de fileiras de tubos, a espessura e o espaçamento das aletas. Os autores concluíram que o espaçamento das aletas não afeta de forma expressiva a transferência de calor na faixa que foi testada e que o número de fileiras de tubos não acarreta em grandes mudanças no fator de atrito. Também foi observado que a espessura das aletas não possui efeito significativo sobre a transferência de calor ou sobre o atrito.

Wang e Chang (1998) realizaram testes experimentais para avaliação da transferência de calor e queda de pressão em trocadores tubo-aleta variando alguns parâmetros geométricos, como o espaçamento entre as aletas, o diâmetro dos tubos e os espaçamentos longitudinal e transversal dos tubos. Um revestimento hidrofílico foi utilizado para verificar o comportamento termo-hidráulico do trocador sob a presença de água sobre os tubos e aletas. Concluiu-se que o escoamento na presença desse tipo de revestimento não influencia a transferência de calor, embora a perda de carga aumente.

Muitos outros trabalhos podem ser mencionados quando o assunto diz respeito a trocadores de calor tubo-aleta, como por exemplo as correlações de Wang *et al.* (2001), mais abrangentes que as de Wang *et al.* (1996). Entretanto, ainda existe uma falta de dados experimentais para a classe de evaporadores utilizados em aplicações onde a formação de geada é inevitável, como os evaporadores *no-frost*. Dessa forma, serão apresentados alguns trabalhos voltados a essa área, onde dados experimentais e correlações para a transferência de calor e queda de pressão foram geradas.

Karatas *et al.* (1996) conduziram um estudo experimental para a transferência de calor e queda de pressão em evaporadores *no-frost*. Os autores testaram quatro evaporadores e investigaram o efeito de não-uniformidades na temperatura e na distribuição de velocidade do ar na entrada do trocador. Correlações foram propostas para o fator j de Colburn e para o fator de atrito em função do número de Reynolds e do fator de aletamento (definido como a razão entre a área superficial externa total sobre a área dos tubos). Os autores concluíram que as correlações propostas também são válidas para os casos de escoamento não-uniformes se valores médios de velocidade e temperatura forem utilizados como condição de contorno na entrada do evaporador.

Lee *et al.* (2002) investigaram experimentalmente o comportamento do coeficiente de transferência de calor para evaporadores com três diferentes geometrias de aletas (aletas planas discretas, planas contínuas e em forma de espinhos). Apesar do pequeno comprimento do evaporador e pequena área de troca, o evaporador construído com aletas em forma de espinho apresentou o melhor desempenho termo-hidráulico em condições secas. Os autores também propuseram correlações empíricas para a transferência de calor para as três configurações de evaporadores citadas.

Kim e Kim (2005) apresentaram dados experimentais para a transferência de calor em trocadores com aletas planas variando o espaçamento das aletas entre 7,5 e 15 mm. Trocadores de calor com arranjos de tubos em linha e desencontrado foram avaliados, variando o número de fileiras de tubos entre 1 e 4. Concluiu-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o espaçamento das aletas e é inversamente proporcional ao número de fileiras de tubos. Os autores propuseram uma correlação para o fator j de Colburn dependente do número de fileiras de tubos, espaçamento de aletas, diâmetro do tubo e do número de Reynolds.

Barbosa *et al.* (2008) apresentaram resultados experimentais verificando a performance termo-hidráulica de evaporadores *no-frost* utilizados em refrigeração doméstica com diferentes valores de número de fileiras de tubos, espaçamento entre aletas, fator de aletamento e com a presença da resistência de degelo. Correlações para o fator de Colburn e para o fator de atrito foram geradas e comparadas com as produzidas por Karatas *et al.* (1996), Lee *et al.*

(2002) e Kim e Kim (2005), verificando que estas subdimensionam em até 40% o fator j de Colburn. Os autores concluíram que evaporadores com menor comprimento e reduzida área de troca tem um melhor desempenho em baixas taxas de transferência de calor, indicando que as últimas fileiras possuem uma contribuição menos efetiva para a troca de calor, além de exercer uma influência negativa na queda de pressão.

Waltrich (2008) e Waltrich *et al.* (2008) apresentaram uma análise teórica e experimental de um novo conceito de trocador de calor tubo-aleta (Evaporador de Fluxo Acelerado, EFA) também aplicado à refrigeração doméstica. Neste evaporador, a área da seção transversal do lado do ar diminui com a distância da região de entrada, causando a aceleração do escoamento e promovendo um aumento no coeficiente de troca de calor. Um modelo simplificado de um refrigerador doméstico para avaliar o impacto da utilização de um determinado evaporador e um estudo de otimização também foram propostos. Verificou-se que o conceito do EFA apresenta um grande potencial para a aplicação em refrigeração doméstica, apresentando, em alguns casos, reduções de massa do evaporador de até 40%, com uma diminuição do COP do sistema de apenas 1%.

Barbosa *et al.* (2010) analisaram alguns aspectos do projeto de evaporadores para aplicações em refrigeração doméstica utilizando CFD. Foram avaliados evaporadores *no-frost* tubo-aleta para o estudo da convecção forçada e da queda de pressão do lado do ar em um feixe de tubos de arranjo desencontrado. O procedimento de cálculo do desempenho termo-hidráulico dos evaporadores foi verificado em relação a dados experimentais para a taxa de transferência de calor, condutância térmica e queda de pressão obtidas para dois evaporadores com diferentes comprimentos e espaçamento entre aletas, com um erro máximo de 11%. O modelo baseado em CFD foi então utilizado para avaliar a influência de parâmetros geométricos, tais como a presença e posição da resistência elétrica de degelo em relação aos tubos, a configuração das aletas e a largura da folga entre a borda externa das aletas e os tubos na direção do escoamento para condições típicas de funcionamento em um refrigerador doméstico. Os autores observaram uma influência severa do tamanho da folga sobre a vazão de ar que efetivamente atravessa os tubos e, conseqüentemente, sobre a efetividade do trocador de calor.

Recentemente, Kaviany e colaboradores (Kaviany, 2006; Wu *et al.*, 2007) apresentaram uma geometria alternativa de trocador de calor visando um aumento no desempenho térmico sob condições de desumidificação em comparação com evaporadores de aletas planas convencionais. Como tal, a geometria proposta permite um fluxo de ar contínuo e eficaz mesmo na presença de condensado e gelo. O chamado evaporador de aletas periféricas é um trocador de calor de fluxo cruzado onde o lado do ar é composto por um arranjo hexagonal de células abertas formado por aletas radiais cujas bases estão ligadas aos tubos e cujas extremidades estão ligadas às aletas periféricas (ver Figura 1.4). Cada arranjo de aleta é composto de seis aletas radiais e seis aletas periféricas formando uma estrutura hexagonal. A configuração do lado do ar é composta de três níveis de tamanhos de aletas, cada uma caracterizada pelo comprimento de aleta radial e montado com um deslocamento de 30° em relação ao níveis vizinhos.

Wu *et al.* (2007) propuseram um modelo matemático para a transferência de calor nas aletas radiais e periféricas. Simulações em CFD foram realizadas para investigar o campo do escoamento do fluido na matriz do trocador de calor com e sem a presença de gelo nas proximidades dos tubos. Eles identificaram que, como a condução de calor através das aletas radiais é o principal caminho para o fluxo de calor para os tubos, o bloqueio de gelo em torno do tubo não prejudica o desempenho térmico-hidráulico de forma significativa.

Os estudos acima descritos são os únicos trabalhos realizados sobre o novo conceito de evaporador desenvolvido com a finalidade de auxiliar as aplicações onde existe a presença de condensado e geada. Apesar das análises simplificadas feitas por Wu *et al.* (2007), ainda não existe um modelo teórico que estime a queda de pressão e a transferência de calor nesse tipo de trocador de calor, bem como dados experimentais. Dessa forma, fica evidente a importância de se fazer um trabalho com esta aplicação.

2.2. Transferência de Calor e Queda de Pressão em Meios Porosos

Por definição, um meio poroso consiste em um material que apresenta uma matriz sólida interconectada com espaços vazios, permitindo um escoamento de algum tipo de fluido por entre eles (Nield e Bejan, 2006). Como mencionado no início desse capítulo, a

modelagem matemática da transferência de calor e da queda de pressão no escoamento do lado do ar foi baseada na teoria de meios porosos, assumindo que o trocador de calor de aletas periféricas se comporta como tal.

2.2.1. Queda de Pressão em um Meio Poroso

A determinação de uma correlação para a queda de pressão em um meio poroso que relacione as variáveis mais importantes do problema como propriedades físicas, vazão do fluido e geometria do meio tem sido objeto de pesquisa de vários autores ao longo de várias décadas. A principal dificuldade é a obtenção de uma correlação universal que seja capaz de estimar a queda de pressão para um meio poroso ao longo de uma extensa faixa de operação, caracterizando os fenômenos que ocorrem no nível do poro. As correlações são obtidas normalmente de forma semi-empírica, gerando coeficientes que se adequam unicamente à geometria testada e ao regime de escoamento imposto. De modo a contextualizar o presente trabalho no aspecto histórico da pesquisa em meios porosos, é oferecida abaixo uma síntese da dedução da equação de Kozeny-Carman, que é o ponto de partida para modelos de predição da queda de pressão em meios porosos.

De acordo com Kaviany (1995) e Chapuis e Arbentin (2003), a clássica equação de Kozeny-Carman é baseada no modelo de um escoamento por matrizes sólidas usando o conceito do *raio hidráulico*, proposto por Carman (1937), tendo como base o trabalho de Kozeny (1927). O diâmetro hidráulico do leito pode ser definido como,

$$d_h = \frac{4 \cdot \text{VolumedeVazio}}{\text{ÁreaSuperficial}} = \frac{4\varepsilon}{S_v(1-\varepsilon)} \quad (2.1)$$

onde S_v é a densidade de área superficial baseada no volume de sólido dada por,

$$S_v = \frac{A}{V_s} \quad (2.2)$$

e ε é a porosidade do meio definida como a fração volumétrica da matriz ocupada por vazios, isto é,

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_s}{V} \quad (2.3)$$

Utilizando o conceito de tortuosidade, τ , a qual pode ser interpretada como uma correção para o gradiente de pressão devido ao maior caminho a ser percorrido pelo fluido na matriz porosa (Kaviany, 1995), o gradiente de pressão segundo a equação de Hagen-Poiseuille (Papanastasiou *et al.*, 2000) aplicada ao escoamento no poro é dada por,

$$-\frac{dP}{dx} = 16k_0\tau \frac{\mu U_p}{d_h^2} \quad (2.4)$$

onde U_p é a velocidade média no poro e k_0 é um fator de forma que assume valores iguais a 2 para leitos com poros de seção circular e valores entre 2 e 2,5 para leitos com poros de formas retangulares, elípticas e anulares (Happel e Brenner, 1986). Em função da velocidade superficial, ou de Darcy, definida por,

$$U_D = U_p \frac{\tau}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

tem-se que,

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{K} U_D \quad (2.6)$$

que é a equação de Darcy com a permeabilidade K definida por,

$$K = \frac{\varepsilon d_h^2}{16k_0\tau^2} = \frac{\varepsilon d_h^2}{16k_k} = \frac{\varepsilon^3}{k_k(1-\varepsilon)^2 S_v^2} \quad (2.7)$$

onde $k_k = k_0\tau^2$ é a constante de Kozeny.

Introduzindo o conceito de diâmetro de partícula equivalente, D_p , o qual assume que o meio seja composto por esferas hipotéticas de mesmo diâmetro dado por,

$$D_p = \frac{6}{S_v} \quad (2.8)$$

tem-se que, pela substituição da Eq. (2.8) na Eq. (2.7), a permeabilidade do meio em função do diâmetro de partícula é dada por,

$$K = \frac{\varepsilon^3}{36k_k(1-\varepsilon)^2} D_p^2 \quad (2.9)$$

Assim, o gradiente de pressão no meio poroso é calculado por,

$$-\frac{dP}{dx} = 36k_k \frac{\mu(1-\varepsilon)^2 U_D}{D_p^2 \varepsilon^3} \quad (2.10)$$

Em função do número de Reynolds baseado no diâmetro da partícula,

$$Re_{D_p} = \frac{U_D D_p}{\nu(1-\varepsilon)} \quad (2.11)$$

é possível definir o fator de atrito do escoamento no meio poroso a partir de,

$$-\frac{dP}{dx} \equiv f \frac{\rho U_D^2}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \quad (2.12)$$

onde,

$$f = \frac{36k_k}{Re_{D_p}} \quad (2.13)$$

O valor universalmente aceito da constante de Kozeny é aproximadamente 5 (Kaviany, 1995). Logo, substituindo a Eq. (2.13) na Eq. (2.12), tem-se a conhecida equação de Kozeny-Carman dada por,

$$-\frac{dP}{dx} = 180 \frac{\mu(1-\varepsilon)^2 U_D}{D_p^2 \varepsilon^3} \quad (2.14)$$

A Eq. (2.14) não contempla a queda da pressão causada pelos efeitos de inércia, importante em altas velocidades. A partir do estudo pioneiro de Carman (1937), vários autores tentaram avaliar essa variação estendendo a equação da queda de pressão com a definição de permeabilidade proposta por Kozeny-Carman. Ergun (1952) obteve valores de constantes para a correlação a partir de dados

experimentais considerando os efeitos de inércia em um leito composto de partículas esféricas. Seu trabalho foi seguido por diversos outros autores, que avaliaram a aplicabilidade de sua relação a outras geometrias, conforme discutido por Holdich (2002). A equação proposta por Ergun é dada por,

$$-\frac{dP}{dx} = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu U_D}{D_p^2} + 1,75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho U_D^2}{D_p} \quad (2.15)$$

onde o segundo termo do lado direito leva em consideração os efeitos inerciais. Em termos do fator de atrito, a correlação de Ergun (1952) pode ser escrita na forma,

$$f = \frac{150}{Re_{Dp}} + 1,75 \quad (2.16)$$

A seguir serão revisados alguns trabalhos que contribuíram para a análise e escolha das equações que fazem parte do modelo desenvolvido nesta pesquisa para se estimar a queda de pressão no trocador de calor de aletas periféricas.

Nemec e Levec (2005) estudaram a queda de pressão em um escoamento em regime de baixos valores do número de Reynolds baseado no diâmetro da partícula ($10 < Re_{Dp} < 500$) para diferentes tipos de leitos. Os autores mostraram que a equação de Ergun (1952) pode ser usada para estimar com uma boa aproximação a queda de pressão para valores intermediários de porosidade ($0,37 < \varepsilon < 0,52$), apesar de fornecer valores que subdimensionam a queda de pressão em meios de partículas não-esféricas. Correlações foram propostas para os tipos de leitos mencionados acima, possuindo um erro máximo de até 10%.

Montillet *et al.* (2007) avaliaram a aplicabilidade de correlações existentes na literatura para a predição da queda de pressão em um meio composto por esferas, apresentando novos dados experimentais com o intuito de discutir sua utilidade para algumas situações. Os autores propuseram uma nova correlação para estimar a queda de pressão em leitos compostos por esferas e compararam com a dos autores citados na Tabela 2.1 com seus respectivos fatores de atrito, chegando a valores de erro de até 6%.

Dukhan e Patel (2008) verificaram a queda de pressão em espumas metálicas utilizando a correlação de Ergun (1952) com algumas modificações. Os autores defenderam que apesar das diferenças geométricas entre uma espuma metálica e um meio poroso *convencional* (isto é, mais semelhante a um leito de esferas), a correlação de Ergun resulta em um bom ajuste utilizando uma definição apropriada para o diâmetro de partícula equivalente. Experimentos foram conduzidos e os resultados mostraram uma boa concordância com a teoria, da mesma forma que outros resultados obtidos da literatura.

Ozahi (2008) conduziu um estudo experimental para determinar as características da queda de pressão de um meio poroso composto por cilindros com o objetivo de investigar a aplicabilidade da correlação proposta por Ergun (1952) desenvolvida para leitos compostos de esferas. É realizada uma pequena discussão sobre a diversidade de autores que propuseram mudanças nas constantes de Ergun baseando-se na ideia de que um escoamento complexo tal qual o estabelecido em um meio poroso não consegue ser estimado por meio de constantes universais. Os autores concluíram que a correlação proposta por Ergun consegue prever a queda de pressão em leitos esféricos ou não-esféricos em até 20%. Entretanto, a mudança dessas constantes de acordo com a geometria, causa um erro menor, como mencionado acima. Correlações para a queda de pressão também foram geradas com base nos experimentos realizados por Ozahi (2008), apresentando um erro de até 4% para determinadas geometrias.

Tabela 2.1 – Principais equações propostas da literatura para a predição da queda de pressão para grandes faixas de Número de Reynolds (Montillet *et al.*, 2007).

Rose (1945)

$$f = 1000(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 60(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-0,5} + 12$$

Rose e Rizk (1949)

$$f = 1000(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 125(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-0,5} + 14$$

Kuerten, reportado por Watanabe (1989)

$$f = \left[\frac{25}{4\varepsilon^3}(1-\varepsilon)^2 \right] \left[21(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 6(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-0,5} + 0,28 \right]$$

Hicks (1970)

$$f = 6,8 \frac{(1-\varepsilon)^{1,2}}{\varepsilon^3} (Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-0,2}$$

Tallmadge (1970)

$$f = \left[\frac{150}{(Re_{dp}(1-\varepsilon)) \varepsilon^3} (1-\varepsilon)^2 \right] + \left[\frac{4,2(1-\varepsilon)^{1,166}}{\varepsilon^3} (Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-1/6} \right]$$

Lee e Ogawa (1974)

$$f = \frac{1}{2} \left[\frac{12,5}{\varepsilon^3}(1-\varepsilon)^2 \right] \left[29,32(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 1,56(Re_{dp}(1-\varepsilon))^{-n} + 0,1 \right]$$

$$\text{com } n=0,352+0,1\varepsilon+0,275\varepsilon^2$$

2.2.2. Transferência de Calor em um Meio Poroso

Monografias recentes (Kaviany, 1995; Nield e Bejan, 2006) discutem inúmeros aspectos da transferência de calor em meios porosos, incluindo a transferência de calor entre a matriz sólida e o fluido, ponto focal da modelação da transferência de calor no trocador de calor de aletas periféricas apresentada neste trabalho.

Na teoria de convecção, o número de Nusselt é uma representação adimensional do coeficiente de transferência de calor. Para um meio poroso, Whitaker (1972) propõe que o coeficiente de transferência de calor entre a matriz sólida e o fluido seja definido em função de um comprimento característico do meio fluido. Dessa forma (Kaviany, 2002),

$$Nu_{dp} = \frac{\bar{h} L_c}{k} \quad (2.17)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e L_c é o comprimento característico do meio fluido definido por,

$$L_c = 6 \frac{V - V_s}{A} \quad (2.18)$$

A partir das definições de porosidade e de diâmetro de partícula equivalente (Eqs. (2.3) e (2.8)), é possível mostrar que o número de Nusselt baseado no diâmetro de partícula pode ser escrito na seguinte forma,

$$Nu_{dp} = \frac{\bar{h} D_p}{k} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (2.19)$$

A correlação apresentada por Whitaker (1972) e recomendada por Kaviany (2002) é dada por,

$$Nu_{dp} = 2 + \left(0,4 Re_{dp}^{1/2} + 0,2 Re_{dp}^{2/3} \right) Pr^{0,4} \quad (Re_{dp} < 10000) \quad (2.20)$$

onde o primeiro termo entre parênteses representa a contribuição viscosa e o segundo a inercial.

Dixon e Cresswell (1979) apresentam uma teoria desenvolvida para estimar a condutividade térmica efetiva axial e radial e as diversas definições de coeficientes de transferência de calor para escoamentos

em leitos fixos (por exemplo, entre o fluido e a matriz sólida, entre a parede e a matriz sólida, entre a parede e o fluido etc.). O trabalho propõe uma abordagem teórica, mostrando que o coeficiente de transferência de calor aparente (considerando fluido e sólido como uma única fase) deve ser correlacionado em função do número de Biot ao invés do número de Nusselt, como é a prática normal. Para a transferência de calor entre o fluido e o sólido, Dixon e Cresswell recomendam a correlação de Handley e Heggs (1968) dada por,

$$Nu_{Dp} = \frac{0,255}{\varepsilon} Pr^{1/3} Re_{Dp}^{2/3} \quad (Re_{Dp} > 100) \quad (2.21)$$

Polyaev *et al.* (1996) apresentaram um estudo teórico e experimental da transferência de calor e da queda de pressão em materiais porosos não-uniformes. O método de determinação do coeficiente de transferência de calor entre a matriz sólida e o fluido é baseado na solução do problema inverso da transferência de calor transiente para estruturas porosas.

Alazmi e Vafai (2000) realizaram um estudo comparativo de modelos envolvendo processos de transporte em meios porosos compreendendo quatro principais categorias: porosidade constante, porosidade variável, dispersão térmica e não-equilíbrio térmico local. O objetivo do estudo foi analisar as variantes de alguns modelos citados da literatura com cada uma das quatro categorias. Com relação aos modelos de não-equilíbrio térmico local, nos quais se incluem as correlações para o coeficiente de transferência de calor entre a matriz sólida e o fluido, os autores não encontraram variações significativas entre os modelos de Amiri e Vafai (1998), Hwang *et al.* (1995) e Dixon e Cresswell (1979), com exceção da região de entrada. Para pequenos valores de porosidade e baixos números de Reynolds, há uma maior diferença entre os resultados de Amiri e Vafai com relação as de Hwang *et al.* e Dixon e Cresswell.

2.3. Critérios de Avaliação de Desempenho e Método de Minimização da Geração de Entropia (EGM)

O objetivo principal de um critério de otimização proposto para um trocador de calor é determinar a melhor configuração que maximiza o desempenho de acordo com uma função objetivo desejada.

A configuração geométrica ótima de um dado trocador de calor pode ser alcançada de alguns modos que dependem do nível de detalhes com que os parâmetros do sistema térmico onde o trocador de calor está inserido são contabilizados na função objetivo e nas restrições impostas ao modelo (Pira *et al.*, 2000). Assim, uma configuração dita ótima para um evaporador a qual é obtida com base apenas na maximização da relação entre a taxa de transferência de calor e a potência de bombeamento do ventilador pode não ser a configuração desejada no âmbito do sistema, ou seja, aquela que proporciona o mais alto COP (Waltrich, 2008).

Pira *et al.* (2000) realizaram um trabalho de otimização de trocadores de calor aplicados a sistemas de condicionamento de ar. Uma análise de otimização do evaporador e do condensador foram realizadas, para quatro categorias de critérios de otimização. Dois dos critérios adotados levaram em conta os parâmetros geométricos dos trocadores de calor, sendo portanto mais indicados nas análises comparativas entre trocadores individualmente, e os outros dois levam em conta o impacto da alteração da geometria do condensador e do evaporador sobre a eficiência do sistema, sendo mais bem utilizados como uma ferramenta de projeto para o sistema e/ou trocadores de calor.

Hesselgreaves (2000) analisou diversas abordagens de análise da segunda lei verificando vários modos da adimensionalização da taxa geração de entropia, apresentando um novo método que satisfaz as exigências físicas do problema e contabiliza a transferência de calor e a queda de pressão. É mostrado também que a relação básica de geração de entropia para um fluxo de gás é controlado pelo seu número de Mach, concordando com a análise de escoamento unidimensional feita por Shapiro (1953) de um fluido (gás) compressível com adição de calor e atrito.

Nos artigos de Zimparov (2000) e Zimparov (2001), o autor desenvolveu baseado no teorema de produção de entropia, critérios de avaliação de desempenho para superfícies que promovem uma maior transferência de calor de modo a incluir o efeito da variação de temperatura do fluido ao longo do comprimento de um trocador de calor tubular. Ambas as condições de contorno de temperatura constante e fluxo de calor constante foram avaliadas. A análise desse tratamento foi feita observando a transferência de calor e queda de

pressão em dez tubos espirais, achando uma razão ótima entre altura-diâmetro do trocador de calor de 0,04.

Yilmaz *et al.* (2001) mostraram alguns critérios de otimização baseados na segunda lei da termodinâmica para avaliar a performance de trocadores de calor, discutindo primeiramente a necessidade de um projeto sistemático utilizando esse tipo de estudo, para em seguida classificar os PEC baseados na entropia e na exergia. Os autores mostram como os PEC dessas duas classes podem ser relacionados entre si, citando a importância da utilização desses critérios em trocadores de calor.

Shah e Sekulić (2003) e Webb e Kim (2005) apresentam uma revisão geral de critérios de avaliação de desempenho (PEC, do inglês *Performance Evaluation Criteria*) para superfícies de troca de calor e trocadores de calor com e sem mudança de fase. Bejan (1982, 1996) demonstrou o uso do método de minimização da geração de entropia (EGM, do inglês *Entropy Generation Minimization*) para otimização de diferentes dispositivos e sistemas, incluindo trocadores de calor.

Yilmaz *et al.* (2005) apresentaram uma visão global dos PEC baseados na primeira lei da termodinâmica referentes somente a trocadores de calor. Aproximadamente 100 PEC são mostrados e revisados, onde os autores mostraram como muitos dos PEC são relacionados entre si. De acordo com os autores, a seleção do critério de otimização depende muito dos objetivos que devem ser alcançados e das restrições impostas, não existindo nenhuma regra geral na escolha. Algumas recomendações foram sugeridas para a seleção, mostrando os seguintes aspectos: (i) tipo de escoamento; (ii) tipos de superfícies a serem comparadas; (iii) restrições; (iv) função objetivo; (v) tipo do trocador de calor e (vi) considerações sobre o custo.

Khan e Yovanovich (2007) aplicaram o método de minimização de geração de entropia para estudar as perdas termodinâmicas causadas pela transferência de calor e queda de pressão em um escoamento de ar em um dissipador de calor de pinos cilíndricos considerando o efeito do escoamento ser desviado para uma região de *by-pass*. Arranjos em linha e desencontrados foram estudados e suas performances relativas foram comparadas para as mesmas condições térmicas e hidráulicas, mostrando os efeitos que o *by-pass* causa no desempenho global do trocador de calor.

Waltrich (2008) apresentou uma revisão bibliográfica sobre metodologias de otimização aplicadas a sistemas de refrigeração, dando ênfase em trabalhos sobre trocadores de calor. Estudos de otimização foram feitos nos evaporadores de fluxo acelerado desenvolvidos para o trabalho, verificando um grande potencial para a aplicação em refrigeração doméstica, chegando a resultados expressivos devido a aceleração desenvolvida no fluido. Acoplando o evaporador com o sistema, foi obtido resultados que permitiam uma redução de massa do evaporador de 40%, com uma redução no COP do sistema de apenas 1%.

2.4. Escopo do Trabalho

A revisão bibliográfica revelou uma falta de trabalhos relacionados aos trocadores de calor de aletas periféricas, objetivo principal deste estudo. Uma escassez de trabalhos também é verificada a respeito de evaporadores aplicados a refrigeração doméstica. Além disso, as análises de otimização baseadas na segunda lei levam em conta o *trade-off* entre a perda de carga e a troca de calor nos evaporadores. Logo, este trabalho pretende desenvolver uma metodologia para o projeto e levantar informações técnicas e experimentais que possam auxiliar futuras aplicações ou trabalhos baseados nesse novo tipo de trocador de calor.

3. ANÁLISE EXPERIMENTAL

A análise experimental deste trabalho foi feita com o auxílio de um calorímetro de túnel de vento construído com a finalidade de se obter o comportamento da queda de pressão e da transferência de calor em diferentes tipos de trocadores de calor. Cinco evaporadores foram projetados e construídos variando-se suas dimensões como tamanho e quantidade das aletas, número de fileiras de tubos, altura da seção transversal e comprimento. A seguir, na seção 3.1, será descrito o projeto e confecção dos protótipos e, na sequência, será apresentada a descrição da bancada experimental e o procedimento de testes utilizado.

3.1. Projeto e Dimensionamento dos Protótipos

Para dar início à confecção dos protótipos, foi necessário definir as configurações e os parâmetros geométricos a serem avaliados. Esta etapa foi feita analisando as possíveis dimensões que poderiam ser variadas que viabilizassem a construção dos dispositivos e possibilitassem uma boa comparação com um menor número de variações entre os trocadores de calor. Apesar do alto número de parâmetros que poderiam ser variados, foi concluído que, na prática, seria possível considerar apenas alguns deles (Figura 3.1):

- Comprimento radial dos 3 níveis de aletas;
- Espessura das aletas;
- Fileiras de tubos na direção do escoamento (ar);
- Número de unidades¹ por tubo do trocador de calor;
- Distribuição e ordem de aletas de diferentes tamanhos, em cada unidade.

Um fator determinante para se avaliar apenas alguns parâmetros geométricos foi o baixo número de protótipos construídos (cinco) devido ao alto custo de produção e às limitações da bancada, fazendo com que algumas variáveis como, por exemplo, o número de fileiras de tubos na direção perpendicular ao escoamento de ar (Figura 3.1b) e a espessura da aleta (Figura 3.2) não pudessem exceder ou estar abaixo de um determinado valor.

¹ O termo unidade foi criado para especificar o conjunto de aletas que se repetem na largura do trocador de calor (Figura 3.1c).

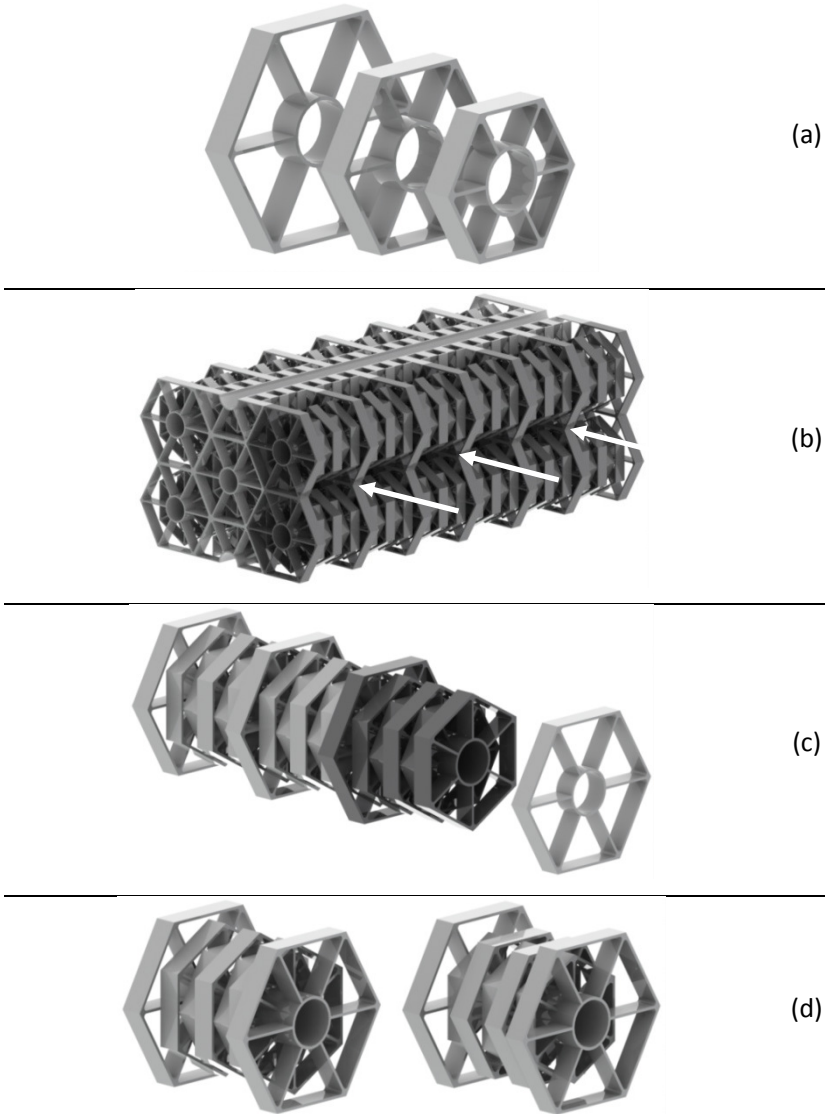


Figura 3.1 – Dimensões utilizadas na comparação entre os protótipos construídos. (a) Comprimento radial dos 3 níveis de aletas; (b) Fileiras de tubos na direção do escoamento; (c) Número de unidades do trocador de calor e (d) Distribuição das aletas.

Pelo fato do evaporador de aletas periféricas ser um conceito novo de trocador de calor, não havia uma geometria de referência para o desenvolvimento de um futuro protótipo. Entretanto, como a bancada de testes foi desenvolvida para testar evaporadores do tipo *no-frost* aplicados à refrigeração doméstica, esse aparato dispunha de algumas limitações dimensionais, que serviram como base para um estudo de dimensionamento inicial. Mais detalhes sobre as limitações operacionais da bancada serão apresentadas na Seção 3.2.2.

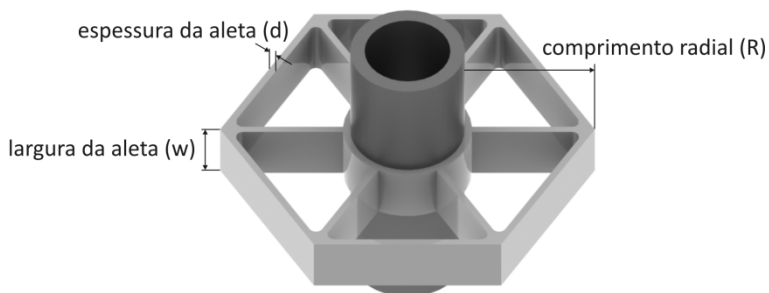


Figura 3.2 – Dimensões principais de uma aleta periférica.

O trocador de aletas periféricas diferencia-se dos trocadores tubo-aleta utilizados atualmente devido a dependência de suas dimensões com relação ao comprimento radial da maior aleta em sua configuração (R_3). Como pode ser observado na Figura 3.3, essa dimensão afeta diretamente tanto o comprimento do trocador de calor (na direção do escoamento de ar) como a sua altura. O tamanho das aletas menores (R_2 , R_1), devido à defasagem de 30° e à geometria hexagonal, também é limitado pelo tamanho da aleta R_3 .

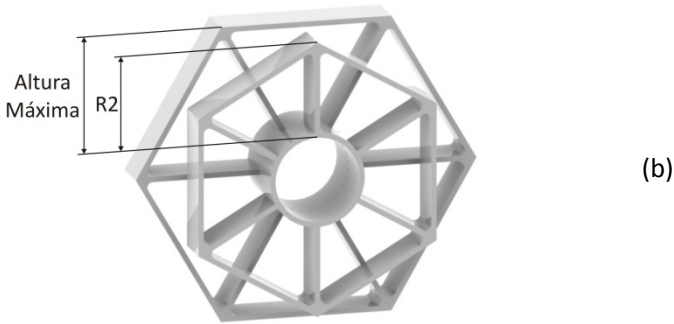
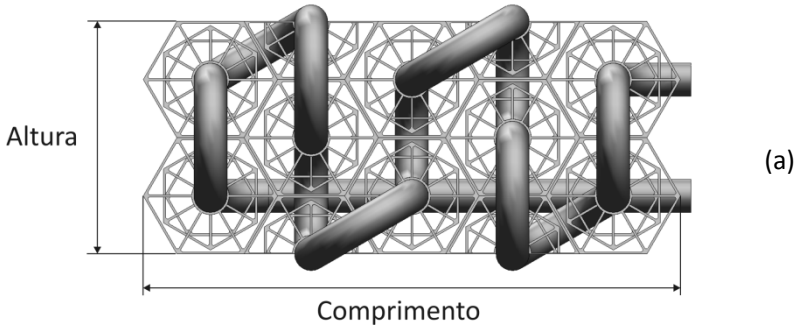


Figura 3.3 – Dependência das dimensões do trocador de calor com o tamanho de suas aletas. (a) Vista lateral de um EAP e (b) Altura máxima que pode ser atingida por uma aleta inferior a aleta R3.

Com base nessas condições, foi possível realizar a confecção dos trocadores de calor. Todos os protótipos foram confeccionados com tubos de cobre com diâmetro externo de 5/16" (7,94 mm). O circuito do lado da água foi concebido de forma que o arranjo dos fluxos fosse de correntes paralelas em todos os protótipos. As aletas foram fabricadas em alumínio sendo montadas e defasadas manualmente, fixadas em seguida com a expansão do tubo. As aletas do primeiro protótipo (A1) foram construídas individualmente pelo processo de fabricação de eletro-erosão. Apesar do melhor acabamento e possibilitar tolerâncias mais baixas, este primeiro protótipo apresentou um custo de fabricação muito alto, levando a uma reavaliação do modo como o restante dos trocadores seriam

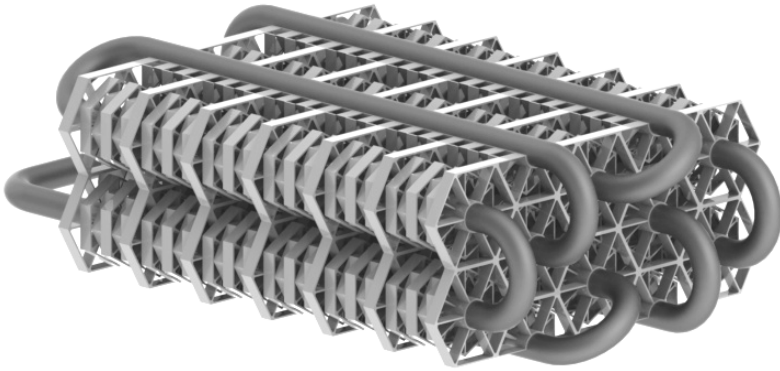
construídos. Logo, decidiu-se por fim fabricar os outros protótipos pelo processo de fundição, principalmente pela grande quantidade de aletas que deveria se produzida. O processo de fabricação e montagem das aletas sobre os tubos foi realizado pela empresa Embraco.

Foram construídos cinco protótipos variando entre si as dimensões citadas no início da seção. Algumas restrições foram impostas para permitir a comparação dos trocadores mesmo havendo diferenças em algumas dimensões. O trocador A1, por exemplo, foi desenvolvido com as mesmas características do trocador A (mesmo comprimento radial de todos os níveis de aletas, mesmo número de fileiras de tubos na direção do escoamento, números iguais de unidades por tubo e a mesma distribuição, conforme mostra a Tabela 3.1). Entretanto, como esse trocador foi o único a ser fabricado por eletro-erosão, conseguiu-se uma espessura menor comparado com os outros trocadores, limitados em algumas dimensões pelo processo de fundição.

O trocador A foi confeccionado com o mesmo volume (ou seja, com a mesma área frontal e com o mesmo comprimento) e mesmo tamanho de aletas do trocador B. Porém, a distribuição das aletas na unidade é diferente, seguindo outra configuração (Tabela 3.1). O trocador C, por sua vez, possui a mesma área superficial do trocador A, entretanto, com um número de unidades por tubo maior e um número de fileiras menor, tendo ainda o mesmo tamanho e a mesma distribuição de aletas na unidade. O trocador D foi construído com a mesma área frontal do trocador C, diferindo no número de unidades por tubo e no tamanho das aletas. A Tabela 3.1 ilustra cada trocador com suas respectivas dimensões principais e distribuições. Os desenhos dos protótipos e suas cotas são apresentados no Apêndice I.

Tabela 3.1 – Desenhos dos protótipos construídos juntamente com suas respectivas características.

Trocador A1



Distribuição de aletas na unidade: R3, R2, R1, R2, R1, R2, R3

5 Fileiras de tubos

6 Unidades / Tubo

Aleta R3 – 12,1 mm

Aleta R2 – 9,0 mm

Aleta R1 – 7,0 mm

Número total de aletas

R3 - 70

R2 - 180

R1 – 120

Dimensões das aletas

Espessura – 0,5 mm

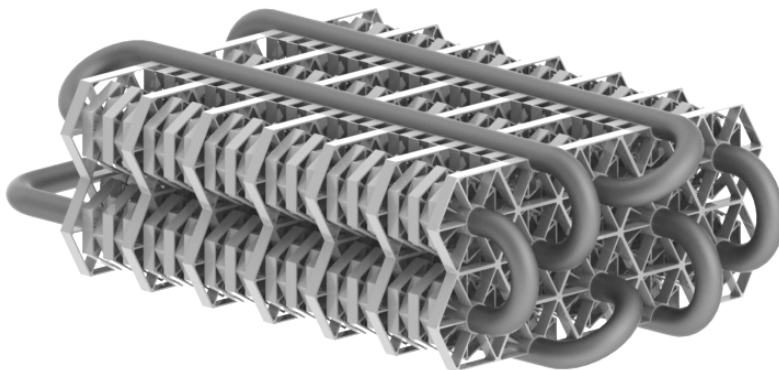
Largura – 4,0 mm

Área total – 0,4043 m²

Porosidade – 0,877

Tabela 3.1 (cont) – Desenhos dos protótipos construídos juntamente com suas respectivas características.

Trocador A



Distribuição de aletas na unidade: R3, R2, R1, R2, R1, R2, R3

5 Fileiras de tubos

6 Unidades / Tubo

Aleta R3 – 12,1 mm

Aleta R2 – 9,0 mm

Aleta R1 – 7,0 mm

Número total de aletas

R3 - 70

R2 - 180

R1 - 120

Dimensões das aletas

Espessura – 0,8 mm

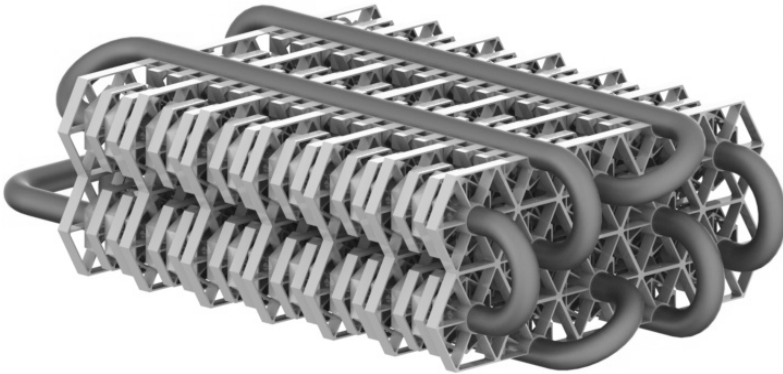
Largura – 4,0 mm

Área total – 0,4083 m²

Porosidade – 0,810

Tabela 3.1 (cont) – Desenhos dos protótipos construídos juntamente com suas respectivas características.

Trocador B



Distribuição de aletas na unidade: R3, R1, R2, R1, R2, R1, R3

5 Fileiras de tubos

6 Unidades / Tubo

Aleta R3 – 12,1 mm

Aleta R2 – 9,0 mm

Aleta R1 – 7,0 mm

Número total de aletas

R3 - 70

R2 - 120

R1 – 180

Dimensões das aletas

Espessura – 0,8 mm

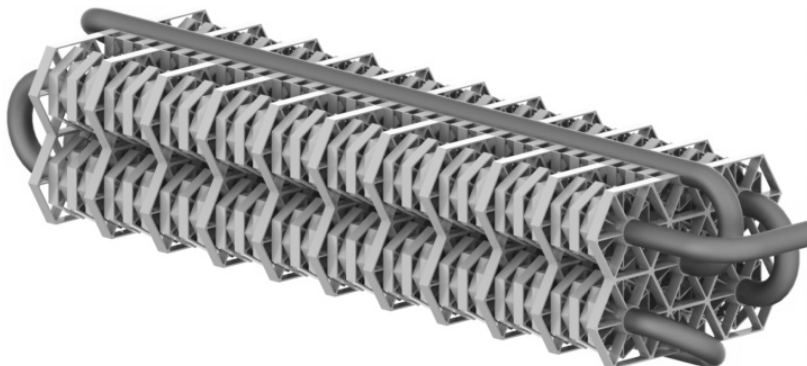
Largura – 4,0 mm

Área total – 0,3945 m²

Porosidade – 0,815

Tabela 3.1 (cont) – Desenhos dos protótipos construídos juntamente com suas respectivas características.

Trocador C



Distribuição de aletas na unidade: R3, R2, R1, R2, R1, R2, R3

3 Fileiras de tubos

10 Unidades / Tubo

Aleta R3 – 12,1 mm

Aleta R2 – 9,0 mm

Aleta R1 – 7,0 mm

Número total de aletas

R3 - 66

R2 - 180

R1 - 120

Dimensões das aletas

Espessura – 0,8 mm

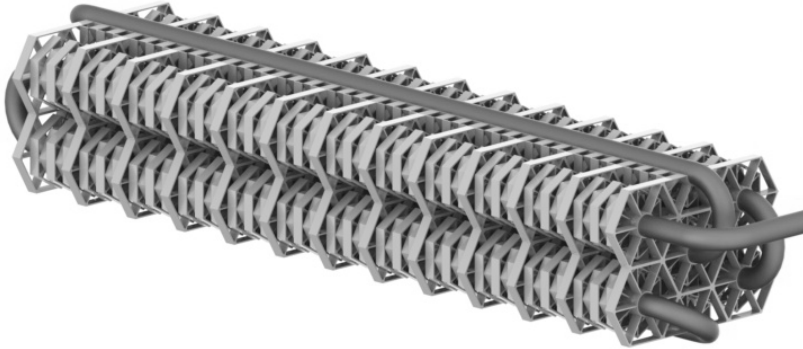
Largura – 4,0 mm

Área total – 0,4083 m²

Porosidade – 0,810

Tabela 3.1 (cont) – Desenhos dos protótipos construídos juntamente com suas respectivas características.

Trocador D



Distribuição de aletas na unidade: R4, R1, R5, R1, R5, R1, R4

3 Fileiras de tubos

12 Unidades / Tubo

Aleta R4 – 9,5 mm

Aleta R1 – 7,0 mm

Aleta R5 – 5,5 mm

Número total de aletas

R4 - 78

R1 - 216

R5 – 144

Dimensões das aletas

Espessura – 0,8 mm

Largura – 4,0 mm

Área total – 0,3939 m²

Porosidade – 0,766

Para facilitar o entendimento dos parâmetros quando enviados a oficina para a construção dos protótipos, foi adotada uma nomenclatura própria para o evaporador de aletas periféricas. Devido à diferença entre o tamanho das aletas em todos os trocadores, estas passaram a ser designadas por R1, R2, R3, R4 e R5, cada uma possuindo seu tamanho característico. O nome *Fileiras de tubos* e *Unidades* também foram adotados com o mesmo propósito. Pode-se notar pelas figuras localizadas na Tabela 3.1 que todos os trocadores possuem seu número respectivo de unidades por tubo terminando sempre com uma aleta de maior comprimento radial. Também foi tomada atenção com a distribuição das aletas e suas defasagens. Desse modo, minimizou-se o erro que poderia ocorrer durante a montagem dos protótipos devido à sua complexidade. A Figura 3.4 mostra fotos dos cinco trocadores construídos para esse trabalho.

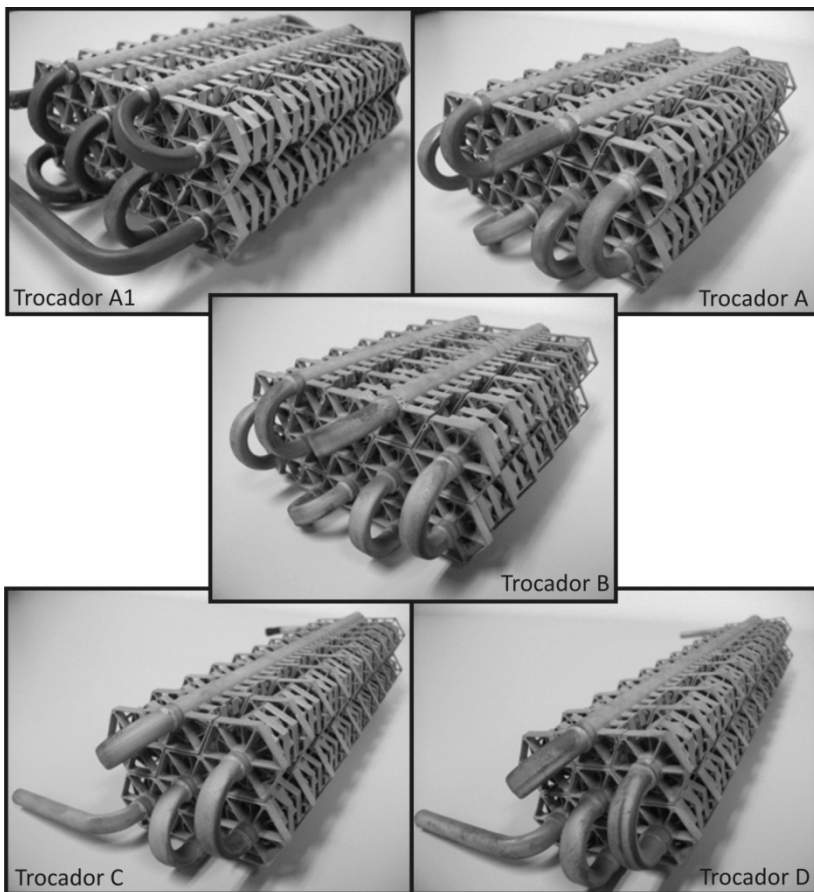


Figura 3.4 – Fotos dos trocadores de calor construídos para este trabalho.

3.2. Aparato Experimental

Os ensaios experimentais foram feitos em um calorímetro de túnel de vento de circuito aberto que tem por finalidade obter as características da transferência de calor e da queda de pressão de diferentes tipos de trocadores de calor. O aparato experimental foi projetado de acordo com as normas ASHRAE 41.2 (1987), ASHRAE 37 (1988) e ASHRAE 51 (1999), sendo constituído basicamente de um túnel de vento aberto acoplado a um circuito de água, permitindo o controle da vazão e sua temperatura. Como essa bancada foi utilizada anteriormente em outros trabalhos (Waltrich, 2008), aqui será dada uma explicação breve do funcionamento deste equipamento. A Figura 3.5 mostra uma foto da bancada experimental, assim como de seus principais componentes. A Figura 3.6 mostra a montagem de um trocador de calor na seção de testes.

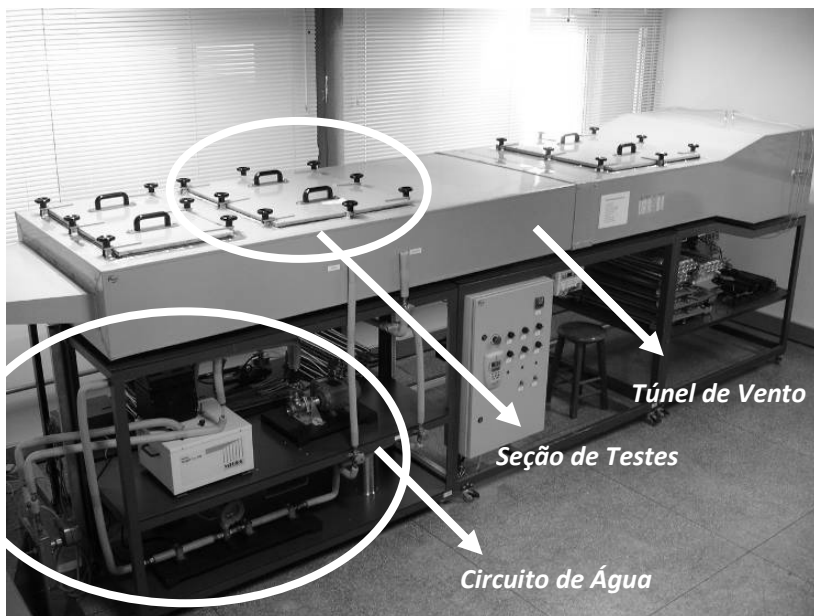


Figura 3.5 – Bancada experimental utilizada para testes em diferentes trocadores de calor (Waltrich, 2008).



Figura 3.6 – Evaporador montado na seção de testes.

Apresenta-se abaixo uma descrição do circuito de ar, do circuito de água (ver Figura 3.7), dos sistemas de aquisição e controle e do procedimento de teste. Maiores detalhes sobre alguns equipamentos e sobre o projeto e construção do aparato experimental podem ser obtidos na dissertação de Waltrich (2008).

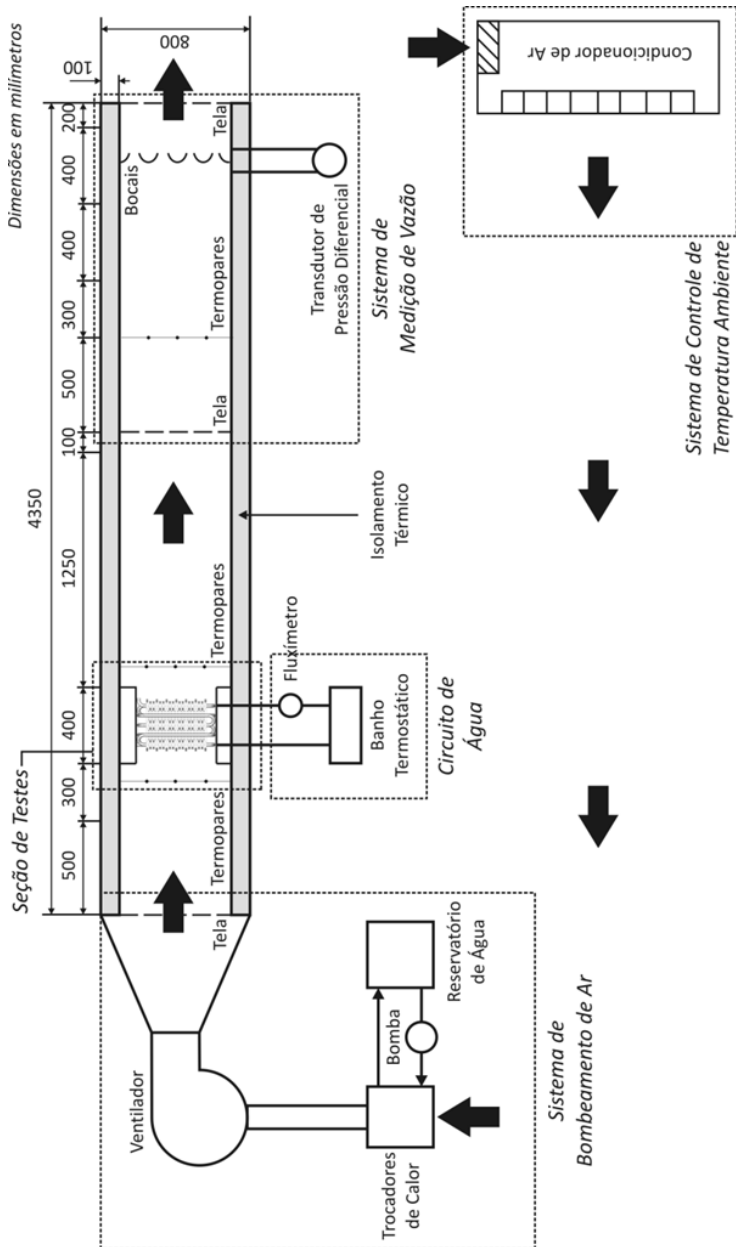


Figura 3.7 – Diagrama esquemático da bancada e suas principais dimensões (Waltrich, 2008).

Circuito de Ar

O circuito de ar é constituído de um túnel de vento de circuito aberto e apresenta os seguintes componentes:

- i) sistema de controle de temperatura ambiente;
- ii) sistema de bombeamento de ar;
- iii) seção de teste;
- iv) sistema de medição de vazão de ar e
- v) isolamento térmico.

O sistema de controle de temperatura ambiente tem a função de controlar a temperatura da sala onde está o túnel de vento. Como a bancada é de circuito aberto, a temperatura na entrada do túnel deve ser a própria temperatura da sala, não podendo apresentar variações muito bruscas devido à necessidade de uma condição em regime permanente para cada teste. Este sistema é composto por um condicionador de ar do tipo *split*, um microcontrolador para um ajuste variável da banda de controle e um temporizador para garantir que o compressor não parta antes que as pressões dentro dos componentes do sistema de refrigeração estejam equalizadas.

A distribuição das temperaturas no interior do laboratório foi medida por 9 termopares do tipo T equipados com massas de cobre padronizadas (Waltrich, 2008), sendo realizada uma média dessas temperaturas ao serem conectadas ao microcontrolador.

O sistema de bombeamento de ar tem por objetivo bombear o ar para a bancada de testes, assim como diminuir a variação de temperatura que o ar possa sofrer no caminho desde o ambiente até a seção de testes. Este sistema é composto por 2 trocadores de calor em série ligados a um reservatório de água. Uma bomba faz a água circular pelos trocadores de calor diminuindo a banda de controle de $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$, variação esta conseguida pela implementação do sistema de controle de temperatura ambiente, para $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Um ventilador radial de velocidade variável (EBM Papst, modelo G1G144-AE13-50) conectado a uma fonte de alimentação suga o ar através do circuito de dutos isolados, atravessando uma seção divergente, orientando e uniformizando o escoamento do ar na entrada da seção de testes.

A seção de testes é composta por um compartimento utilizado para a colocação dos trocadores de calor e pelas tomadas de temperatura e pressão, isolando o trocador termicamente do ambiente

externo, garantindo que todo o fluxo de ar que vem do ventilador passe pelo trocador de calor. As medidas de temperatura são realizadas por termopares do tipo T localizados a jusante e a montante do trocador de calor distanciados de 800 mm entre si (Figura 3.7). As medidas de pressão foram feitas por meio de um transdutor de pressão diferencial (DRUCK LPX1510-C1S-1), conectado em tubos PVC com furos de 1 mm de diâmetro espaçados entre si de 25 mm na direção transversal ao escoamento, também a jusante e a montante do dispositivo a ser testado. A incerteza do transdutor é de $\pm 0,5\%$ FS com um fundo de escala de 500 Pa.

O sistema de medição de vazão é composto por uma placa com cinco bocais de alumínio com diâmetros variando entre 0,75" (19,05 mm) a 1,25" (31,75 mm), um transdutor de pressão e por duas telas com feltro. Tomadas de pressão são localizadas a jusante e a montante dos bocais, sendo medida a diferença de pressão e a temperatura do ar após este ser uniformizado pela tela perfurada e pelo feltro.

A parede do túnel é composta por uma camada dupla de chapas de aço galvanizado de 10mm de espessura preenchida com lã de rocha, tendo a finalidade de isolar termicamente do ambiente externo o fluxo de ar dentro do túnel de vento. A verificação da espessura do isolamento térmico foi estipulada por um cálculo admitindo uma condição de operação crítica do ponto de vista da perda de calor para o ambiente (Waltrich, 2008).

Circuito de Água

O circuito de água é formado por:

- i) banho termostático;
- ii) bomba;
- iii) trocador de calor;
- iv) filtro;
- v) medidor de fluxo de massa e
- vi) duas sondas de medição de temperatura localizadas antes de depois do trocador de calor.

Por meio do banho termostático (MicroQuímica, modelo MQBMP-01), a temperatura da água é controlada e enviada ao trocador de calor por uma bomba de rotação variável acoplada com um motor elétrico. O motor é controlado por um inversor de frequência

fornecendo uma vazão de 0,01 l/min a 4,0 l/min, sendo esta limitada pela pressão atingida dentro da tubulação. Um filtro faz com que as impurezas presentes no escoamento não passem pelo medidor de fluxo de massa. Dois termopares de sonda tipo T com incerteza de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ permitem a medição de temperatura antes e depois do evaporador.

O sistema de aquisição e controle é composto por uma unidade de aquisição (Agilent/HP, modelo 34980A) com uma placa multiplexadora de 40 canais conectada a um microcomputador, permitindo a leitura dos sinais dos termopares, dos transdutores de pressão e do medidor de fluxo de massa. Resistores em série foram adicionados devido aos transdutores de pressão e ao medidor de fluxo de massa enviarem sinais na forma de corrente elétrica. O acionamento de todos os equipamentos acontece de forma manual por meio de chaves e contactoras.

3.2.1. Procedimento de Testes

O teste se inicia com a colocação do trocador de calor na seção de testes. O trocador é posicionado no meio da seção e ligado ao circuito de água. Após esse procedimento, faz-se um teste para verificar vazamento na conexão com os tubos de entrada e saída de água, onde por meio da bomba de água com rotação variável, ajusta-se a rotação máxima permitida, deixando em torno de 20 minutos, verificando a ocorrência de vazamento. Após esse procedimento, é iniciada a fixação e vedação do trocador de calor na seção de testes. Essa fase é efetuada basicamente por meio de isopor e cola de silicone, esta última auxiliando tanto na fixação do isopor como na vedação da passagem do ar, obrigando com que o ar proveniente do ventilador passe totalmente pelo trocador de calor. O fechamento se dá tampando e vedando a parte de cima da vedação com isopor, preenchendo as laterais da seção de testes com lâ de rocha (Figura 3.8).

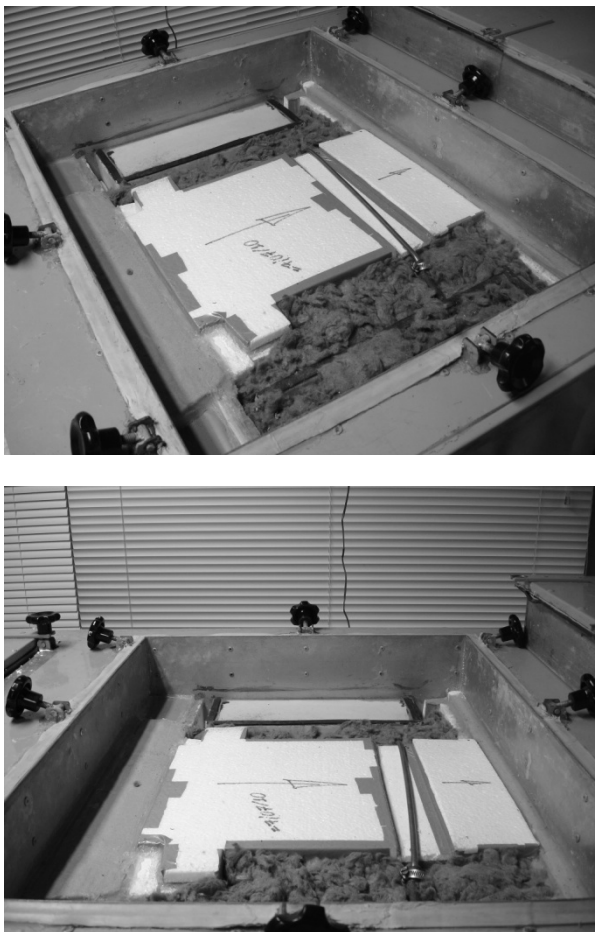


Figura 3.8 – Trocador de calor fechado na seção de testes (Evaporador D).

A temperatura de entrada da água é ajustada com o banho termostático e a rotação da bomba permite controlar a vazão requerida. O mesmo acontece para o lado do ar, ajustando a temperatura ambiente para as condições de teste, fazendo circular água no banco de trocadores de calor situados na entrada do túnel de vento.

Para verificação de uma boa montagem e de uma medição adequada, a vazão de água é ajustada juntamente com sua a

temperatura de entrada de modo que se tenha uma diferença de temperatura entre as sondas na entrada e na saída da água de aproximadamente 4,0°C. Esse procedimento tem o objetivo de se detectar algum tipo de vazamento de ar pela comparação das taxas de transferência de calor medidas pelo lado do ar e da água, diminuindo desse modo as incertezas associadas ao teste experimental para essa medição. Para o teste ser considerado válido, as taxas de transferência de calor calculadas com base nas correntes de ar e de água devem apresentar um desvio relativo inferior a 5% (ANSI/ASHRAE 41.2, 1987).

Dependendo das condições de teste, por volta de 50 a 80 minutos são necessários para alcançar a situação de regime permanente. O critério adotado para verificar se a condição de regime permanente foi atingida se baseia em um ajuste linear de todos os pontos de medição durante um intervalo de 30 minutos (Waltrich, 2008):

$$f(t) = at + b \quad (3.1)$$

O teste é considerado estável quando o módulo da diferença entre o ponto inicial e o ponto final do intervalo for menor que 3 desvios-padrão:

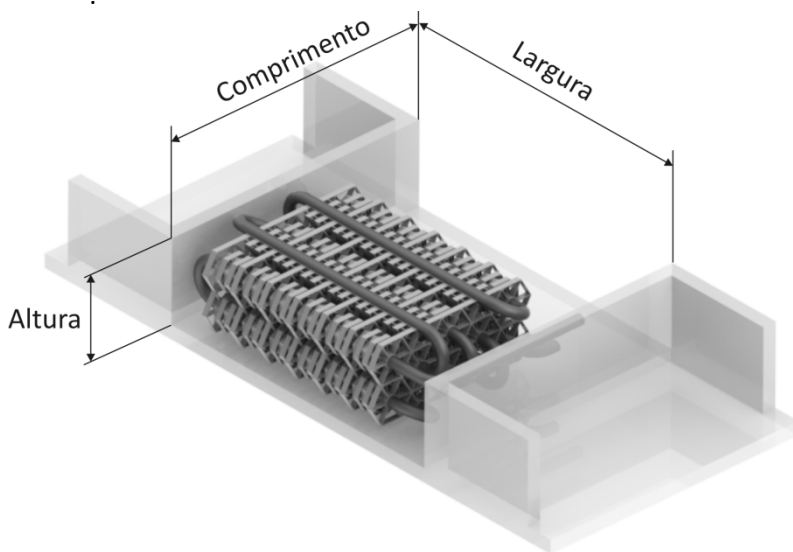
$$\left| f(t_{final}) - f(t_{inicial}) \right| < 3DP \quad (3.2)$$

3.2.2. Limites Operacionais da Bancada

Os limites operacionais do aparato experimental são dados por:

- Transferência de calor: 50 – 500 W
- Faixa de vazão de ar: 17 – 112 m³/h
- Faixa de vazão mássica de água: 0 – 300 kg/h
- Temperatura máxima de trabalho do lado água: 60°C;
- Temperatura mínima de trabalho do lado da água: 5°C acima da ambiente;
- Temperatura de trabalho do lado do ar: de 17°C a 25°C.

Os limites dimensionais para a seção de teste são ilustrados na Figura 3.9.



<i>Dimensão</i>	<i>Valor Máximo (mm)</i>
Altura	60
Comprimento	450
Largura	500

Figura 3.9 – Dimensões principais da seção de testes.

3.2.3. Regressão de Dados

Os parâmetros de interesse a serem regredidos a partir dos ensaios experimentais são basicamente a condutância térmica do lado do ar, $\eta_0 \bar{h} A$, a taxa de transferência de calor, \dot{Q} , e a queda de pressão, ΔP , todos em função da vazão de ar.

A taxa de transferência de calor no trocador de calor é calculada com base nos balanços de energia tanto para a água quanto para o ar. A Figura 3.10 mostra o corte de uma vista lateral do túnel de vento, com os parâmetros envolvidos no cômputo das taxas de transferência de calor.

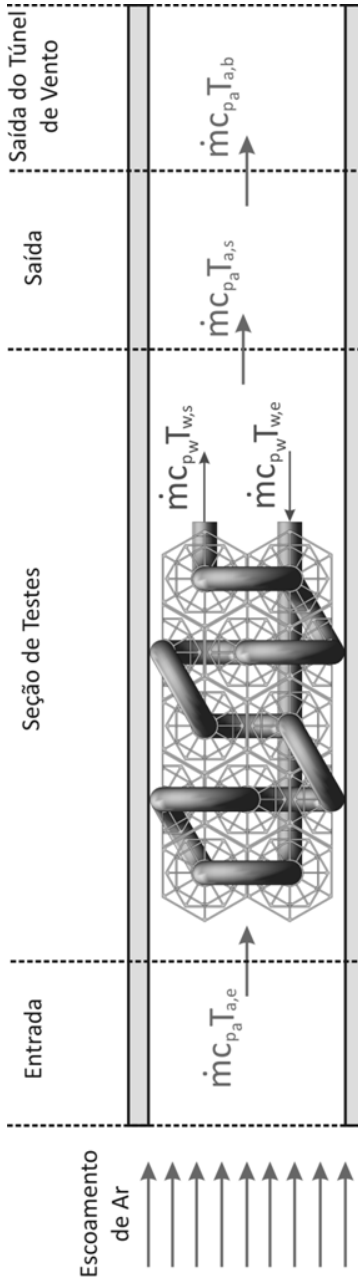


Figura 3.10 – Balanço de energia no evaporador entre os lados da água e do ar.

As taxas de transferência de calor são dadas pelas seguintes expressões:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,e} - T_{w,s}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (3.4)$$

Nesse trabalho, optou-se por calcular a taxa de transferência de calor pelo lado do ar com as temperaturas de saída e de entrada no evaporador. Em Waltrich (2008), essa taxa foi calculada com base na temperatura de entrada dos bocais (ver Figura 3.7), assumindo que uma parte dessa energia era perdida pelas paredes do túnel. A razão pelo uso dessa correção se faz devido à estipulação da norma ASHRAE 33 (2000), descrevendo que as medições de temperatura na seção de saída não podem variar entre si em mais do que 0,6°C, recomendando que a temperatura medida deve estar localizada a uma distância do trocador que permita minimizar o efeito da estratificação do escoamento.

Essa perda de calor era calculada admitindo uma situação crítica de operação, com valores para coeficientes de transferência de calor considerados altos para um teste, utilizando a diferença de temperatura entre a entrada do bocal e o ambiente externo. Como o caminho da saída do evaporador até a entrada dos bocais é bastante longo, esse cálculo se torna aproximado, podendo criar um pequeno erro associado a esse resultado. Outro fato que justifica a escolha do presente trabalho em usar as temperaturas na entrada e na saída do evaporador é a uniformização do escoamento de ar devido a própria estrutura geométrica do trocador de calor de aletas periféricas, visto que nenhuma estratificação de temperatura foi observada nesse ponto. Acredita-se que o erro de medição também será reduzido devido ao melhor isolamento térmico apresentado na seção de testes (ver Figura 3.8)

O procedimento de medição das taxas de transferência de calor (água e ar) é feito ajustando o circuito de água para que este forneça uma vazão de água tal que permita medir a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da água com uma boa exatidão (por exemplo, entre 3 e 4°C). A taxa de transferência de calor real é definida partir de uma média aritmética entre as calculadas pelo lado da água e pelo lado do ar. Um gráfico de comparação entre estes

resultados adquiridos em um teste para o evaporador A1 é mostrado na Figura 3.11.

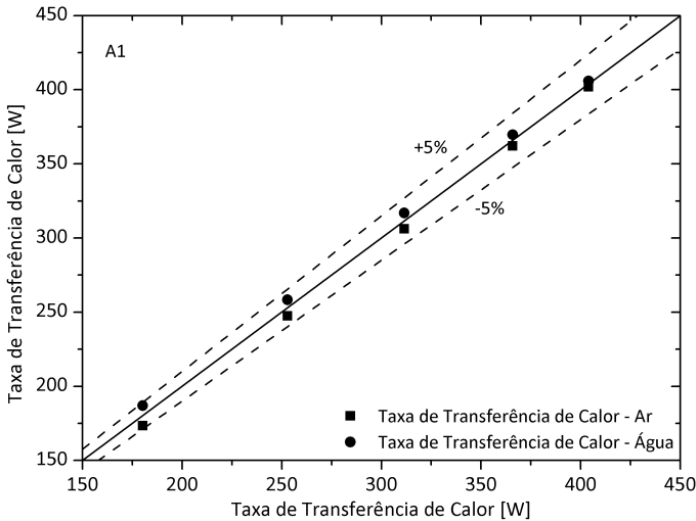


Figura 3.11 – Comparação das taxas de transferência de calor (ar e água) para o teste feito com o evaporador A1.

A condutância térmica do lado do ar é calculada a partir de,

$$\eta_0 \bar{h} A = \frac{1}{\frac{\Delta T_{LM}}{\dot{Q}_{m\u00e9dia}} - \frac{1}{\bar{h}_w A_w}} \quad (3.5)$$

onde $\dot{Q}_{m\u00e9dia}$ é a média aritm\u00e9tica das Eqs. (3.3) e (3.4), \bar{h}_w \u00e9 o coeficiente de transfer\u00eancia de calor calculado pela correla\u00e7\u00e3o de Gnielinski (Incropera *et al.* 2008), A_w \u00e9 a \u00e1rea interna do tubo e ΔT_{LM} \u00e9 a m\u00e9dia logar\u00edtmica da diferen\u00e7a de temperaturas para um trocador de calor de correntes paralelas dada por,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_s - \Delta T_e)}{\ln \left[\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right]} \quad (3.6)$$

sendo $\Delta T_s = T_{w,s} - T_{a,s}$ e $\Delta T_e = T_{w,e} - T_{a,e}$ para escoamentos com correntes paralelas (Figura 3.12) .

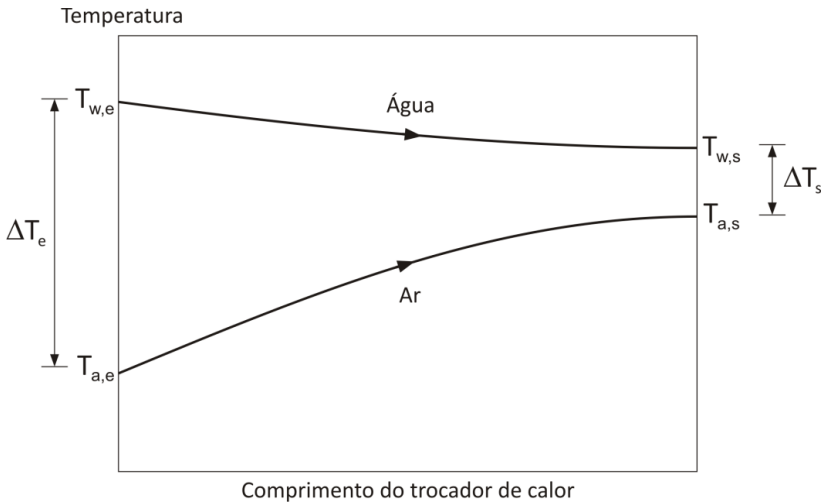


Figura 3.12 – Distribuições de temperatura num trocador de calor com corrente paralelas.

A vazão de ar [m³/s] por sua vez é calculada de acordo com a diferença de pressão nos bocais, fornecida pela expressão (ASHRAE 51, 1999),

$$\dot{V}_a = C_d A_b Y \sqrt{\frac{2\Delta P_b}{\rho_{b,e}(1-\beta^4)}} \quad (3.7)$$

onde $\rho_{b,e}$ é a densidade do ar na entrada dos bocais, em [kg/m³], A_b é a soma das áreas de saída dos bocais, em [m²], ΔP_b é a diferença de pressão medida nos bocais, em [Pa], β é a relação de contração do túnel em relação aos bocais, C_d é o coeficiente de descarga e Y é o coeficiente de expansão dos bocais. Esses termos são obtidos por,

$$Y = 1 - [(0,548 + 0,71\beta^4)(1 - \alpha)] \quad (3.8)$$

$$C_d = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re_b}} + \frac{134,6}{Re_b} \quad (3.9)$$

$$\beta = \frac{d_{equiv}}{D_h} \quad (3.10)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do túnel e d_{equiv} é o diâmetro equivalente dos bocais dado por,

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{4A_b}{\pi}} \quad (3.11)$$

α e Re_b são calculados por,

$$\alpha = \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \Delta P_b} \quad (3.12)$$

$$Re_b = \frac{\sqrt{2}}{\mu_b} C_d d_{equiv} Y \sqrt{\rho_{b,e} \Delta P_b} \quad (3.13)$$

A queda de pressão do lado do ar no evaporador é obtida diretamente a partir da medição do transdutor de pressão do evaporador, em função da vazão de ar.

4. MODELO MATEMÁTICO

Um método de cálculo foi desenvolvido com o objetivo de se obter a taxa de transferência de calor, a queda de pressão e a taxa de geração de entropia em função da geometria e das condições de operação do trocador de calor. Baseado no trabalho de Wu *et al.* (2007) para a transferência de calor em cada aleta, o modelo térmico acoplado com o modelo fluidodinâmico consiste em separar o trocador de calor em volumes de controle (VC) na direção do escoamento e calcular a condutância térmica, a queda de pressão e a taxa de geração de entropia para o lado do ar em cada volume de controle. Desse modo, ao se totalizar tais parâmetros para todos os volumes de controle, obtêm-se os respectivos valores globais para o lado do ar.

As seguintes hipóteses simplificativas foram assumidas para se calcular a transferência de calor e queda de pressão em cada volume de controle.

- Escoamento em regime permanente;
- Forças de corpo desprezíveis;
- Propriedades termofísicas uniformes e calculadas a partir da temperatura média logarítmica entre a entrada e saída de cada volume de controle;
- Coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito considerados constantes dentro do volume de controle;
- Transferência de calor 1-D nas aletas.

A partir dessas hipóteses, são formulados os métodos de cálculo da transferência de calor por condução no interior das aletas e por convecção das aletas e tubos para o ar, da queda de pressão, assim como do desempenho e da otimização baseada no método de minimização da geração de entropia.

4.1. Transferência de Calor por Condução nas Aletas

A condução de calor nas aletas do trocador de calor de aletas periféricas foi investigada inicialmente por Wu *et al.* (2007). O modelo se baseia em uma condição de equilíbrio térmico na extremidade de cada aleta radial. Como dito anteriormente, a geometria de uma aleta

consiste de seis aletas radiais e seis aletas periféricas (Figura 4.1). Assim, o balanço de energia é dado por,

$$\dot{Q}_{r,ext} = 2\dot{Q}_{p,b} \quad (4.1)$$

onde $\dot{Q}_{r,ext}$ é a taxa de transferência de calor na extremidade de uma aleta radial e $\dot{Q}_{p,b}$ é a taxa de transferência de calor na base de uma aleta periférica.

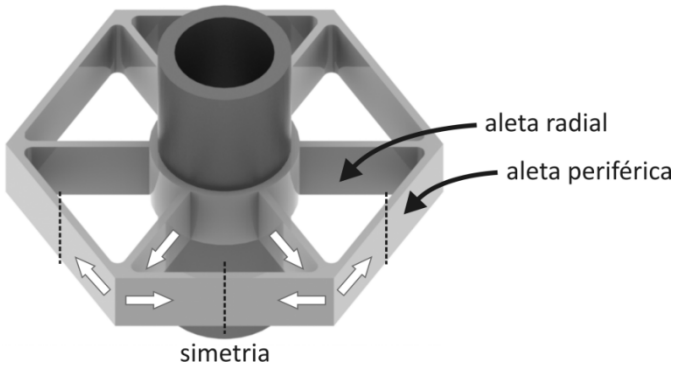


Figura 4.1 – Balanço de energia na extremidade de cada aleta radial.

A taxa de transferência de calor em uma aleta periférica pode ser calculada admitindo uma condição de simetria no seu plano médio e assumindo que a temperatura na sua base é conhecida. Também é assumido que calor é trocado com o ambiente por convecção. Desse modo, desprezando a transferência de calor por radiação, tem-se,

$$\dot{Q}_{p,b} = \theta_{ext} (P_p k_s A_{c,p} \bar{h})^{1/2} \tanh \left[\left(\frac{P_p \bar{h}}{k_s A_{c,p}} \right)^{1/2} L_p \right] \quad (4.2)$$

onde P_p é o perímetro da aleta periférica, L_p é o comprimento da sua base até o plano de simetria (Figura 4.2), $A_{c,p}$ é a área da seção transversal, k_s a condutividade térmica da aleta (sólido) e \bar{h} o coeficiente de transferência de calor médio entre a parede sólida da aleta periférica e o fluido.

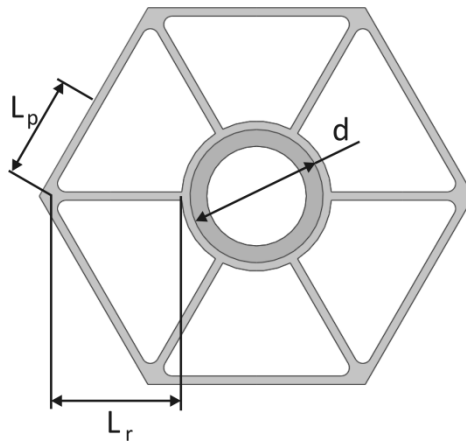


Figura 4.2 – Dimensões características de uma aleta.

Assumindo uma temperatura prescrita tanto na base na aleta radial como na sua extremidade, pode-se calcular o perfil de temperatura na aleta radial (Incropera *et al.*, 2008),

$$\frac{\theta_r(x)}{\theta_b} = \frac{(\theta_{ext}/\theta_b) \sinh \left[\left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} x \right] + \sinh \left[\left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} (L_r - x) \right]}{\sinh \left[\left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} L_r \right]} \quad (4.3)$$

onde P_r é o perímetro da aleta radial, L_r seu comprimento e $A_{c,r}$ a área de sua seção transversal.

A taxa de transferência de calor na extremidade da aleta radial pode ser calculada pela lei de Fourier nesse ponto. Assim,

$$\dot{Q}_{r,ext} = -k_s A_{c,r} \left. \frac{d\theta_r}{dx} \right|_{x=L_r} \quad (4.4)$$

onde,

$$\left. \frac{d\theta_r}{dx} \right|_{x=L_r} = \theta_b \frac{\left(\theta_{\text{ext}} / \theta_b \right) \left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} \cosh \left[\left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} L_r \right] - \left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2}}{\sinh \left[\left(\frac{P_r \bar{h}}{k_s A_{c,r}} \right)^{1/2} L_r \right]} \quad (4.5)$$

Substituindo agora as Eqs. (4.4) e (4.2) na Eq. (4.1), a temperatura que satisfaz a condição de equilíbrio pode ser encontrada determinando os perfis de temperatura tanto na aleta radial como na aleta periférica.

Com base na teoria de transferência de calor em meios porosos, o coeficiente de transferência de calor médio é calculado por meio da Eq. (2.19), conforme proposto por Kaviany (2002),

$$\bar{h} = k_a \frac{Nu_{Dp} (1 - \varepsilon)}{D_p \varepsilon} \quad (4.6)$$

onde k_a é a condutividade térmica do ar. Nesse trabalho, o número de Nusselt para um meio poroso, Nu_{Dp} , é calculado de acordo com as correlações de Whitaker (1972) (Kaviany, 2002) e de Handley e Heggs (1968) (Dixon e Cresswell, 1979). Em ambas as correlações, o número de Reynolds da partícula é calculado com base na velocidade frontal, definida como a razão entre a vazão volumétrica de ar e a área de face do trocador,

$$Re_{Dp} = \frac{U_f D_p}{\nu_a (1 - \varepsilon)} \quad (4.7)$$

onde ν_a é a viscosidade cinemática do ar.

4.2. Modelo do Trocador de Calor de Aletas Periféricas

O modelo do trocador de calor consiste em dividir o lado do ar em volumes de controle unidimensionais de comprimento L_{vc} na direção do escoamento (Figura 4.3) e aplicar balanços unidimensionais de energia e de quantidade de movimento em cada um deles. A velocidade frontal, a área frontal e a pressão e temperatura de entrada

são conhecidas. Um balanço de energia também é aplicado pelo lado da água, calculando assim a variação de temperatura sofrida pela mesma ao longo de um volume de controle. Desse modo, uma média entre as temperaturas de saída e de entrada da água no volume de controle é efetuada, calculando a partir desta a temperatura de parede considerada constante em cada volume de controle.

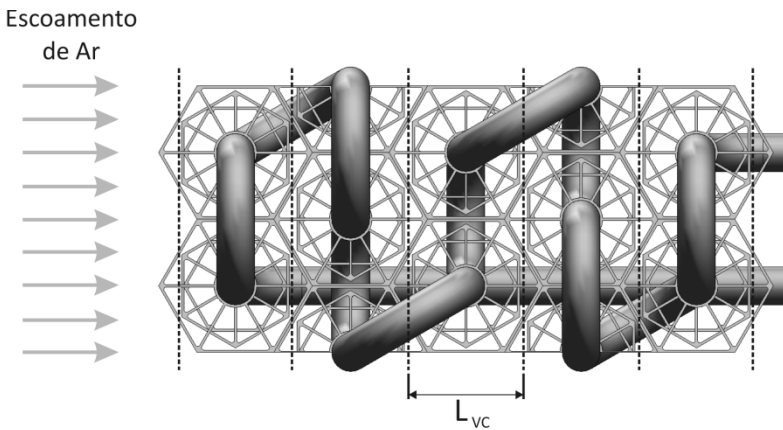


Figura 4.3 - Divisão do trocador de calor em volumes de controle.

Os modelos apresentados nas seções abaixo são resolvidos a fim de determinar a taxa de transferência de calor e a queda de pressão para cada volume de controle, permitindo assim o cálculo da temperatura de saída, a qual é tomada como a temperatura de entrada do próximo volume de controle, e assim sucessivamente até a seção de saída do trocador de calor. A queda de pressão no trocador de calor é obtida de maneira análoga, por meio de correlações apresentadas na seção 4.2.2.

4.2.1. Modelo Térmico

Para cada volume de controle, a taxa de transferência de calor e a temperatura de saída são calculadas de acordo com o balanço de energia do lado do ar:

$$\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,s,VC} - T_{a,e,VC}) = UA_{VC} \Delta T_{LM,VC} \quad (4.8)$$

onde \dot{m}_a é a vazão mássica, $c_{p,a}$ é o calor específico, $T_{a,s,VC}$ e $T_{a,e,VC}$ são as temperaturas de saída e de entrada do ar no volume de controle e $\Delta T_{LM,VC}$ é a diferença média logarítmica de temperaturas dada por,

$$\Delta T_{LM,VC} = \frac{(\Delta T_{s,VC} - \Delta T_{e,VC})}{\ln(\Delta T_{s,VC} / \Delta T_{e,VC})} \quad (4.9)$$

onde ,

$$\Delta T_{s,VC} = T_{w,s,VC} - T_{a,s,VC} \quad (4.10)$$

$$\Delta T_{e,VC} = T_{w,e,VC} - T_{a,e,VC} \quad (4.11)$$

UA_{VC} é a condutância térmica do volume de controle dada por,

$$\frac{1}{UA_{VC}} = R_{ext} + R_t + R_{int} \quad (4.12)$$

onde,

$$R_{ext} = \frac{1}{\eta_0 h A_{VC}} \quad (4.13)$$

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_{t,ext}}{r_{t,int}}\right)}{2\pi L_{t,VC} k_t} \quad (4.14)$$

$$R_{int} = \frac{1}{2\pi r_{t,int} L_{t,VC} \bar{h}_w} \quad (4.15)$$

são, respectivamente, a resistência externa de convecção, a resistência de condução do tubo de cobre e a resistência interna de convecção.

A Figura 4.4 mostra uma comparação entre a resistência interna de convecção e a resistência externa de convecção para os testes feitos para o trocador A1 com diferentes vazões de ar. São admitidas as mesmas condições de entrada para os fluidos em todos os testes. A resistência de condução do tubo de cobre foi desprezada.

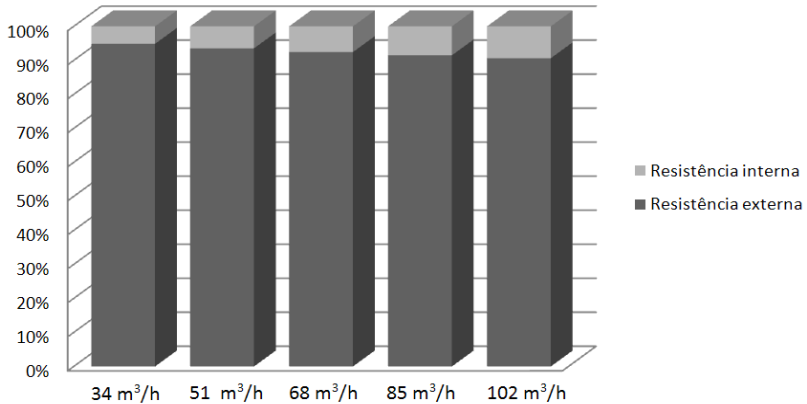


Figura 4.4 – Comparação entre a resistência interna e a resistência externa de convecção para os testes do trocador A1.

A eficiência global da superfície é calculada com base no número de aletas presentes no volume de controle (N_1 , N_2 e N_3) e na área superficial de cada arranjo. Logo,

$$\eta_0 = \frac{\eta_1 N_1 A_1 + \eta_2 N_2 A_2 + \eta_3 (N_3 A_3 - A_{contato})}{N_1 A_1 + N_2 A_2 + (N_3 A_3 - A_{contato})} \quad (4.16)$$

onde $A_{contato}$ é a área que não está em contato com o fluido externo devido ao contato aleta-aleta, não resultando em nenhuma troca de calor diretamente com o ar. Esta área corresponde a uma fração de área da aleta R3 pelo fato de somente esta aleta possuir este tipo de contato (Figura 4.5). η_1 , η_2 e η_3 são as eficiências de aleta de cada arranjo dadas por,

$$\eta_i = \frac{(6\dot{Q}_{r,b} + \dot{Q}_{exposto})_i}{(\dot{Q}_{máximo})_i} \quad (4.17)$$

onde,

$$\dot{Q}_{exposto} = \bar{h} A_{exposta} (\tau_p - \bar{T}_{a,VC}) \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{r,b} = -k_s A_{c,r} \left. \frac{d\theta_r}{dx} \right|_{x=0} \quad (4.19)$$

$$(\dot{Q}_{\text{máximo}})_j = \bar{h} A_j (T_p - \bar{T}_{a,vc}) \quad (4.20)$$

Nas equações acima, A_{exposta} é a área da luva exposta ao escoamento do fluido e A_j é a área superficial total de cada arranjo de aleta. $\bar{T}_{a,vc}$ é a temperatura média do ar no volume de controle calculada como a média logarítmica entre as temperaturas de entrada e saída do ar. T_p é a temperatura da parede externa do tubo.

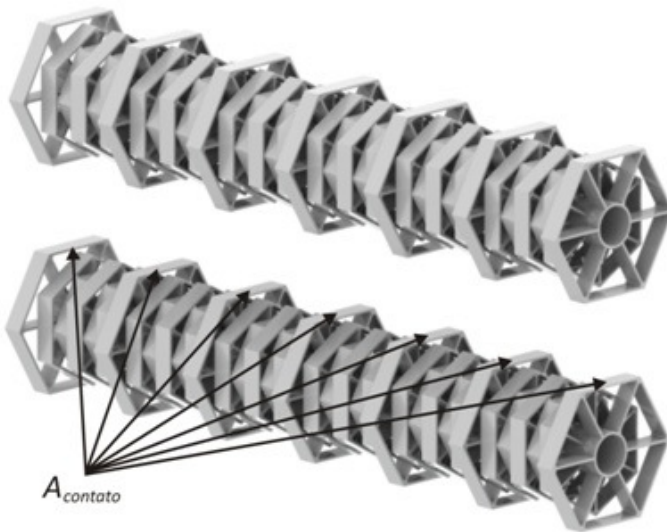


Figura 4.5 – Fileira de tubo ilustrando as áreas de contato entre as aletas R3.

A resistência de condução do tubo de cobre na Eq. (4.14) é calculada com base na expressão para a condução radial numa parede cilíndrica (Incropera *et al.*, 2008), onde $r_{t,ext}$ e $r_{t,int}$ são os raios externos e internos do tubo, $L_{t,vc}$ é seu comprimento no volume de controle e k_t é a condutividade térmica do material do tubo avaliada na temperatura do fluido interno em cada volume de controle.

A resistência interna de convecção é calculada de acordo com a correlação de Gnielinski (Incropera *et al.*, 2008), sendo esta uma

correlação que apresenta $\pm 10\%$ de erro para as faixas $0,5 < Pr < 10^6$ e $2300 < Re_{D,w} < 5 \times 10^6$. Desse modo, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor pelo lado da água, tem-se que,

$$Nu_{D,w} = \frac{(f_w/8)(Re_{D,w} - 10^3)Pr_w}{1 + 12,7(f_w/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (4.21)$$

onde,

$$Re_{D,w} = \frac{4\dot{m}_w}{\pi\mu_w 2r_{t,int}} \quad (4.22)$$

$$f_w = [0,790 \ln(Re_{D,w}) - 1,64]^2 \quad 3000 < Re_{D,w} < 5 \times 10^6 \quad (4.23)$$

Nas equações acima, $Re_{D,w}$ é o número de Reynolds do escoamento da água, f_w é o fator de atrito para tubos lisos, \dot{m}_w é a vazão mássica de água e μ_w e Pr_w são a viscosidade dinâmica e o número de Prandtl da água calculados na sua temperatura média em cada volume de controle. Finalmente, o coeficiente de transferência de calor pelo lado da água é dado por,

$$\bar{h}_w = \frac{Nu_{D,w}k_w}{2r_{t,int}} \quad (4.24)$$

4.2.2. Modelo Fluidodinâmico

Em ambas as correntes, o modo de transferência de calor é a convecção forçada. Logo, o bombeamento dos fluidos deve ser efetuado por um ventilador ou por uma bomba/compressor. A determinação da queda de pressão em trocadores de calor permite o cálculo da potência mecânica requerida para forçar o escoamento de cada fluido por seu respectivo canal. Essa potência é dada por,

$$\dot{W}_p = \frac{1}{\eta_b} \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \Delta P \quad (4.25)$$

Nessa expressão, ΔP é o aumento de pressão na bomba/ventilador, ρ_f e \dot{m}_f são a densidade e a vazão mássica do fluido em questão e η_b é o rendimento da bomba/ventilador.

O escoamento de um fluido em uma das correntes de um trocador de calor apresenta três regiões que podem ser separadas para calcular a queda de pressão (Shah e Sekulić, 2003). Conforme ilustra a Figura 4.6 para uma geometria genérica, quando o fluido entra na passagem, ele é acelerado devido à redução de área imposta pelo trocador, que ocasiona a separação do fluido seguida por uma expansão irreversível. Na região central, o fluido experimenta atrito devido ao contato com as paredes dos canais, podendo também ser significativa a variação de pressão com a variação na densidade do fluido conforme o trocador cede ou retira calor das paredes. Na saída, novamente, ocorre uma separação do fluido seguida por uma expansão irreversível. Assim, a queda de pressão total ΔP em uma das correntes de um trocador de calor pode ser escrita na forma,

$$\Delta P = \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} - \Delta P_{3-4} \quad (4.26)$$

A seguir, cada uma das parcelas da Eq. (4.26) é apresentada em detalhe.

Contração e Expansão Abruptas

A variação de pressão devido à contração e expansão abruptas pode ser dividida em uma parcela reversível devido à mudança de seção (aceleração ou desaceleração) e outra irreversível devido ao aumento de atrito no fluido causado pela contração. Para avaliar essas perdas, geralmente são feitas algumas hipóteses simplificativas como a de escoamento incompressível e de variação local de temperatura na entrada e na saída desprezível.

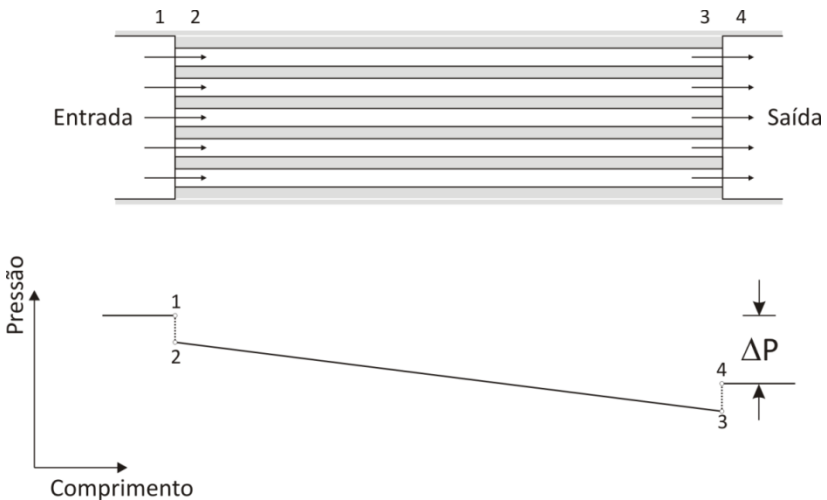


Figura 4.6 – Contração e expansão da seção transversal de escoamento em um trocador de calor e sua variação de pressão.

Na ausência de irreversibilidades, a pressão total $P + \frac{1}{2} \rho U^2$ deve ser conservada entre as seções 1 e 2 da Figura 4.6. Caso contrário, esta grandeza deve decrescer devido às irreversibilidades. Assim, para a região de entrada, tem-se pela conservação da energia mecânica que,

$$\left(P_o + \frac{1}{2} \rho_o U_o^2 \right) - \left(P_b + \frac{1}{2} \rho_b U_b^2 \right) = \frac{1}{2} K_c \rho_b U_b^2 \quad (4.27)$$

onde o coeficiente K_c é o coeficiente de perda na contração (Shah e Sekulić, 2003), o qual *a priori* só pode ser determinado experimentalmente.

Considerando pequena a variação de temperatura na contração, a densidade do fluido não é alterada significativamente, e a conservação da massa entre as seções 1 e 2 se torna $U_1 A_1 = U_2 A_2$. Assim,

$$\Delta P_{1-2} = \left(1 - \sigma_{1-2}^2 \right) \frac{1}{2} \rho_2 U_2^2 + \frac{1}{2} K_c \rho_2 U_2^2 \quad (4.28)$$

onde σ_{1-2} representa a razão entre a área mínima de passagem do fluido no canal e a área frontal (ou de face) do trocador de calor,

$$\sigma_{1-2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{A_{min}}{A_f} \quad (4.29)$$

Devido ao tratamento da região central como um meio poroso, é conveniente relacionar a relação entre as áreas mínima de passagem e frontal com a porosidade do material. Assim, admitindo que a porosidade se distribua de forma homogênea, é possível multiplicar a Eq. (4.29) por um comprimento qualquer L ,

$$\sigma_{1-2} = \frac{A_{min} \times L}{A_f \times L} = \frac{A_a \times L}{A_f \times L} = \frac{V_a}{V} \quad (4.30)$$

Na expressão acima, o sub-índice a se refere ao ar. Logo, V_a é o volume ocupado pelo ar no trocador de calor e V o volume total, ou seja, ocupado pelo ar e pelo sólido. Como a porosidade do trocador de calor é definida como a razão entre o volume de vazio e o volume total, tem-se,

$$\varepsilon = \sigma_{1-2} \quad (4.31)$$

Desse modo, a velocidade de contração pode ser dada por,

$$U_2 = \frac{1}{\varepsilon} U_1 = \frac{1}{\varepsilon} U_f \quad (4.32)$$

Substituindo as Eqs. (4.31) e (4.32) na Eq. (4.28), tem-se que,

$$\Delta P_{1-2} = (1 - \varepsilon^2) \frac{1}{2} \rho_a U_2^2 + \frac{1}{2} K_c \rho_a U_2^2 = \frac{(1 - \varepsilon^2 + K_c) \rho_a}{\varepsilon^2} \frac{U_f^2}{2} \quad (4.33)$$

Fazendo uma análise semelhante para a região de saída (entre os pontos 3 e 4) obtém-se,

$$\Delta P_{3-4} = (1 - \varepsilon^2) \frac{1}{2} \rho_a U_3^2 - \frac{1}{2} K_e \rho_a U_4^2 = \frac{(1 - \varepsilon^2 - K_e) \rho_a}{\varepsilon^2} \frac{U_f^2}{2} \quad (4.34)$$

onde, nas Eqs. (4.33) e (4.34), a densidade do ar é, a rigor, obtida localmente a partir da temperatura e da pressão nas regiões de contração e expansão, respectivamente.

Como as parcelas de entrada e saída da queda de pressão contabilizam pouco comparado com a parcela da região central, os

coeficientes K_c e K_e foram obtidos fazendo a hipótese de que o trocador de calor desse estudo se comporta como um trocador de calor com múltiplos canais de placas paralelas. Assim, os coeficientes podem ser obtidos a partir da Figura 4.7,

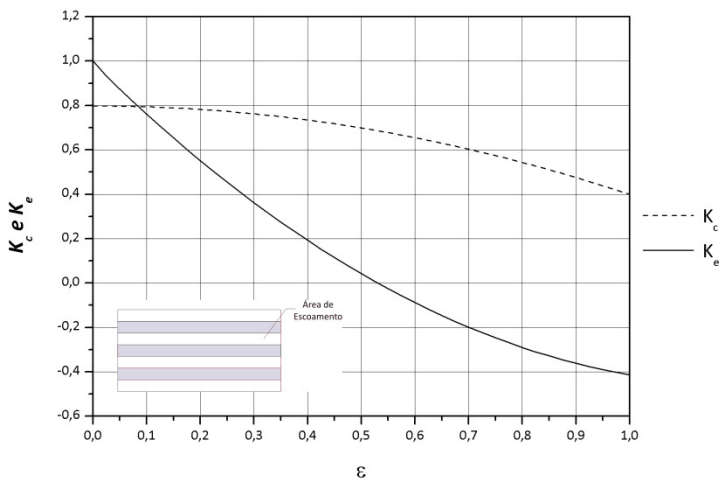


Figura 4.7 – Coeficientes de perda para contração e expansão abruptas para um trocador de calor com múltiplos canais de placas paralelas.

Deve ser enfatizado que dois efeitos são contemplados no cálculo de K_e : a queda de pressão devido à expansão livre irreversível na saída e o aumento de pressão devido à variação de quantidade de movimento, que considera um perfil de velocidade parcialmente ou totalmente desenvolvido na saída e um perfil de velocidade uniforme longe da saída. Assim, a magnitude de K_e pode ser positiva ou negativa, dependendo se a soma dos dois efeitos anteriores representa uma queda de pressão ou um aumento de pressão (Shah e Sekulić, 2003).

Região Central

A queda de pressão na região central do trocador de calor consiste principalmente da perda de pressão causada pelo atrito do fluido com as paredes do trocador de calor e a variações da pressão devido a possíveis contrações e expansões internas nessa região.

Admitindo um escoamento plenamente desenvolvido e desprezando as variações de densidade na região central, um balanço de forças no volume de controle (ver Figura 4.7) fornece, a partir da Eq. (2.12), a seguinte relação,

$$\frac{\Delta P_{2-3}}{L} = f \frac{\rho_a U_f^2 (1-\varepsilon)}{D_p \varepsilon^3} \quad (4.35)$$

onde f é o fator de atrito, cuja determinação para um meio poroso é função de alguns parâmetros como a vazão do fluido, características geométricas do leito e propriedades físicas do material do leito. Uma das correlações mais utilizadas para este fim, conforme visto no Capítulo 2 é a correlação de Ergun (1952) dada por,

$$f_{Ergun} = \frac{150}{Re_{Dp}} + 1,75 \quad (4.36)$$

onde o primeiro termo do lado direito da Eq. (4.36) representa a variação na queda de pressão em baixas vazões devido ao atrito viscoso do fluido (microscópico), enquanto o segundo termo representa a variação na pressão devido a efeitos de inércia (microscópicos).

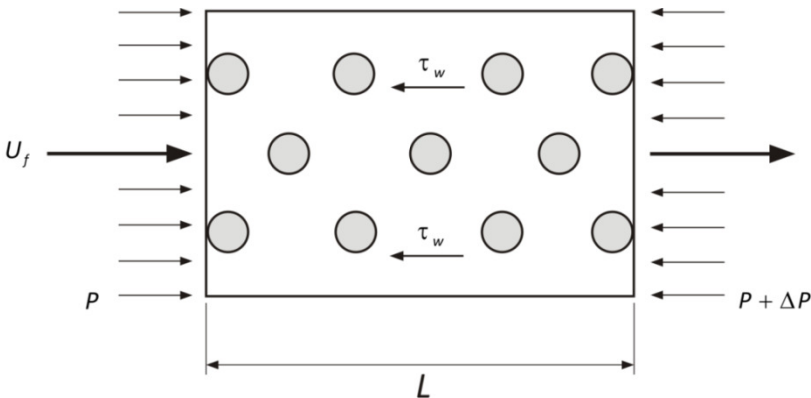


Figura 4.8 – Balanço de forças para um volume de controle na região central de um meio poroso.

Na literatura, são diversas as referências que verificam os valores das constantes empíricas empregadas na equação de Ergun ($k_1=150$ e $k_2=1,75$), tanto para leitos com partículas esféricas como para partículas não-esféricas, sendo normalmente adotadas novas constantes devido a variação da forma do leito (Handley e Heggs, 1968; Macdonald *et al.*, 1979; Niven, 2002). Esses valores têm sido objeto de discussão devido à dificuldade de se prever a queda de pressão em meios porosos com partículas de diferentes características com uma correlação simplificada dotada de constantes universais. É fato que a correlação proposta por Ergun consegue prever extremamente bem a queda de pressão em um leito com esferas com um erro de até 10%. Estudos recentes (Nemec e Levec, 2005) mostram que a expressão de Ergun com as constantes originais consegue prever apenas a queda de pressão ao longo de um leito com esferas, enquanto esta subestima a queda de pressão para escoamentos em leitos de partículas não-esféricas. Além da expressão de Ergun, foi avaliado no presente trabalho o desempenho de uma correlação desenvolvida recentemente por Montillet *et al.*, (2007) dada por,

$$f_{Montillet} = a \left[\frac{D}{D_p} \right]^{0,20} \left[1000(Re_{Dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 60(Re_{Dp}(1-\varepsilon))^{-0,5} + 12 \right] \quad (4.37)$$

onde a é igual a 0,061 para leitos com porosidade menor que 0,4 ou igual a 0,050 para leitos com porosidade maior que 0,4 e D é o diâmetro equivalente do canal. A faixa de validade da expressão é $3,8 \leq D/D_p \leq 40-50$ e $10 \leq Re_{Dp}(1-\varepsilon) \leq 2500$.

A correlação de Montillet *et al.*, (2007) foi desenvolvida baseada na correlação proposta por Rose, (1945) (ver Tabela 2.1) e em seus próprios experimentos apresentando porosidade na faixa de 0,36 – 0,42, considerando um novo coeficiente que depende das características para cada leito estudado. Apesar da faixa de porosidade estudada neste trabalho (0,76 – 0,88) ser diferente das estudadas por Montillet *et al.*, (2007), esta correlação foi utilizada como base de comparação devido ao ajuste proporcionado pelo novo coeficiente proposto a cada tipo de leito.

4.2.3. Implementação Computacional do Cálculo Termo-Hidráulico

O sistema de equações do modelo matemático para o trocador de calor é composto por equações de balanço não-lineares, as quais foram resolvidas utilizando o *software* EES - *Engineering Equation Solver* (Klein, 2009) onde a solução das equações algébricas é obtida através de uma variante do método de Newton-Raphson. O EES permite que se utilize subprogramas sem a necessidade da declaração de variáveis, não precisando de uma sintaxe rigorosa, como normalmente acontece com outras linguagens de programação. Este programa também fornece funções internas que permitem calcular as propriedades termofísicas de fluidos e sólidos, possuindo um grande benefício quando comparado a outros códigos sem essa função.

O procedimento de solução é iniciado com a inserção dos parâmetros geométricos do trocador de calor, como o número de fileiras de tubos, número de unidades, nível de aletas, diâmetro do tubo, e a espessura, altura e os comprimentos radiais de todos os níveis de aletas. Também são fornecidas as propriedades de entrada, como temperatura do ar e da água e as vazões de ar e de água. A entrada de dados é feita por meio de uma interface simples visando a familiarização do programa por outros usuários (Figura 4.9).

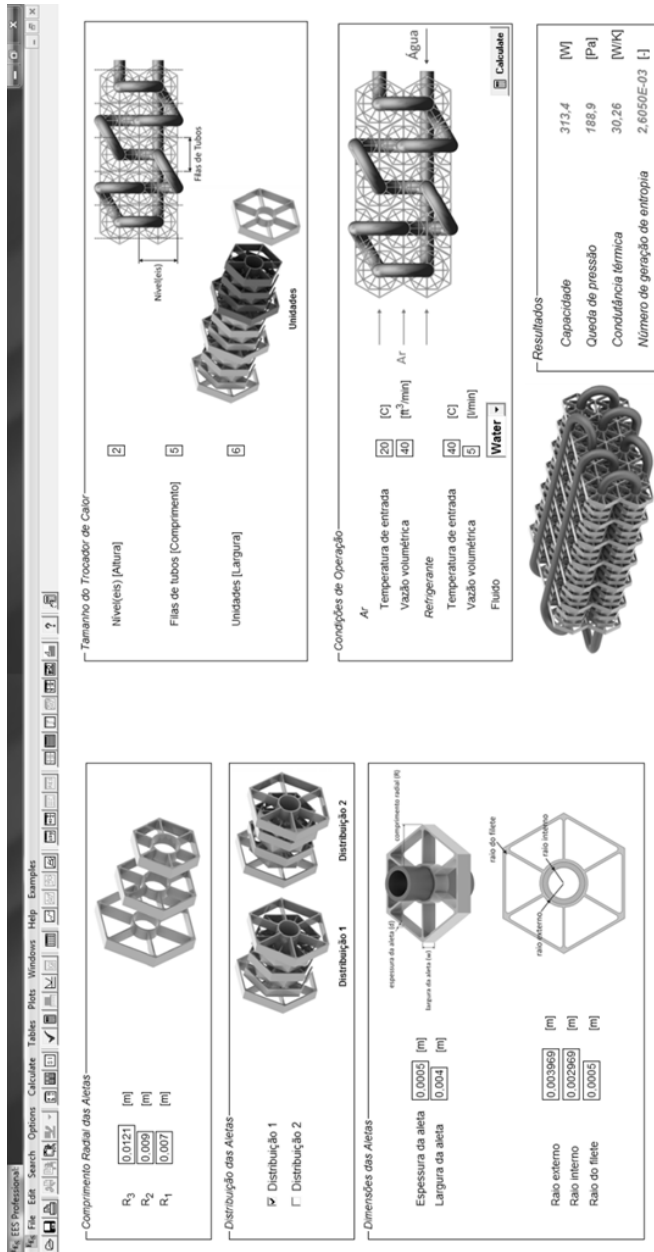


Figura 4.9 – Interface do programa desenvolvido.

Após a entrada das variáveis, todas as dimensões geométricas do trocador de calor e das aletas são calculadas, bem como a área superficial que entra em contato com o fluido externo (ver Apêndice II). O programa então faz a separação do trocador de calor em volumes de controle, permitindo que se avance do primeiro ao último volume de controle até calcular a taxa de transferência de calor e a queda de pressão totais do evaporador. Devido ao alto grau de não-linearidade do sistema de equações e a dificuldades em se obter convergência com o método iterativo incluso no EES, foi implementado pelo presente autor uma subrotina de integração numérica, também baseada no método de Newton-Raphson, provendo uma melhor convergência.

O método de cálculo efetuado em cada volume de controle é iniciado estimando uma temperatura de saída do ar para o volume de controle em questão. Com base nessa temperatura de saída, todas as propriedades e parâmetros mencionados nas seções anteriores são calculados, obtendo-se valores para as variáveis auxiliares $UA_{1,VC}$ e $UA_{2,VC}$ definidas por,

$$\frac{1}{UA_{1,VC}} = R_{ext} + R_t + R_{int} \quad (4.38)$$

$$UA_{2,VC} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,s,VC} - T_{a,e,VC})}{\Delta T_{LM,VC}} \quad (4.39)$$

onde R_{ext} , R_t e R_{int} são dadas pelas Eqs. (4.13) a (4.15).

Para o balanço de energia no VC ser satisfeito, os valores das Eqs. (4.38) e (4.39) devem diferir de uma tolerância numérica pré-estabelecida, sendo este o critério de parada para se determinar a verdadeira temperatura de saída no volume de controle. Após esse procedimento, o valor da temperatura de entrada do próximo volume de controle é assumida igual à temperatura de entrada do anterior, voltando ao mesmo procedimento de cálculo para a determinação da nova temperatura. Um fluxograma mostrando toda a sequência do modelo teórico é mostrado na Figura 4.10.

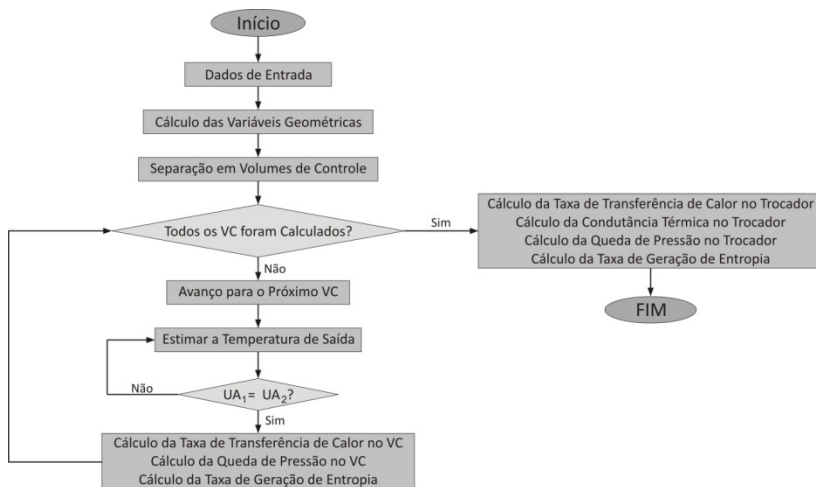


Figura 4.10 – Fluxograma para o algoritmo de solução.

4.3. Avaliação de Desempenho e Otimização

4.3.1. Critérios de Avaliação

Trocadores de calor são fabricados visando diferentes aplicações, o que faz com que sejam necessários diversos tipos de critérios de otimização. Esses critérios podem ter como função objetivo variáveis que podem ser minimizadas como, por exemplo, o custo inicial, o custo operacional, o volume de material e a potência de bombeamento do fluido. Por outro lado, há variáveis que podem ser maximizadas, como a transferência de calor por unidade de volume ou por potência de bombeamento. Tais critérios podem estar sujeitos a restrições de natureza geométrica ou operacional (Shah e Sekulić, 2003).

Devido à numerosa quantidade de critérios de avaliação de desempenho propostos pela literatura, esses podem ser divididos, por exemplo, basicamente em critérios baseados na primeira ou na segunda leis da termodinâmica (Yilmaz *et al.*, 2005). Os critérios baseados na primeira lei podem ser desenvolvidos para prover diferentes melhoras de desempenho energético do trocador de calor, principalmente envolvendo a taxa de transferência de calor ou a

potência de bombeamento. Já os baseados na segunda lei (Yilmaz *et al.*, 2001) utilizam os conceitos de geração de entropia ou de destruição de exergia como elementos de análise.

Processos irreversíveis estão associados à geração de entropia, cuja taxa pode ser utilizada como critério de avaliação de desempenho de um sistema termodinâmico ou de seus componentes individualmente (Yilmaz *et al.*, 2001). Em um trocador de calor, o aumento na geração de entropia pode ser causado basicamente por três tipos de perdas:

- (i) Devido à troca de calor com uma diferença finita de temperatura entre as correntes e a parede;
- (ii) Devido ao atrito dos fluidos;
- (iii) Devido à troca de calor com o meio ambiente.

A seguir será apresentado o procedimento de cálculo da taxa de geração de entropia, essencial para o critério de avaliação utilizado neste trabalho. Basicamente, a equação da taxa de geração é derivada baseando-se na segunda lei considerando um escoamento em uma passagem com seção transversal de geometria arbitrária com transferência de calor pela parede.

4.3.2. Análise

No sistema da Figura 4.11, onde a área da seção transversal é A_c e o perímetro molhado é P_m , calor é transferido por unidade de comprimento para o fluido interno (ar) a uma taxa q' [W/m] com uma diferença de temperatura finita com relação à parede ΔT . O escoamento é tal que $-dP/dx > 0$. Admitindo um elemento de espessura dx , a taxa de geração de entropia é dada pelo balanço de segunda lei na forma (Bejan, 1982),

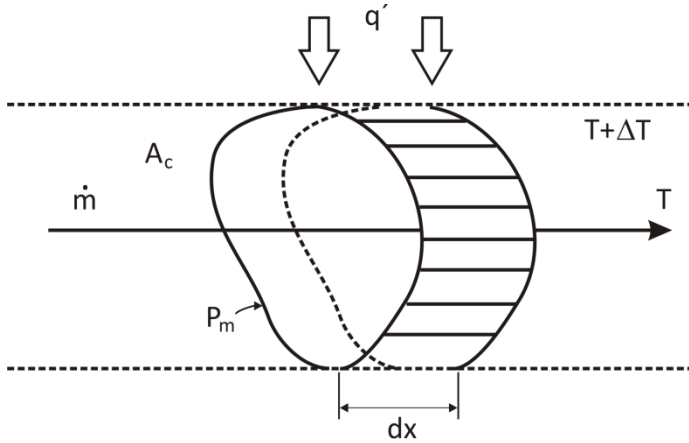


Figura 4.11 – Transferência de calor por convecção forçada em um duto com geometria arbitrária.

$$d\dot{S}_{gen} = \dot{m}_a ds - \frac{q' dx}{T_a + \Delta T} \quad (4.40)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao elemento de volume, tem-se

$$\dot{m} dh = q' dx \quad (4.41)$$

Para uma substância pura, a seguinte relação canônica é válida,

$$\frac{dh}{dx} = T_a \frac{ds}{dx} + \frac{1}{\rho_a} \frac{dP}{dx} \quad (4.42)$$

Substituindo a Eq. (4.40) e a Eq. (4.41) na Eq. (4.42), a taxa de geração de entropia por unidade de comprimento é dada por,

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q' \Delta T}{T_a^2 (1 + \tau)} + \frac{\dot{m}}{\rho_a T_a} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (4.43)$$

onde $\dot{S}'_{gen} = d\dot{S}_{gen}/dx$ e $\tau = \Delta T/T$. Para altos valores de temperatura absoluta, como no caso da presente análise, a diferença de temperatura adimensional τ pode ser desprezada. Logo, a Eq. (4.43) se torna,

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P} = \frac{q'\Delta T}{T_o^2} + \frac{\dot{m}}{\rho_o T_o} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (4.44)$$

A Eq. (4.44) é o ponto de partida para a análise de desempenho baseada no Método de Minimização de Entropia (Bejan, 1982), pois utiliza essa própria taxa como função objetivo na otimização dos trocadores de calor de aletas periféricas. O primeiro termo do lado direito é a contribuição para a geração de entropia devido à transferência de calor, e o segundo termo é o aumento da geração de entropia devido ao gradiente de pressão causado pelo atrito viscoso.

Neste trabalho, a análise de otimização é conduzida com base em alguns parâmetros representativos do escoamento e da transferência de calor no meio poroso com o objetivo de se compreender mais facilmente a dependência do desempenho do trocador de calor com relação às suas variáveis mais importantes. Como existem muitos parâmetros geométricos que podem ser variados no trocador de calor de aletas periféricas, optou-se por avaliar a dependência da Eq. (4.44) com relação a apenas três parâmetros considerados os mais importantes, a saber, a porosidade, o número de Reynolds baseado no diâmetro equivalente de partícula e o diâmetro equivalente de partícula.

Adicionalmente, a análise é dividida em duas categorias, cada uma lidando com uma condição particular da operação de um trocador de calor. Enquanto no primeiro caso avalia-se o comportamento de um trocador de calor em que a temperatura do fluido interno é constante (como em um evaporador ou condensador), no segundo admite-se que entre as correntes há um fluxo de calor constante ao longo do trocador. Esta situação se assemelha a um trocador de calor balanceado, onde as taxas de capacidade térmica das correntes são idênticas.

Temperatura Constante

Para a situação em que a temperatura do fluido interno (ou da parede) é constante, tem-se que a primeira parcela do lado direito da Eq. (4.44) é dada por,

$$\dot{S}'_{gen,\Delta T} = \eta_0 \bar{h} \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} \frac{dA}{dx} \quad (4.45)$$

onde T_a é a temperatura local do ar. Com a definição do número de Stanton a partir dos números de Nusselt e de Reynolds baseados no diâmetro de partícula equivalente,

$$St = \frac{Nu_{Dp}}{Re_{Dp} Pr} \quad (4.46)$$

tem-se que o coeficiente de transferência de calor pode ser escrito a partir de,

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} St}{A_c \varepsilon} \quad (4.47)$$

A Eq. (4.45) se torna, então,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = \eta_0 \frac{St}{\varepsilon A_c} \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} \frac{dA}{dx} \quad (4.48)$$

Como o volume de ar no elemento de volume é dado por $dV_a = dV - dV_s = \varepsilon A_c dx$, tem-se que,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = \eta_0 St \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} \frac{dA}{dV_a} \quad (4.49)$$

Simplificando a Eq. (4.49) para substituir as variáveis desejadas, como,

$$\frac{dV_s}{dV} = 1 - \varepsilon \quad (4.50)$$

$$\frac{dA}{dV_s} = \frac{6}{D_p} \quad (4.51)$$

tem-se, finalmente, que a taxa de geração de entropia por unidade de comprimento devido à diferença finita de temperatura é dada por,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = \eta_0 \frac{6St}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} \quad (4.52)$$

O segundo termo do lado direito da Eq. (4.44), responsável pela geração de entropia por unidade de comprimento devido ao atrito viscoso é dado por,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta P}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = \frac{1}{\rho_a c_{p,a} T_a} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (4.53)$$

Substituindo a definição do gradiente de pressão (Eq. (2.12)), e reorganizando em função do número de Reynolds, tem-se que,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta P}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = f \frac{Re_{Dp}^2 v_a^2 (1-\varepsilon)^3}{D_p^3 c_{p,a} T_a \varepsilon^3} \quad (4.54)$$

Ao se definir o número de geração de entropia como,

$$N_s = \frac{\dot{S}'_{gen}}{\dot{m}_a c_{p,a}} \quad (4.55)$$

tem-se que a sua variação com a distância em função dos parâmetros adimensionais ε e Re_{Dp} e do diâmetro de partícula D_p é obtida somando as Eqs. (4.52) e (4.54). Assim,

$$\frac{dN_s}{dx} = \eta_0 \frac{6St}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} + f \frac{Re_{Dp}^2 v_a^2 (1-\varepsilon)^3}{D_p^3 c_{p,a} T_a \varepsilon^3} \quad (4.56)$$

Assumindo que ao longo do trocador de calor as propriedades físicas são uniformes (e calculadas com base na temperatura média logarítmica do ar entre a entrada e saída do trocador) e que a eficiência superficial (η_0) permanece constante, é possível integrar a Eq. (4.56) para se obter o número de geração de entropia no trocador de calor dado por,

$$N_s = \eta_0 \frac{6St}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \int_0^L \frac{(T_w - T_a)^2}{T_a^2} dx + f \frac{Re_{Dp}^2 v_a^2 (1-\varepsilon)^3}{D_p^3 c_{p,a} T_a \varepsilon^3} \int_0^L \frac{1}{T_a} dx \quad (4.57)$$

onde o perfil de temperatura do ar é calculado a partir da integração do balanço de energia assumindo temperatura da parede constante, ou seja,

$$T_a = T_w - (T_w - T_{a,e}) \exp\left(-NUT \frac{x}{L}\right) \quad (4.58)$$

onde o número de unidades de transferência (*NUT*) é dado por,

$$NUT = \frac{\eta_0 \bar{h} A}{\dot{m}_a c_{pa}} = \frac{T_s - T_e}{\Delta T_{LM}} \quad (4.59)$$

Fluxo de Calor Constante

No caso de fluxo de calor constante, é conveniente escrever a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento e a diferença de temperatura entre a superfície por,

$$q' = q'' \frac{dA}{dx} \quad (4.60)$$

$$\Delta T = \frac{q''}{\eta_0 h} \quad (4.61)$$

Assim, o termo de geração de entropia devido à transferência de calor toma a seguinte forma,

$$\dot{S}'_{gen,\Delta T} = \frac{q''^2}{\eta_0 h T_a^2} \frac{dA}{dx} \quad (4.62)$$

Após uma manipulação algébrica das equações semelhante àquela realizada para a condição de temperatura de parede constante, tem-se que,

$$\frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{m}_a c_{p,a}} = \frac{6q''^2 D_p \varepsilon}{\eta_0 Pr^2 k_a^2 T_a^2 St (1 - \varepsilon) Re_{D_p}^2} \quad (4.63)$$

Como o número de geração de entropia por unidade de comprimento devido ao atrito viscoso permanece o mesmo, o número

de geração de entropia total por unidade de comprimento para a condição de fluxo de calor constante é,

$$\frac{dN_s}{dx} = \frac{6q''^2 D_p \varepsilon}{\eta_o Pr^2 k_a^2 T_a^2 St (1-\varepsilon) Re_{Dp}^2} + f \frac{Re_{Dp}^2 V_a^2 (1-\varepsilon)^3}{D_p^3 c_{p,a} T_a \varepsilon^3} \quad (4.64)$$

Assumindo que ao longo do trocador de calor as propriedades físicas são uniformes (e calculadas com base na temperatura média aritmética do ar entre a entrada e saída do trocador) e que a eficiência superficial (η_o) permanece constante, é possível integrar a Eq. (4.64) para se obter o número de geração de entropia no trocador de calor dado por,

$$N_s = \frac{6q''^2 D_p \varepsilon}{\eta_o Pr^2 k_a^2 St (1-\varepsilon) Re_{Dp}^2} \int_0^L \frac{1}{T_a^2} dx + f \frac{Re_{Dp}^2 V_a^2 (1-\varepsilon)^3}{D_p^3 c_{p,a} \varepsilon^3} \int_0^L \frac{1}{T_a} dx \quad (4.65)$$

onde a temperatura do ar é calculada como,

$$T_a(x) = T_{a,e} + \frac{6q''}{Pr k_a Re_{Dp}} x \quad (4.66)$$

O comprimento, a queda de pressão e a potência de bombeamento são calculados da mesma forma como para a temperatura constante.

4.3.3. Implementação Computacional da Avaliação de Desempenho e Otimização

Para cada caso proposto acima (temperatura constante e fluxo de calor constante) foi desenvolvido um programa na mesma plataforma utilizada para o modelo de transferência de calor (EES). Diferentemente deste modelo, as equações mostradas nessa seção são de natureza mais simples, podendo ser integradas numericamente.

As correlações aqui utilizadas para o número de Nusselt e para o fator de atrito foram, respectivamente, as de Handley e Heggs (1968) e de Montillet *et al.* (2007) devido à sua melhor concordância com relação aos resultados experimentais. Para avaliar o ponto de ótima operação (mínima geração de entropia) em cada caso, utilizou-se a ferramenta de otimização baseada no algoritmo genético que faz parte do programa EES. Os parâmetros utilizados para uma futura

reprodução dos dados são apresentados na Tabela 4.1. Mais detalhes sobre os algoritmos de otimização usados neste trabalho podem ser obtidos em Waltrich (2008).

Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados para os testes de otimização na plataforma EES.

Número máximo de chamadas	400
Tolerância relativa de convergência	1.10^{-4}

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, os dados experimentais e os resultados numéricos são comparados, analisados e discutidos. Primeiramente, os 25 pontos experimentais para a taxa de transferência de calor, condutância térmica para o lado do ar e queda de pressão para todos os trocadores são mostrados, analisando-os de acordo com as condições em que foram avaliados.

Com base nesses resultados, o modelo matemático proposto é validado, quantificando os resultados de todas as correlações utilizadas. Em seguida, a avaliação de desempenho e os resultados do procedimento de otimização são apresentados, onde, com base em critérios de avaliação (Webb e Kim, 2005), serão mostradas as análises propostas tanto para trocadores de calor com temperatura do fluido interno constante como para trocadores balanceados, ou seja, com fluxo de calor constante.

5.1. Resultados Experimentais

Os cinco protótipos descritos na Tabela 3.1 foram testados para uma faixa de vazão entre 30 e 110 m³/h. Foram realizados cinco ensaios por trocador de calor para valores de vazão igualmente distribuídos dentro dessa faixa, com a temperatura de entrada do ar variando entre 18,0 e 20,0°C e a temperatura de entrada da água aproximadamente igual a 40°C.

Na Figura 5.1 são apresentados os resultados experimentais da condutância térmica para o lado do ar. O trocador A apresenta os maiores valores de condutância térmica para a faixa medida devido à sua maior área superficial e à reduzida área frontal, a qual provoca uma maior velocidade do fluido externo para uma mesma vazão volumétrica, produzindo assim um aumento no coeficiente de transferência de calor.

Apesar de possuir a mesma área superficial que o trocador A, o trocador C mostra uma menor condutância térmica, fato que também pode ser explicado por sua maior área frontal. O aumento da área frontal decorrente de um maior número de unidades por tubo e a diminuição do número de fileiras de tubos propicia uma menor queda

de pressão para uma mesma vazão volumétrica. Pelo mesmo motivo, ou seja, a diminuição da velocidade do fluido, observa-se uma menor condutância térmica devido ao menor coeficiente de transferência de calor.

Ainda na Figura 5.1, pode-se perceber que as maiores condutâncias térmicas não são atingidas pelos trocadores com as maiores áreas superficiais. O trocador B, que possui a segunda menor área de troca, mostra um resultado melhor que os dos trocadores A1 e C. Este resultado pode ser explicado pela maior eficiência de superfície do trocador B devido a uma maior quantidade de aletas com comprimento radial menor, as quais possuem individualmente uma maior eficiência de aleta. O fato da distribuição deste trocador ter sido a única diferente das demais proporcionou uma maior quantidade de aletas menores (R1), elevando a eficiência global de superfície do trocador. Este é um resultado de grande importância, pois mostra que o projeto do tamanho e da distribuição das aletas interfere de maneira significativa tanto na transferência de calor como na queda de pressão do trocador de calor (Figura 5.2).

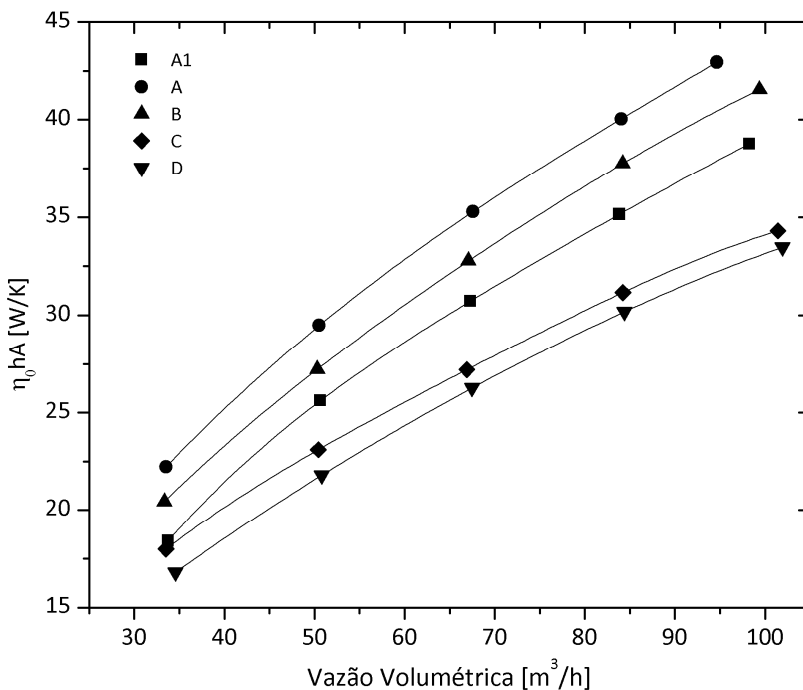


Figura 5.1 – Resultados experimentais para a condutância térmica do lado do ar.

O trocador A1, com sua menor área superficial devido à menor espessura de suas aletas, apresentou uma condutância térmica menor que o trocador A, apesar de ambos terem a mesma geometria proposta. Além disso, por possuir aletas de maior espessura, o trocador A possui também eficiências globais de superfície mais elevadas, que contribuem para aumentar a condutância térmica com relação ao trocador A1.

A menor condutância térmica, de acordo com a Figura 5.1, é dada pelo evaporador D. Apesar da menor área de troca dentre os evaporadores testados, este protótipo foi projetado e construído com algumas características que geraram uma expectativa de que pudessem vir a elevar a condutância térmica do lado do ar. Primeiramente, o trocador D foi construído com a mesma área frontal do trocador C, gerando assim uma mesma velocidade superficial do

fluido externo. A presença de aletas com menores dimensões, característica principal deste evaporador, produziu neste caso um trocador com a mais baixa porosidade, aumentando assim a velocidade *in-situ* do fluido, a qual provoca uma elevação do coeficiente de transferência de calor. Além disso, com as menores aletas presentes, eleva-se a eficiência global da superfície, do mesmo modo conforme explicado para o evaporador B.

Entretanto, apesar das características positivas citadas acima, estas não conseguiriam compensar o fato do trocador D apresentar uma área de troca significativamente menor que a do trocador C, resultando assim na menor condutância térmica apresentada. Este resultado mostra que, ao contrário do que foi conseguido pelo evaporador B (onde uma maior condutância térmica foi obtida apesar de uma área de troca menor que a do trocador A1), as características do evaporador D não sobrepujaram essa deficiência, mostrando que a variação dos parâmetros nos evaporadores de aletas periféricas deve ser analisada com muito cuidado, já que influenciam de várias maneiras o seu comportamento térmico.

A Figura 5.2 mostra a queda de pressão em todos os trocadores de calor testados. Como era de se esperar, os trocadores com as menores áreas frontais (A1, A e B) apresentaram as maiores quedas de pressão para uma mesma vazão volumétrica. Nesse grupo, o trocador A mostrou o mais elevado valor devido à maior espessura de suas aletas com relação ao trocador A1, e à sua menor porosidade (maior volume de sólido), comparado ao evaporador B. A presença de mais aletas menores no trocador B consegue provocar uma menor queda de pressão no lado do ar devido à menor resistência ao escoamento. Pode-se notar que a maior porosidade do trocador de calor A1 (maior volume de vazio no trocador de calor), consegue compensar o maior número de aletas menores do trocador B, provocando uma queda de pressão semelhante entre esses dois trocadores.

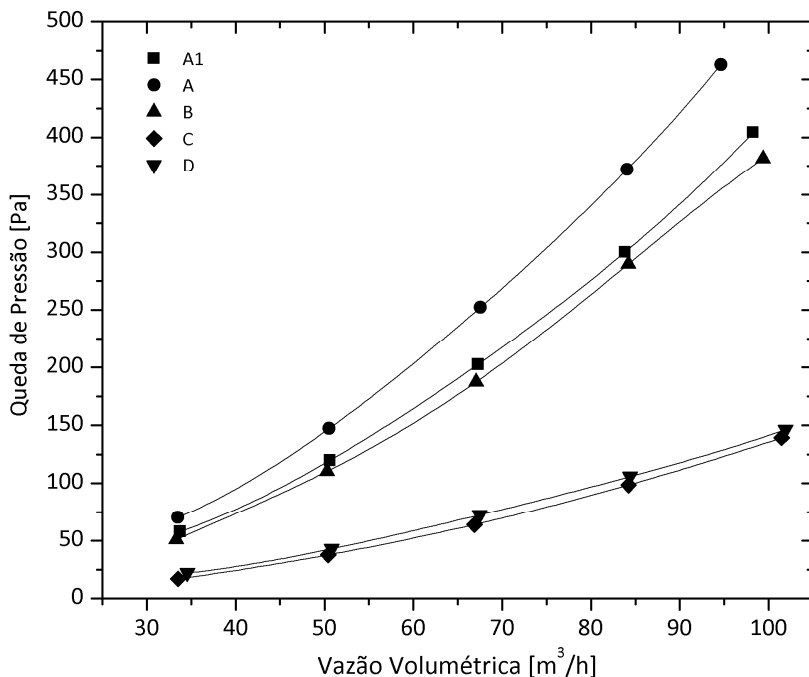


Figura 5.2 – Queda de pressão experimental.

Devido às maiores áreas frontais dos evaporadores C e D e ao menor número de fileiras de tubos na direção do escoamento, estes produzem esperadamente as menores quedas de pressão para a faixa medida. Enquanto o evaporador C possui uma maior área superficial aumentando o contato do fluido com as paredes do trocador, sua menor velocidade *in-situ*, causada por sua maior porosidade, equilibra o fato do evaporador D apresentar uma menor área superficial e uma menor porosidade. Dessa forma, como é observado, os dois trocadores apresentam uma queda de pressão semelhante.

A partir do gráfico da Figura 5.3 é possível verificar que o trocador que necessita da menor potência de bombeamento para uma dada taxa de transferência de calor é o trocador C, principalmente por sua maior área frontal, que resulta em uma menor queda de pressão. Com mais aletas de tamanho menor em sua configuração, o trocador B se mostra melhor que os trocadores A1 e A, indicando mais uma vez que o arranjo das aletas assim como a área de troca, é um fator

importante para o desempenho termo-hidráulico do trocador de calor. O trocador D é menos eficaz que o trocador C, fato este explicado por sua menor condutância térmica abordada anteriormente.

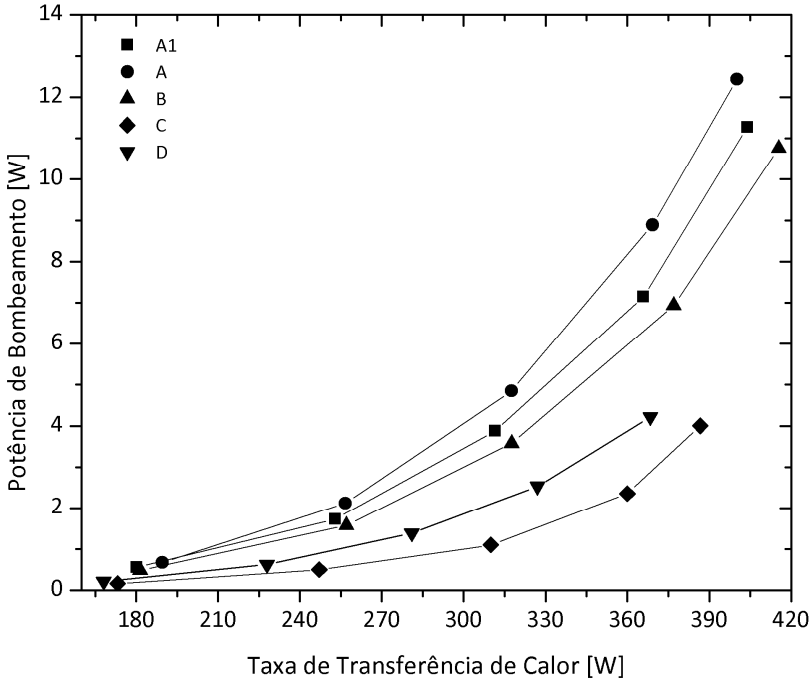


Figura 5.3 – Curva da potência de bombeamento em função da taxa de transferência de calor.

Para verificar a validade dos testes de acordo com a norma ASHRAE 33 (2000), a Figura 5.4 mostra os gráficos de comparação entre os resultados adquiridos nos testes para cada evaporador da taxa de transferência de calor calculada pelo lado do ar e da taxa de transferência de calor calculada pelo lado da água, comprovando a validade do procedimento adotado para todos os testes.

Pode ser verificado que para esses casos foi conseguido valores das taxas de transferência de calor dentro de uma faixa de $\pm 5\%$ da media obtida. Embora os erros permaneçam maiores em vazões baixas, este fato pode ser explicado devido à maior incerteza dos testes nessas

condições. Enquanto a taxa de transferência de calor pelo lado da água é calculada por meio de um transdutor de vazão mássica e de duas sondas, a taxa de transferência de calor pelo lado do ar é calculada de maneira mais complexa, por meio de médias de temperaturas e do fluxo do ar medido pela diferença de pressão em alguns bocais. Outro fato que auxilia essa diferença é a maior fuga de calor pelo lado do ar em baixas vazões (condução de calor ou pequenos vazamentos), sendo mais expressivas nesses casos devido à baixa capacidade trocada.

Uma outra razão que também contribui para este fato é a menor diferença de temperatura pelo lado da água nos testes feitos com baixa vazão volumétrica (ar), causados principalmente pelo procedimento adotado, onde a vazão de água é fixada. Desse modo, essa menor diferença de temperatura provoca uma incerteza grande.

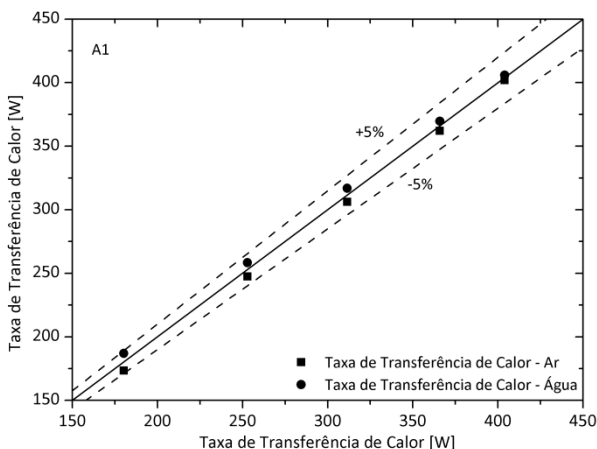


Figura 5.4 - Comparação entre as taxas de transferência de calor (ar e água) para os testes realizados.

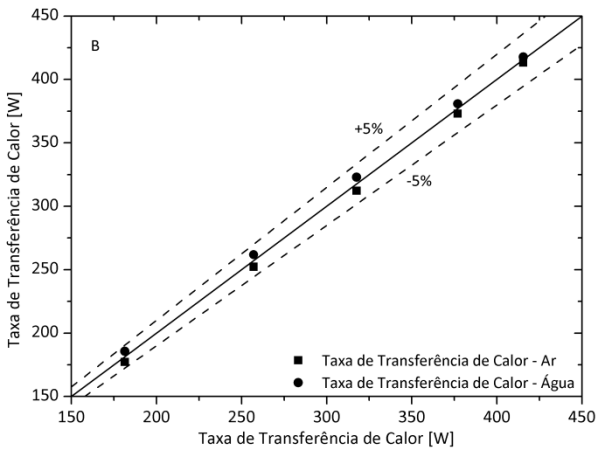
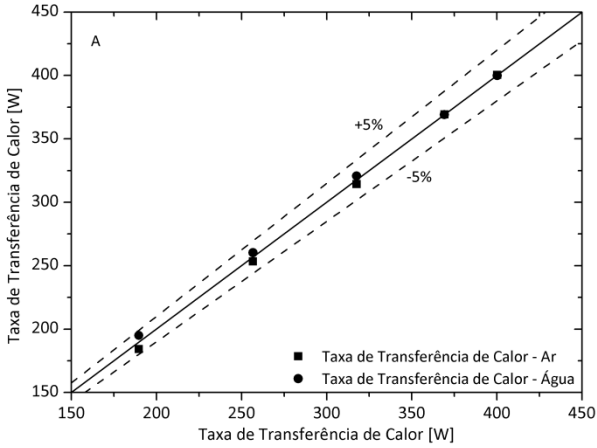


Figura 5.4 (cont) - Comparação entre as taxas de transferência de calor (ar e água) para os testes realizados.

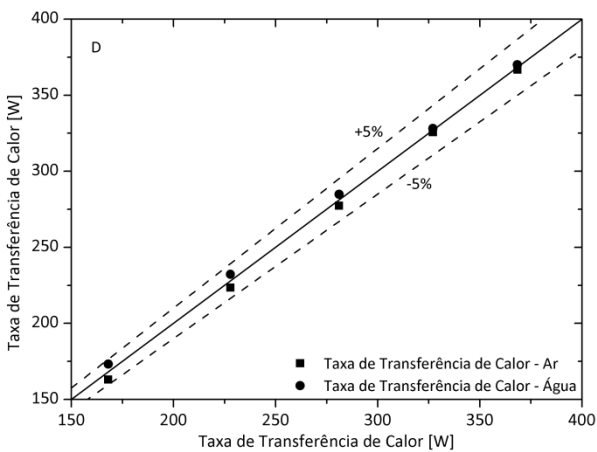
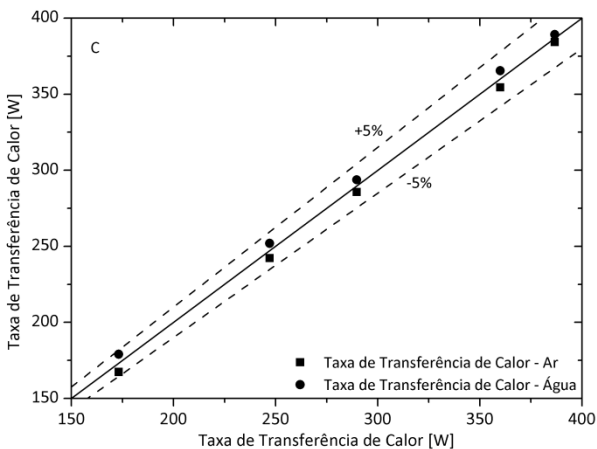
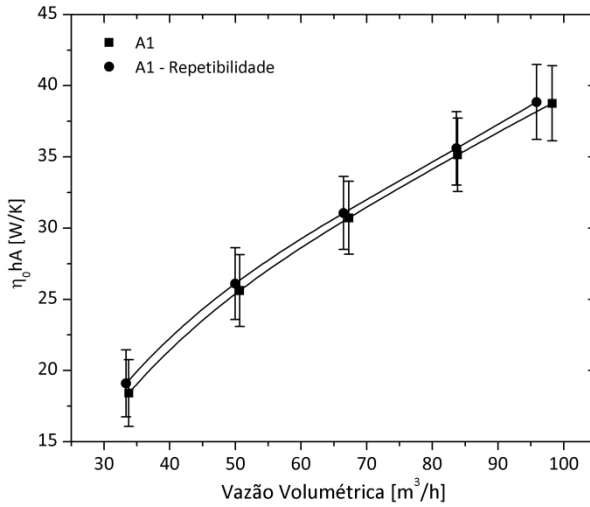
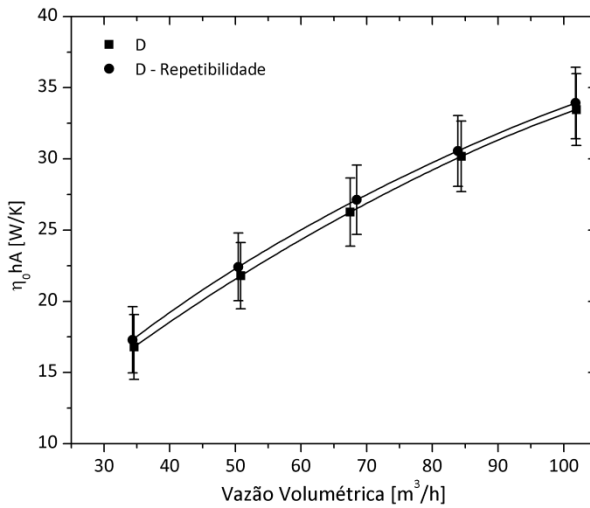


Figura 5.4 (cont) - Comparação entre as taxas de transferência de calor (ar e água) para os testes realizados.

Para assegurar a repetibilidade dos testes, e com o objetivo de avaliar principalmente a instrumentação de bancada e a montagem e vedação do trocador de calor, testes foram repetidos tanto para a condutância térmica como para a queda de pressão. A Figura 5.5 ilustra estes resultados para os trocadores A1 e D. Pode-se notar que não houve nenhuma variação significativa, pois os resultados experimentais ficaram dentro da faixa de incerteza. Vale ressaltar que, para cada teste, o trocador deve ser desmontado e montado novamente na bancada experimental. A análise de incertezas está mostrada no Apêndice III.

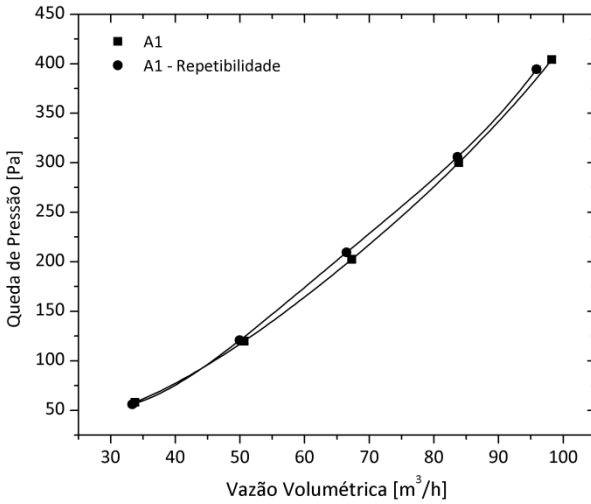


(a)

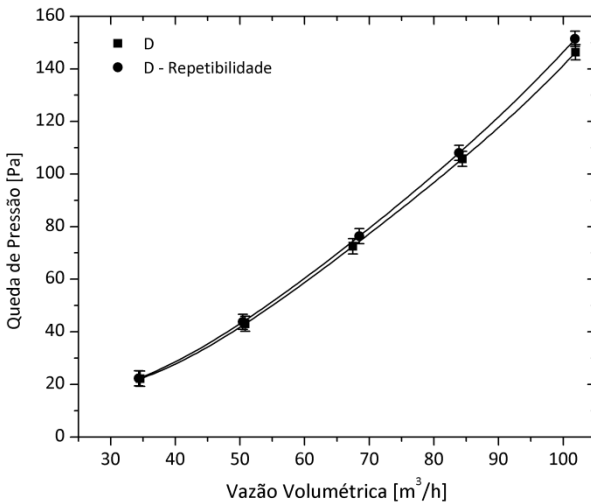


(b)

Figura 5.5 - Verificação da repetibilidade para a condutância térmica (a) e (b) e queda de pressão (c) e (d) nos trocadores A1 e D.



(c)



(d)

Figura 5.5 (cont) - Verificação da repetibilidade para a condutância térmica (a) e (b) e queda de pressão (c) e (d) nos trocadores A1 e D.

5.2. Validação do Modelo Matemático

A validação do modelo matemático é realizada comparando os resultados experimentais e os resultados do modelo para a transferência de calor e queda de pressão. Inicialmente, as correlações para transferência de calor e queda de pressão em meios porosos são comparadas com os dados experimentais em função da vazão volumétrica de ar, com o objetivo de avaliar os modelos disponíveis na literatura e verificar seu comportamento para o caso aqui proposto. Em seguida apresenta-se uma regressão de dados propondo novos coeficientes para as correlações, os quais fornecem um melhor ajuste dos dados experimentais.

A Figura 5.6 mostra as comparações da taxa de transferência de calor e da queda de pressão, respectivamente. Para a transferência de calor, pode-se notar que as duas correlações propostas (Whitaker, 1972; Handley e Heggs, 1968) apresentam bons resultados, permanecendo, exceto para o trocador D, dentro da faixa de incerteza dos dados experimentais. Além disso, há uma tendência similar entre as duas correlações. Especula-se que a causa do distanciamento entre os resultados teóricos e experimentais apresentados pelo trocador D possa estar relacionada à sua menor porosidade, dando a entender que as correlações utilizadas se aproximam bem dos resultados experimentais para valores de ε acima de 0,80.

Também é verificado que a correlação de Handley e Heggs (1968) para o número de Nusselt apresenta melhores resultados do que os de Whitaker (1972), sendo os dados experimentais preditos com um erro inferior a $\pm 5\%$ para os trocadores A1, A, B e C. Mesmo assim, para todos os testes, as duas correlações apresentaram erros abaixo de $\pm 10\%$, sendo este um bom resultado para os modelos simplificados adotados.

Um fato a ser ressaltado nos resultados do evaporador C é o comportamento da transferência de calor para as vazões próximas a 70 e 100 m³/h. A explicação é o fato destes testes terem sido realizados com uma temperatura de entrada do ar um tanto acima dos demais pontos, o que levou a um ligeiro decréscimo na taxa de transferência de calor. Naturalmente, tal variação não se refletirá na condutância térmica e nem na queda de pressão.

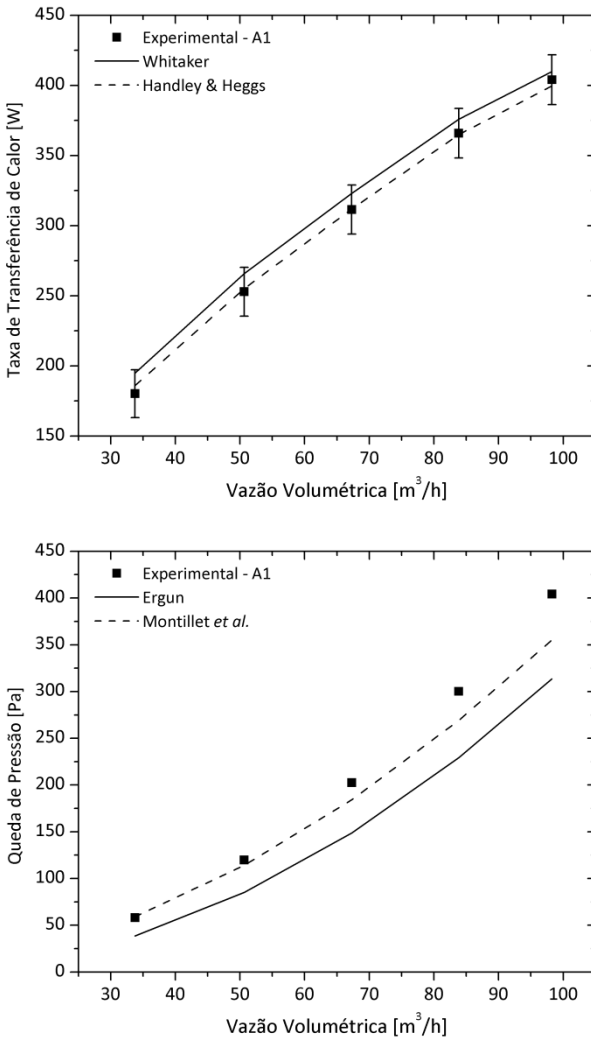


Figura 5.6 – Comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo com as correlações propostas para a transferência de calor e queda de pressão.

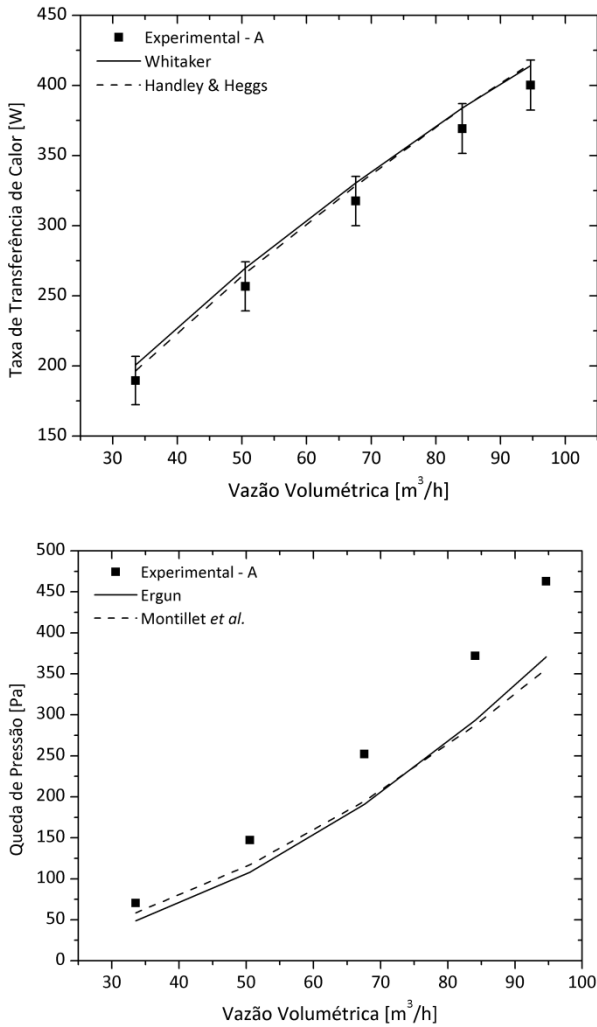


Figura 5.6 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo com as correlações propostas para a transferência de calor e queda de pressão.

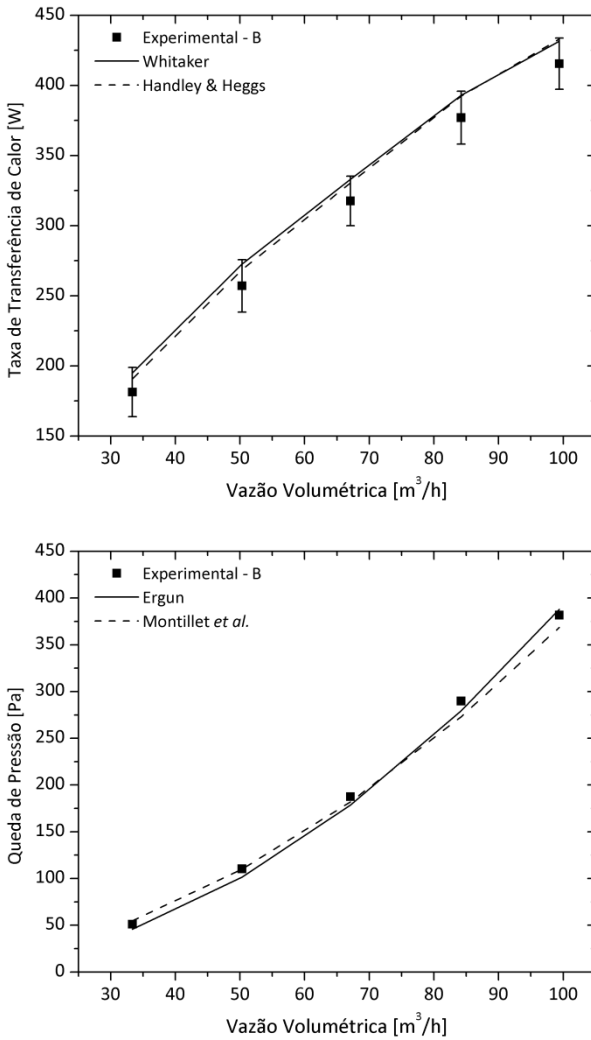


Figura 5.6 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo com as correlações propostas para a transferência de calor e queda de pressão.

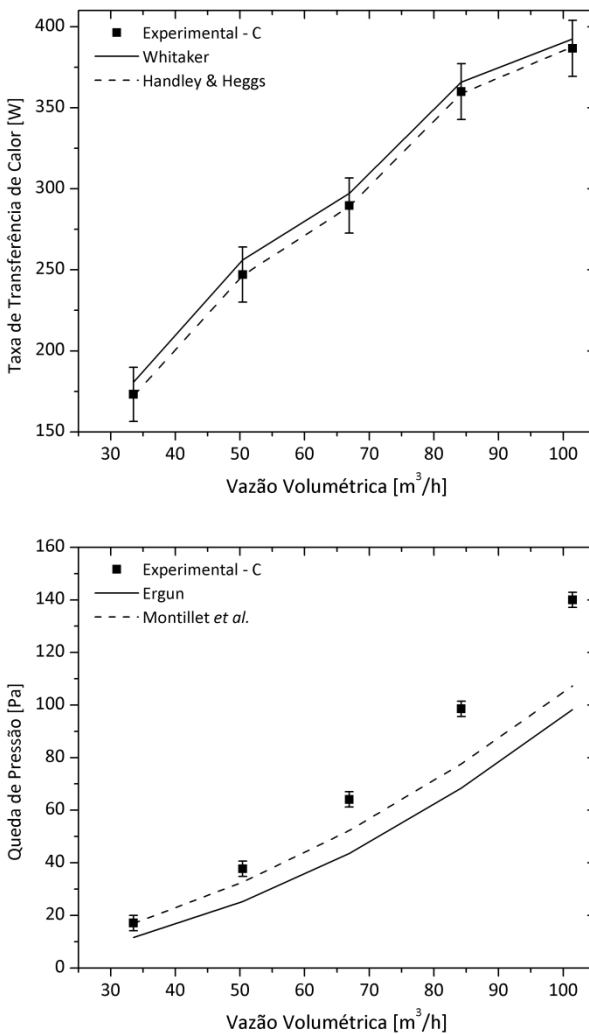


Figura 5.6 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo com as correlações propostas para a transferência de calor e queda de pressão.

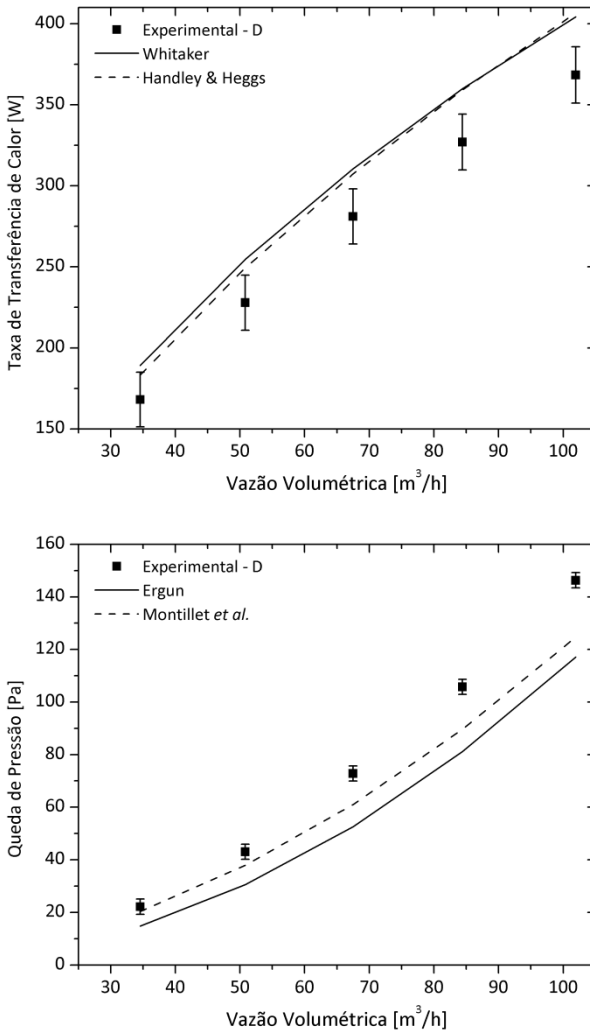


Figura 5.6 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados do modelo com as correlações propostas para a transferência de calor e queda de pressão.

Para a queda de pressão, nota-se que todos os resultados foram subestimados, tanto para a correlação de Ergun (1952) como para a de Montillet *et al.* (2007). Entretanto, todos os resultados teóricos acompanham a tendência dos experimentais. Como será visto adiante ainda nesta seção, apesar do erro para as duas correlações se apresentarem por volta de 30% (Ergun) e 20% (Montillet *et al.*), este continua sendo um bom resultado, visto que estas correlações foram desenvolvidas para leitos com configurações e faixas de porosidade diferentes das que foram testadas nesse trabalho e, ainda assim conseguiram estimar bem a queda de pressão em um meio de estrutura complexa, como o trocador de calor de aletas periféricas.

A Figura 5.7 e Figura 5.8 apresentam uma comparação geral entre os resultados experimentais e os obtidos pelo modelo. No que se refere à transferência de calor (Figura 5.7), pode-se verificar que os resultados apresentaram boa concordância, mostrando valores dentro da faixa de $\pm 10\%$ tanto para a correlação de Whitaker (1972) como para a proposta por Handley e Heggs (1968). Ainda da figura, percebe-se que os pontos claros (Handley e Heggs) foram calculados com um menor erro.

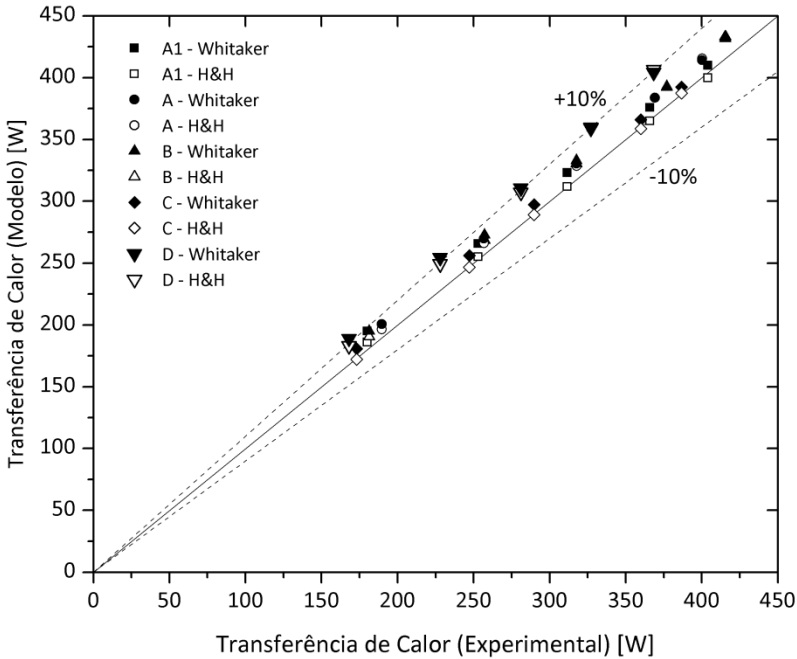


Figura 5.7 – Comparação geral da transferência de calor entre os resultados experimentais e numéricos.

Para a queda de pressão (Figura 5.8), uma maior diferença é observada, estando a maioria dos pontos abaixo da linha de erro nulo. É um fato bem aceito na literatura que a correlação de Ergun (1952) consegue prever a queda de pressão em um leito composto por esferas com um desvio de $\pm 10\%$. Como citado anteriormente, contudo, os valores das constantes daquele modelo têm sido objeto de discussão no sentido de sua validade para a previsão da queda de pressão em um meio poroso com partículas irregulares. Assim sendo, apesar de suas limitações, as duas correlações conseguem prever bem a queda de pressão no trocador aqui estudado com um erro máximo de 30%.

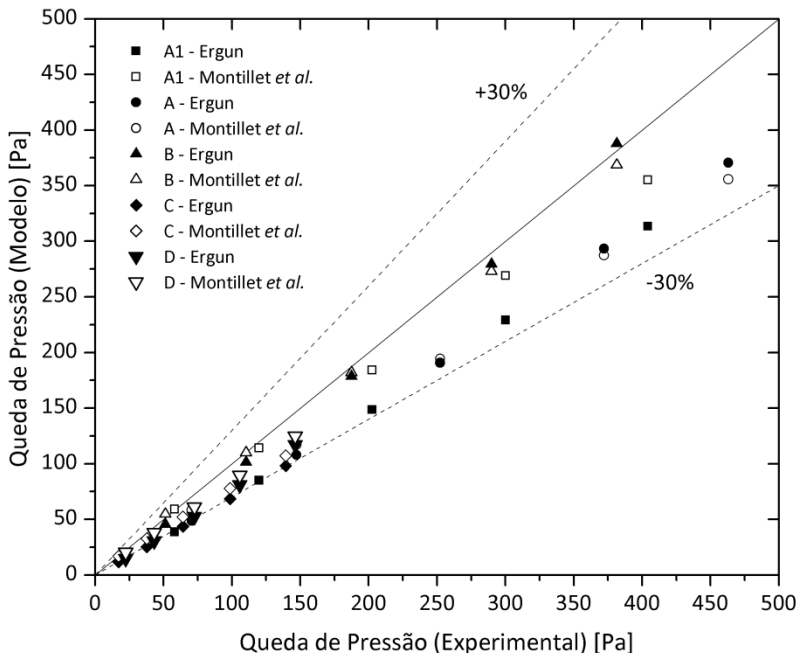


Figura 5.8 - Comparação geral da queda de pressão entre os resultados experimentais e numéricos.

A correlação proposta por Montillet *et al.* (2007) foi a que apresentou melhores resultados para a queda de pressão nos trocadores de calor testados. Entretanto, os coeficientes dessa equação foram desenvolvidos e ajustados com base em experimentos com amostras de porosidade na faixa de 0,36 a 0,42, intervalo muito abaixo da porosidade dos trocadores construídos para este trabalho (entre 0,75 e 0,90). Desse modo, com estas considerações pode-se afirmar que apesar dos dois modelos serem desenvolvidos para meios porosos com outras configurações e diferentes geometrias e faixas de aplicação, eles conseguem prever bem a queda de pressão do escoamento na geometria complexa dos trocadores de calor de aletas periféricas.

Os valores de condutância térmica em função da vazão volumétrica para todos os trocadores são apresentados na Figura 5.9, mostrando uma boa concordância entre os resultados experimentais e

numéricos. Pode-se notar que para os evaporadores A1, A, B e C, os valores obtidos pela correlação proposta por Handley e Heggs (1968) ficaram dentro da faixa de incerteza de medição, validando a modelagem utilizada para a faixa de porosidade desses trocadores ($0,75 < \varepsilon < 0,90$). A correlação proposta por Whitaker (1972) também apresentou uma boa tendência de seus resultados, apesar de em vazões baixas (baixos números de Reynolds) a discrepância se mostrar mais evidente.

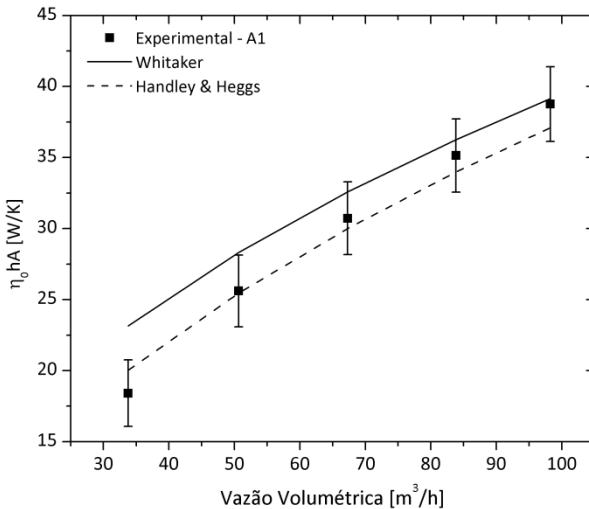


Figura 5.9 - Comparação entre os dados experimentais e os resultados numéricos com as correlações apresentadas para a condutância térmica.

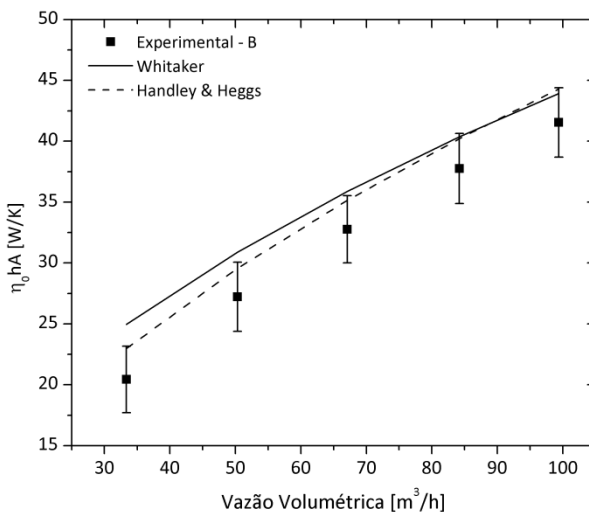
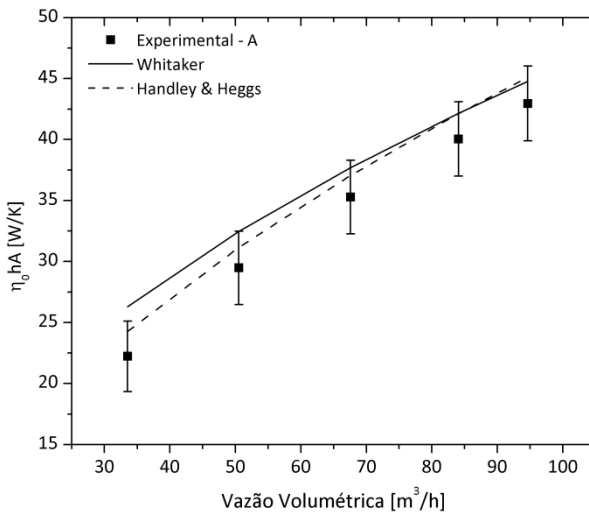


Figura 5.9 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados numéricos com as correlações apresentadas para a condutância térmica.

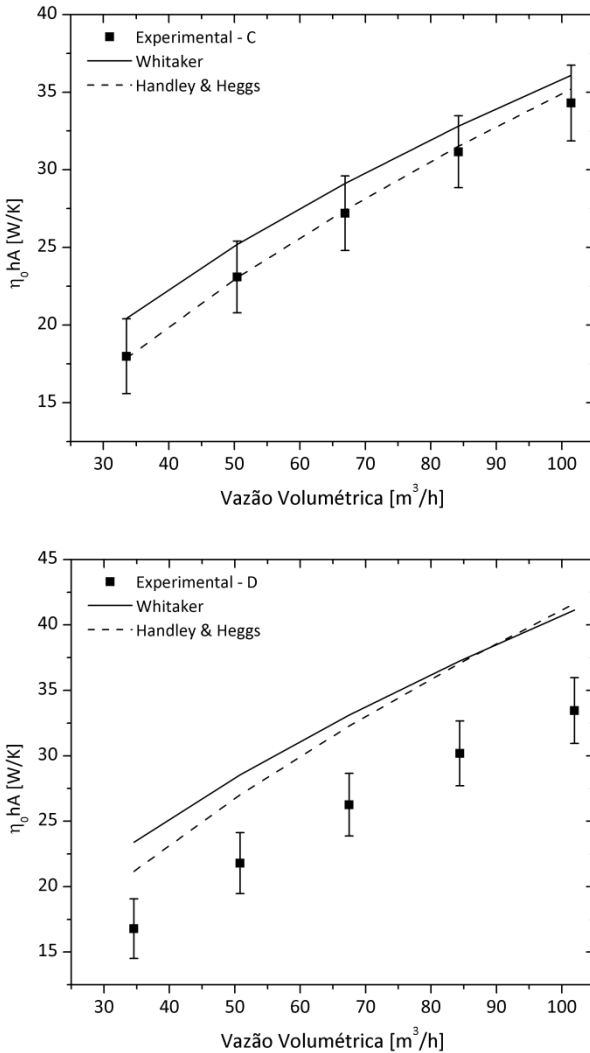


Figura 5.9 (cont) - Comparação entre os dados experimentais e os resultados numéricos com as correlações apresentadas para a condutância térmica.

Como pode ser observado na Figura 5.10, a maioria dos resultados obtidos pelas duas correlações ficaram dentro da faixa de erro de $\pm 15\%$, excluindo apenas os resultados obtidos em vazões baixas pela correlação de Whitaker e os resultados obtidos para o trocador D.

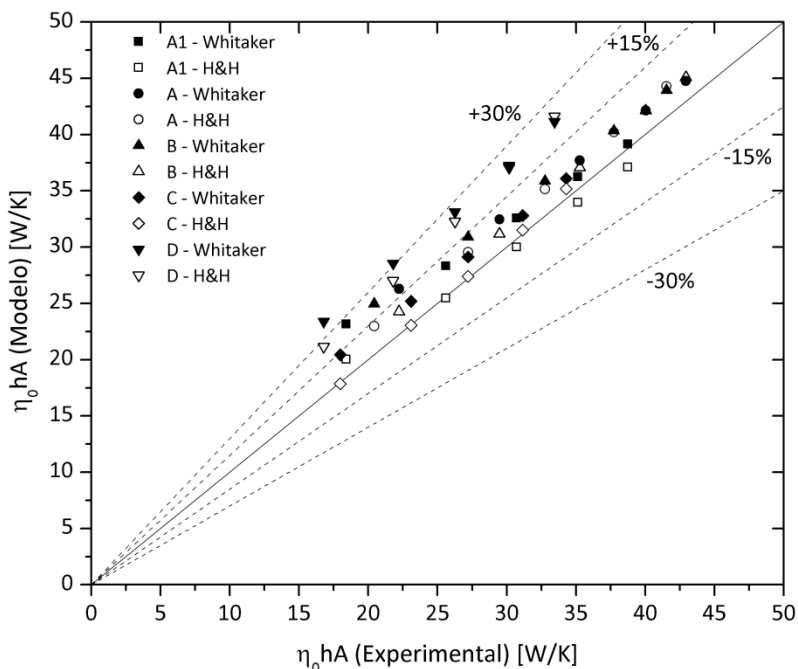


Figura 5.10 - Comparação geral da condutância térmica entre os resultados experimentais e numéricos.

5.2.1. Regressão de Dados

Tomando como base as correlações desenvolvidas para a transferência de calor e queda de pressão, serão propostos nesta seção novos coeficientes para tentar diminuir os erros associados à geometria do trocador de aletas periféricas tendo como referência os resultados experimentais alcançados nesse trabalho.

Por meio de uma rotina de regressão de dados elaborada no EES (Klein, 2009) utilizando o método dos mínimos quadrados, foram gerados para cada equação citada novos coeficientes que resultaram

em valores mais próximos dos obtidos experimentalmente para as faixas mencionadas. A seguir as equações para a transferência de calor e queda de pressão são apresentadas e, na Figura 5.11, são apresentados os gráficos comparando as equações ajustadas com os dados experimentais. Como as tendências dos dados experimentais foram bem captadas pelas correlações, optou-se por manter os expoentes originais de Re_{Dp} e mudar apenas as constantes, como pode ser visto na equações (5.1) a (5.4).

Transferência de Calor

$$Nu_{Dp,Whita\ ker}^* = 2 + (0,0515Re_{Dp}^{1/2} + 0,261Re_{Dp}^{2/3})Pr^{0,4} \quad (5.1)$$

$$Nu_{Dp,H\&H}^* = \frac{0,2294}{\varepsilon} Pr^{1/3} Re_{Dp}^{2/3} \quad (5.2)$$

Queda de Pressão

$$f_{Ergun}^* = \frac{511,3}{Re_{Dp}} + 2,107 \quad (5.3)$$

$$f_{Montillet}^* = 0,05802 \left[\frac{D}{D_p} \right]^{0,1952} \left[1000(Re_{Dp}(1-\varepsilon))^{-1} + 60(Re_{Dp}(1-\varepsilon))^{-0,5} + 12 \right] \quad (5.4)$$

As faixas de aplicações das equações são: $0,75 < \varepsilon < 0,90$ e $500 < Re_{Dp} < 3000$.

A Tabela 5.1 e a Tabela 5.3 mostram uma comparação entre os indicadores de erro das correlações utilizadas neste trabalho antes e depois do ajuste de novos coeficientes. Os erros comparados nas tabelas são dados pelas Eqs. (5.5) a (5.7).

$$RMS = \frac{100}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(P_{cal,i} - P_{exp,i})^2}{P_{exp,i}^2}} \quad (5.5)$$

$$AAD = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{P_{cal,i} - P_{exp,i}}{P_{exp,i}} \right| \quad (5.6)$$

$$Bias = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \frac{P_{cal,i} - P_{exp,i}}{P_{exp,i}} \quad (5.7)$$

onde n é o número de pontos experimentais para cada caso (transferência de calor, condutância térmica e queda de pressão), i se refere a um dos pontos medidos, $P_{cal,i}$ são os pontos numéricos e $P_{exp,i}$ são os pontos experimentais para cada situação.

Tabela 5.1 – Erros médios das correlações utilizadas antes e depois do ajuste de novos coeficientes.

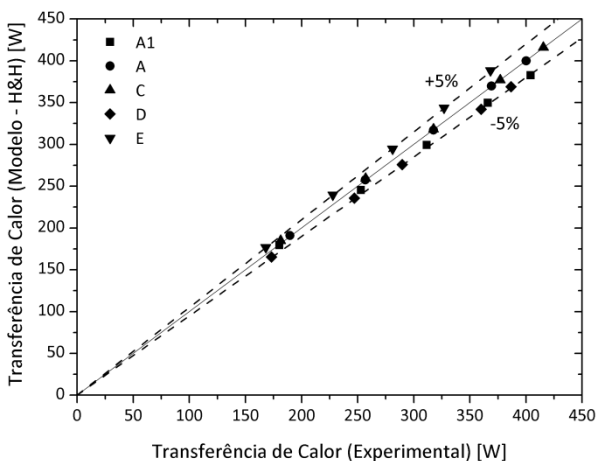
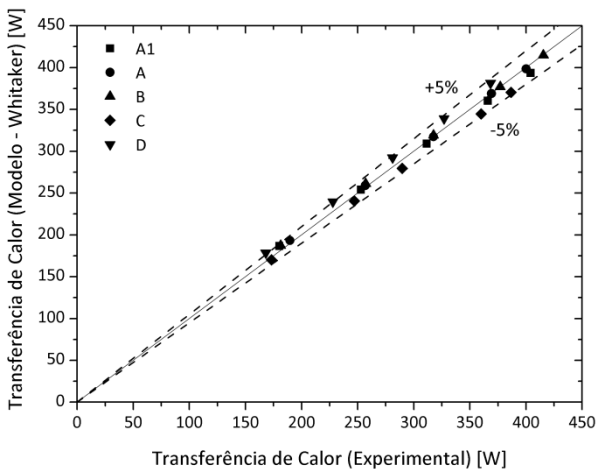
Transferência de Calor			
Modelo	RMS [%]	AAD [%]	Bias [%]
Whitaker (Antes)	1,27	5,53	5,54
Whitaker (Depois)	0,57	2,26	0,50
Handley e Heggs (Antes)	1,01	3,82	3,60
Handley e Heggs (Depois)	0,71	2,83	-0,43

Tabela 5.2 – Erros médios das correlações utilizadas antes e depois do ajuste de novos coeficientes.

Condutância Térmica			
Modelo	RMS [%]	AAD [%]	Bias [%]
Whitaker (Antes)	3,30	13,28	13,28
Whitaker (Depois)	1,37	5,83	0,16
Handley e Heggs (Antes)	2,39	8,65	7,74
Handley e Heggs (Depois)	1,66	7,14	-2,03

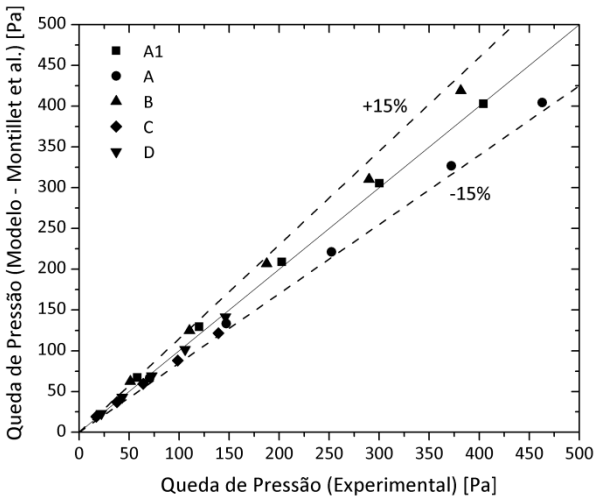
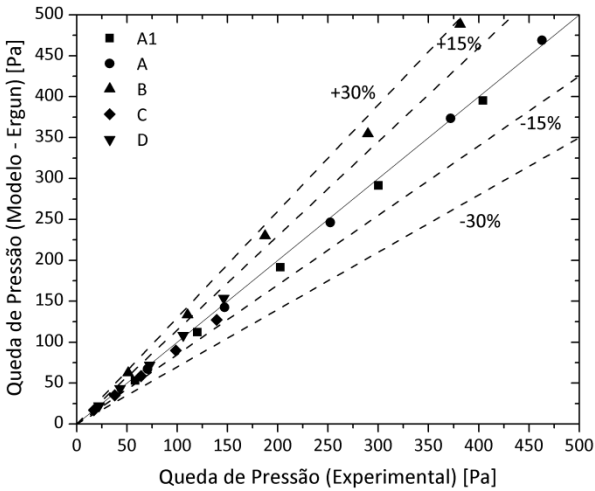
Tabela 5.3 – Erros médios das correlações utilizadas antes e depois do ajuste de novos coeficientes.

Queda de Pressão			
Modelo	RMS [%]	AAD [%]	Bias [%]
Ergun (Antes)	5,00	23,08	-22,95
Ergun (Depois)	2,29	7,89	2,28
Montillet <i>et al.</i> (Antes)	2,87	12,28	-11,56
Montillet <i>et al.</i> (Depois)	1,94	8,19	0,43



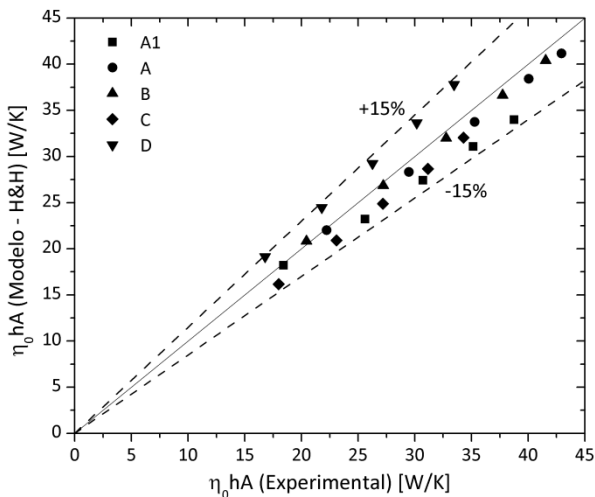
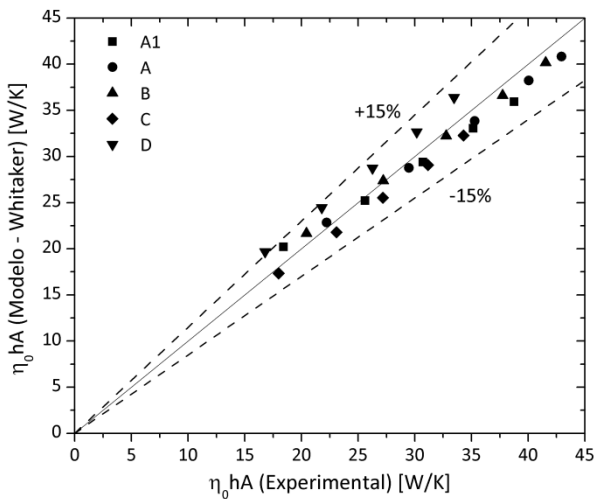
(a)

Figura 5.11 - Comparação geral entre os resultados experimentais e numéricos com os novos coeficientes para (a) transferência de calor; (b) queda de pressão e (c) condutância térmica.



(b)

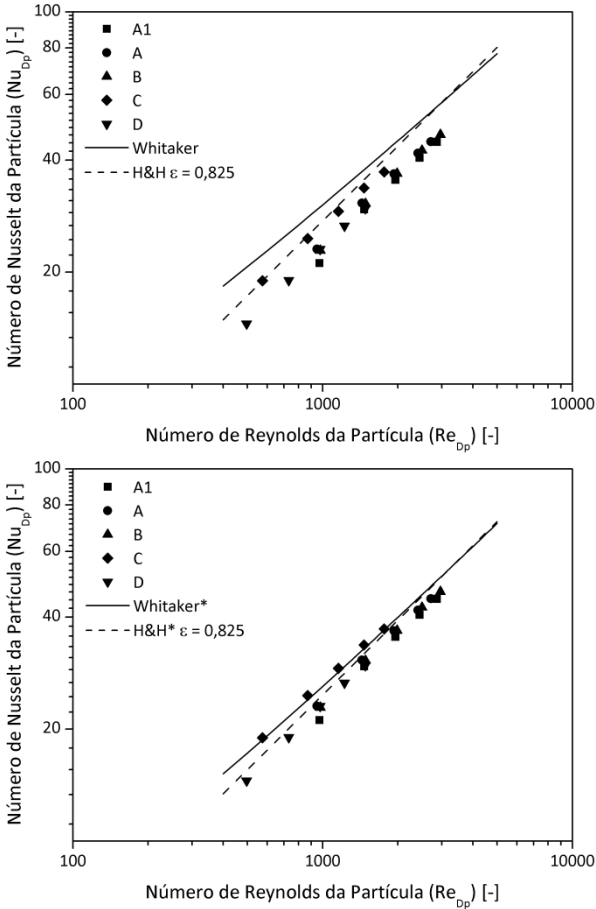
Figura 5.11 (cont) - Comparação geral entre os resultados experimentais e numéricos com os novos coeficientes para (a) transferência de calor; (b) queda de pressão e (c) condutância térmica.



(c)

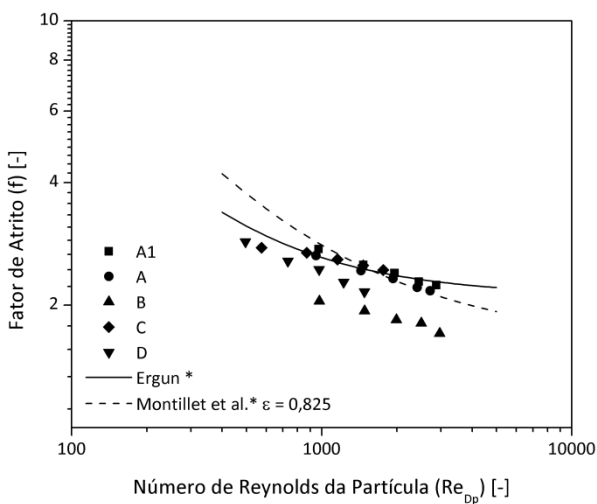
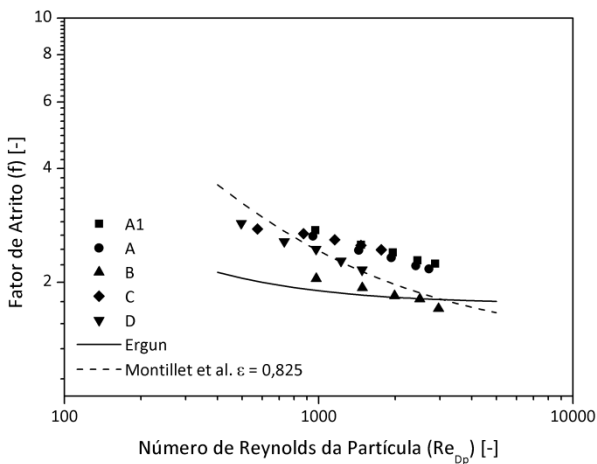
Figura 5.11 (cont) - Comparação geral entre os resultados experimentais e numéricos com os novos coeficientes para (a) transferência de calor; (b) queda de pressão e (c) condutância térmica.

Outra forma de comparação pode ser vista com relação aos gráficos da Figura 5.12, onde mostram variáveis adimensionais como Nusselt e o fator de atrito em função do número de Reynolds.



(a)

Figura 5.12 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o número de Nusselt (a) e o fator de atrito (b) em função do número de Reynolds para antes e depois da regressão de dados.



(b)

Figura 5.12 (cont) - Comparação entre os resultados experimentais e numéricos para o número de Nusselt (a) e o fator de atrito (b) em função do número de Reynolds para antes e depois da regressão de dados.

5.3. Avaliação de Desempenho e Otimização

A análise de otimização e de avaliação de desempenho tem por finalidade a verificação do comportamento do número de geração de entropia em função das três variáveis de maior relevância para o trocador de calor de aletas periféricas, isto é, o número de Reynolds, a porosidade e o diâmetro de partícula.

Ao se analisar a geometria do trocador de calor, é possível identificar diversas grandezas geométricas que podem ser alteradas com o objetivo de se melhorar o desempenho do trocador de calor. Como exemplo, é possível citar os comprimentos, largura e espessuras das aletas radiais e periféricas, o diâmetro do tubo, as dimensões da área frontal do trocador e etc. Percebe-se, entretanto, que devido à grande quantidade de parâmetros geométricos, uma análise de otimização que se encarregasse de avaliar o impacto de cada uma dessas variáveis teria um custo computacional excessivo, invalidando seu resultado prático.

Todavia, como o impacto da variação de parâmetros geométricos no nível das aletas se reflete em parâmetros globais como a porosidade e o diâmetro de partícula, entende-se que uma análise de desempenho e otimização baseada nestes dois parâmetros (além de Re_{Dp}) seja capaz de fornecer resultados qualitativamente e quantitativamente relevantes, com um menor esforço computacional.

Na análise de otimização apresentada nesta seção, a função objetivo a ser minimizada é o número de geração de entropia, N_s , associado ao escoamento com transferência de calor do lado do ar. Para tal, a minimização da entropia é obtida mediante a aplicação de três classes de restrições referentes à geometria do trocador de calor. Conforme proposto por Webb e Kim (2005), os critérios de avaliação de desempenho podem ser divididos em critérios de:

- Geometria Fixa: A área frontal e o comprimento do trocador de calor permanecem inalterados ao longo do processo de otimização.
- Área Frontal Fixa: Somente a área frontal permanece constante, podendo haver uma diminuição ou aumento do comprimento do trocador na busca por uma configuração ótima.

- Volume Variável: Não há restrição quanto às dimensões do trocador, podendo, por exemplo, haver uma variação nas dimensões do trocador para que se alcance uma mínima geração de entropia ou uma mínima potência de bombeamento para uma taxa de transferência de calor especificada.

A análise de otimização será conduzida para as duas condições de operação de referência para trocadores de calor, a saber, de temperatura de parede (ou de fluido interno) constante e de fluxo de calor constante. Conforme visto anteriormente, a primeira condição representa um trocador de calor em que a corrente interna muda de fase a pressão constante (evaporador ou condensador), e portanto possui uma taxa de capacidade térmica infinita, e a segunda representa um trocador de calor balanceado, isto é, aquele que possui correntes com taxas de capacidade térmica iguais. Nesse último caso, para o arranjo dos fluxos em contra-corrente, a diferença de temperatura entre as correntes permanece constante ao longo do trocador, o que faz com que o fluxo de calor pela parede também seja constante.

Na seção 5.3.1 será quantificada a dependência do número de geração de entropia com relação ao número de Reynolds da partícula, à porosidade e ao diâmetro da partícula. Tal análise será conduzida no âmbito do critério de avaliação de desempenho de geometria fixa, tanto para as condições de contorno de temperatura do fluido interno constante quanto para fluxo de calor constante. O efeito da variação da porosidade e do diâmetro de partícula no contexto dos critérios de área frontal fixa e geometria variável são análogos e, por isso, não serão repetidos em detalhe.

Entretanto, nas seções 5.3.2 a 5.3.4, para um dado conjunto de restrições (incluindo valores fixos de porosidade e diâmetro de partícula), o comportamento do número de geração de entropia será explorado para cada um dos critérios de avaliação de desempenho. Com isso, busca-se diferenciar os tipos de otimização e os parâmetros a eles associados que minimizam a geração de entropia em cada critério.

A Figura 5.13 ajuda a visualizar a área frontal e o comprimento do trocador de calor, parâmetros utilizados nas três classes de restrições.

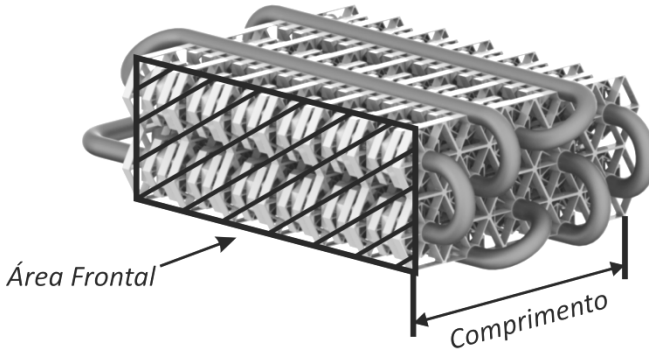


Figura 5.13 – Visualização da área frontal e do comprimento do trocador de calor.

5.3.1. Dependência do Número de Geração de Entropia com Relação à Porosidade e ao Diâmetro de Partícula

Temperatura do Fluido Interno Constante

Como o exemplo a ser ilustrado se enquadra no critério de avaliação de geometria fixa, a área frontal do trocador de calor e seu comprimento devem ser mantidos constantes. Outras variáveis, como a taxa de transferência de calor e a temperatura de entrada do ar também são fixas (ver Tabela 5.4). Vale ressaltar que, por simplicidade, a eficiência global da superfície foi mantida fixa e igual a 0,8 nas análises de otimização. Essa simplificação se justifica pela dificuldade em se calcular esse parâmetro sem saber as dimensões exatas das aletas. Além disso, com base nos resultados do modelo matemático, observa-se que a eficiência global da superfície não é muito afetada pelos parâmetros geométricos do trocador de calor e pelas condições de operação para as situações avaliadas no presente trabalho.

Tabela 5.4 – Condições de operação para o exemplo de temperatura do fluido interno constante.

Porosidade	0,85
Taxa de transferência de calor	300 W
Temperatura de entrada do ar	293,15 K
Eficiência global da superfície	0,80
Área frontal do trocador	0,008 m ²
Comprimento do trocador	0,1123 m

Como pode ser verificado pela Figura 5.14, para as condições da Tabela 5.4 para $\varepsilon = 0,85$, cada diâmetro de partícula possui um ponto de operação que fornece um mínimo de geração de entropia. Para o menor diâmetro de partícula ($D_p = 0,0010$ m), esse mínimo está localizado por volta do número de Reynolds de partícula igual a 500, ou seja, há neste ponto um equilíbrio (“*trade-off*”) entre a entropia gerada pela transferência de calor e pela queda de pressão no escoamento do ar no trocador de calor, como será ilustrado nas seções 5.3.2 a 5.3.4. Já no terceiro menor diâmetro avaliado ($D_p = 0,0020$ m), este equilíbrio acontece por volta de $Re_{D_p} = 1000$.

Por conveniência, para o melhor entendimento desta seção, as definições do diâmetro de partícula, da porosidade e do número de Reynolds serão novamente enunciadas pela Tabela 5.5, possibilitando uma melhor compreensão das análises de otimização.

Tabela 5.5 – Definições do diâmetro de partícula, porosidade e número de Reynolds.

Diâmetro de partícula	$D_p = \frac{6V_s}{A}$
Porosidade	$\varepsilon = \frac{V - V_s}{V}$
Número de Reynolds	$Re_{D_p} = \frac{U_f D_p}{\nu_a (1 - \varepsilon)}$

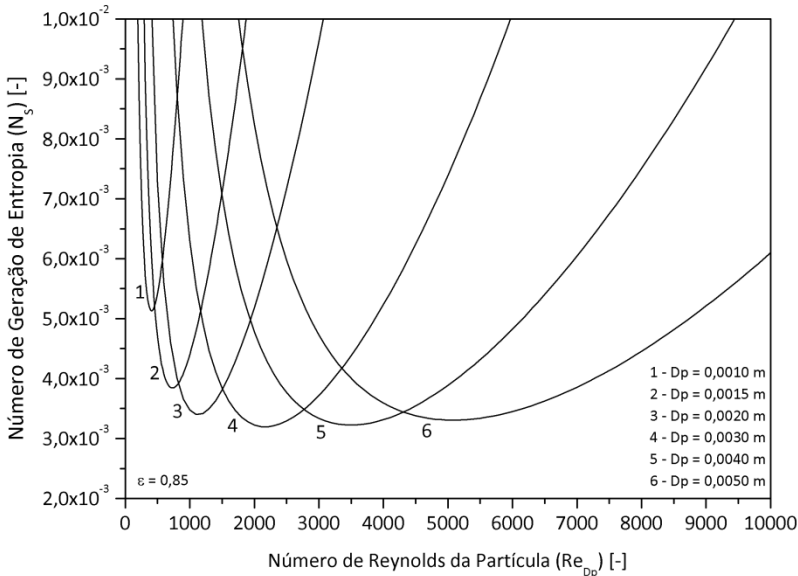


Figura 5.14 – Verificação do ponto de mínimo local para o número de geração de entropia em função do diâmetro de partícula e do número de Reynolds mantendo a porosidade fixa com a temperatura do fluido interno constante.

Para o critério de geometria fixa, o aumento do diâmetro de partícula com a porosidade fixa só é possível mediante uma diminuição da área superficial do trocador de calor. Na prática, isso é possível, por exemplo, diminuindo o tamanho do comprimento radial das aletas menores e aumentando sua espessura, de modo que a área superficial diminua e o volume ocupado pelo sólido permaneça constante, permitindo com que a porosidade do meio continue fixa.

Para um dado número de Reynolds, a uma porosidade fixa, o aumento no diâmetro de partícula induz uma diminuição na velocidade superficial do ar. Essa diminuição, para uma área frontal fixa, provoca também uma diminuição na vazão mássica, levando a um aumento na temperatura de saída do ar, já que a taxa de transferência de calor também é uma restrição. Ainda, a diminuição da área superficial produz um aumento na diferença de temperatura média logarítmica, elevando a temperatura do fluido interno necessária para que a troca de calor permaneça constante.

Caso o número de Reynolds em questão seja menor do que aquele da intersecção entre os dois casos comparados, o aumento de D_p gera um aumento de N_s , visto que a maior contribuição à geração de entropia é devida à transferência de calor com uma diferença de temperatura finita entre o fluido interno e o ar. Contudo, caso o número de Reynolds seja maior que aquele que equilibra as duas parcelas (intersecção), o aumento de D_p induz uma redução de N_s , a qual pode ser explicada pelo efeito causado pela redução da velocidade superficial sobre a contribuição devida à queda de pressão.

Outra observação importante que pode ser retirada da Figura 5.14 é a presença de um mínimo global para as condições estipuladas. Enquanto o diâmetro de partícula é aumentado a partir de $D_p = 0,0010$ m, o ponto de operação que produz o mínimo número de geração de entropia diminui. Por volta de $D_p = 0,0030$ m, o mínimo global é alcançado. A partir desse valor, o ponto de mínimo local passa a subir, afastando-se do mínimo global.

A Figura 5.15 mostra o comportamento de N_s em função da porosidade e do número de Reynolds da partícula para $D_p = 0,0015$ m e para as restrições da Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Condições de operação para o exemplo de fluxo de calor constante.

Diâmetro de partícula	0,0015 m
Taxa de transferência de calor	300 W
Temperatura de entrada do ar	293,15 K
Eficiência global da superfície	0,80
Área frontal do trocador	0,008 m ²
Comprimento do trocador	0,1123 m

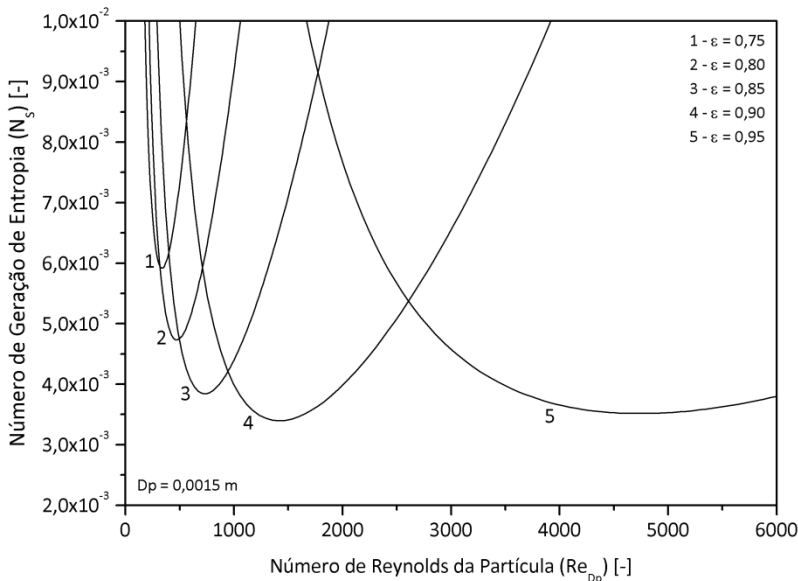
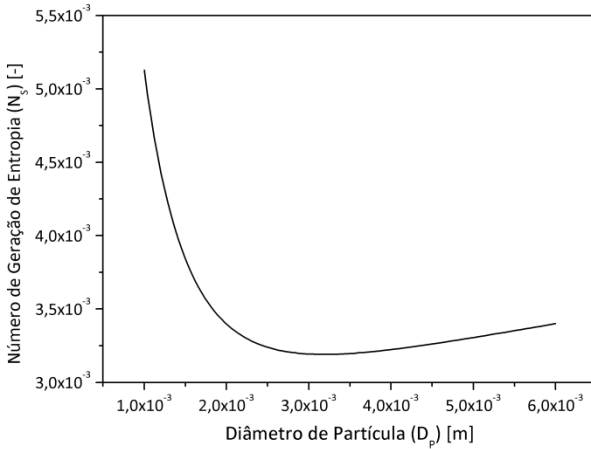


Figura 5.15 - Verificação do ponto de mínimo local para o número de geração de entropia em função da porosidade mantendo o diâmetro de partícula fixo com a temperatura do fluido interno constante.

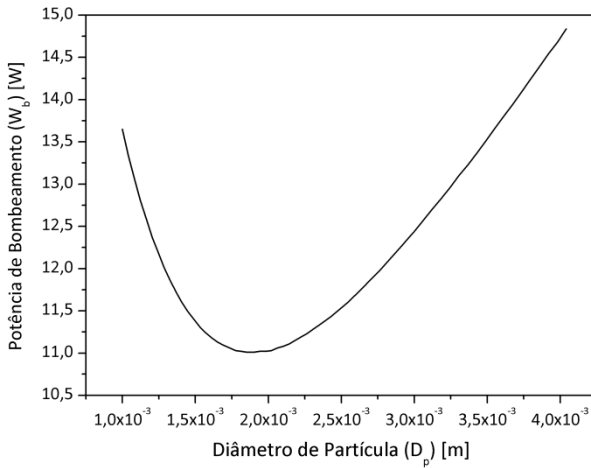
Com a geometria e o diâmetro de partícula fixos, o único parâmetro geométrico livre para variar é o volume de sólido. Desse modo, com o aumento da porosidade, este diminui, levando também a uma redução de área superficial visto que o diâmetro de partícula deve permanecer constante. Analogamente à discussão da Figura 5.14, para um dado número de Reynolds, quando se aumenta a porosidade, a velocidade superficial deve diminuir, reduzindo assim a vazão mássica. Se o número de Reynolds for menor que o que produz o mínimo N_s , observa-se um aumento na geração de entropia devido ao fato de que a maior contribuição é devida à transferência de calor, e a diminuição da velocidade superficial faz aumentar a temperatura do fluido interno para manter a taxa de transferência de calor fixa. Da mesma forma, caso o número de Reynolds seja menor que o que produz o mínimo N_s , a redução da velocidade superficial atua no sentido de reduzir a maior contribuição da geração de entropia, que para a condição em questão é a queda de pressão (atrito).

Assim, como para a avaliação anterior, observa-se também a existência de um mínimo global para o número de geração de entropia em função de Re_{dp} e de ϵ para um diâmetro de partícula especificado.

A Figura 5.16 mostra a evolução dos pontos de mínimo locais em função do diâmetro de partícula para uma porosidade de 0,85 (exemplo da Tabela 5.4) tanto para o número de geração de entropia como para a potência de bombeamento. Como pode ser percebido, os mínimos globais ocorrem em diâmetros de partícula diferentes, levando à conclusão de que existe uma faixa ótima de D_p , a qual fornece tanto uma taxa de geração de entropia como uma potência de bombeamento baixas, propiciando assim uma melhor condição de operação ou uma geometria do trocador de calor otimizada.



(a)



(b)

Figura 5.16 – Pontos ótimos antingidos em função do diâmetro de partícula do trocador de calor para uma temperatura do fluido interno constante. (a) Número de geração de entropia e (b) Potência de bombeamento.

Fluxo de Calor Constante

Para o caso de fluxo de calor constante (trocador balanceado), observa-se na Figura 5.17 um comportamento equivalente àquele para temperatura do fluido interno constante para porosidade fixa. Nesse caso, o fluxo de calor (taxa por unidade de área) deve ser constante para cada caso, e as demais restrições podem ser obtidas a partir da Tabela 5.4.

Quando se aumenta o diâmetro de partícula, a área superficial deve diminuir para atender às restrições impostas (porosidade fixa). Devido à taxa de transferência de calor também ser mantida constante, o fluxo de calor deve aumentar de forma correspondente. Além disso, com o aumento do diâmetro de partícula, também há uma diminuição da velocidade superficial do fluido para um mesmo número de Reynolds. De forma análoga ao caso de temperatura do fluido interno constante, para um dado número de Reynolds menor que aquele que gera a intersecção entre os dois casos, um aumento de D_p gera um aumento de N_s em função do aumento do fluxo de calor causado pela redução de área superficial. Vale a pena ressaltar que este efeito não é compensado pela redução de velocidade superficial, uma vez que a contribuição devido à queda de pressão não é preponderante à esquerda do ponto de intersecção. Da mesma forma, caso o número de Reynolds seja maior que este ponto, o aumento de D_p ocasiona uma redução de N_s na medida em que a contribuição da queda de pressão se torna a mais importante.

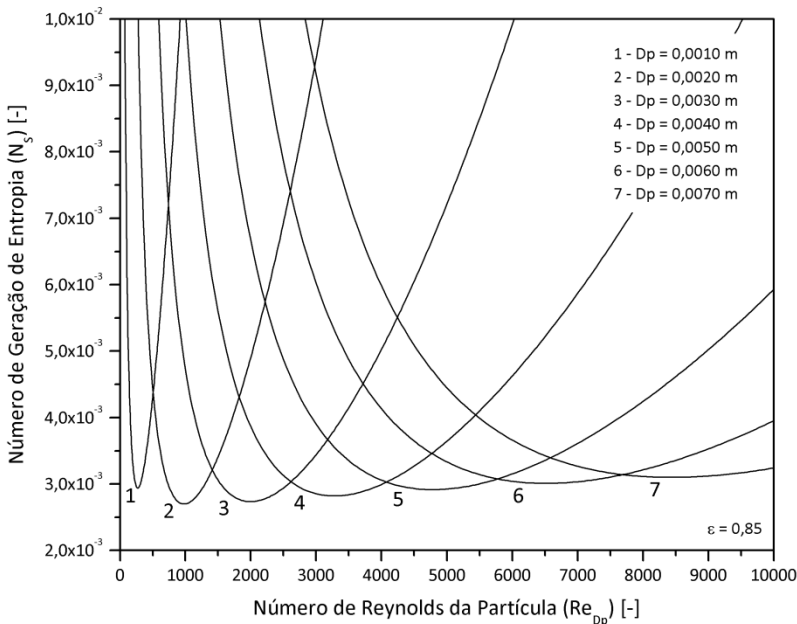
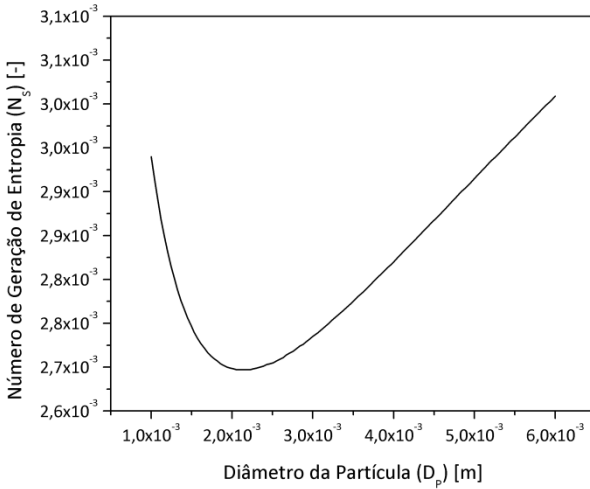


Figura 5.17 - Verificação do ponto de mínimo local para o número de geração de entropia em função do diâmetro de partícula e do número de Reynolds mantendo a porosidade fixa com o fluxo de calor constante.

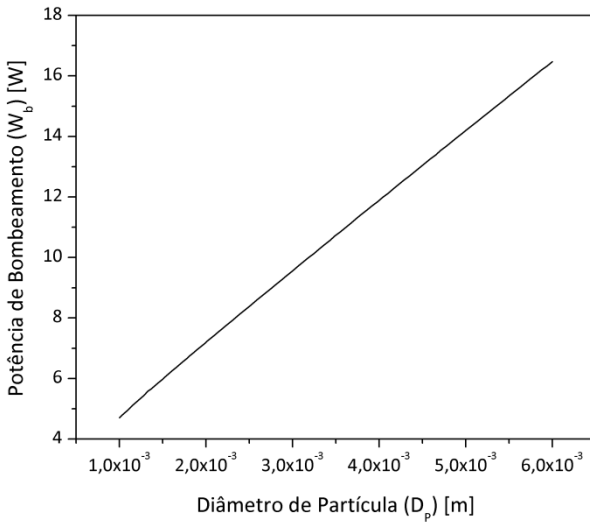
Os pontos de mínimo local apresentados na Figura 5.17 são ilustrados na Figura 5.18 (a) comprovando a existência de um mínimo global (mesmo que suave) para as condições de operação estudadas. Apesar de N_s apresentar um ponto de mínimo global, observa-se que, nessa faixa, a potência de bombeamento não exibe um comportamento análogo em função do diâmetro de partícula. Devido às restrições impostas (Tabela 5.4) para o caso de fluxo de calor constante, a evolução dos pontos de mínimo locais em função do diâmetro de partícula ocorre da mesma forma como acontece com o caso de temperatura do fluido interno constante, embora os valores para as taxas de crescimento da queda de pressão e decréscimo para a vazão mássica conforme se diminui o D_p sejam diferentes.

A taxa de decréscimo da vazão mássica em função do diâmetro de partícula para o caso de fluxo de calor constante é maior que a do caso anterior para que as restrições sejam satisfeitas.

Enquanto no caso de temperatura interna do fluido constante a diminuição da vazão mássica devido à diminuição do D_p se dá de maneira suave, no caso de fluxo de calor constante esta se dá a uma taxa maior, impossibilitando a obtenção de um ponto de mínimo global para a potência de bombeamento. Dessa forma, para este resultado, deve-se procurar trabalhar na região onde há a mínima geração de entropia, já que diâmetros de partículas muito pequenos ($D_p < 0,0010$ m) se tornam pontos de operação impraticáveis.



(a)



(b)

Figura 5.18 - Pontos ótimos atingidos em função do diâmetro de partícula do trocador de calor para um fluxo de calor constante. (a) Número de geração de entropia e (b) Potência de bombeamento

O comportamento crescente da potência de bombeamento em função do D_p está associado ao fato de que, para o critério de geometria fixa, com o aumento de D_p , aumenta também o número de Reynolds de partícula em que ocorre o mínimo N_s para aquele D_p . Logo, com o conseqüente aumento da velocidade superficial (e da vazão mássica), obtém-se uma maior potência de bombeamento.

Nas seções a seguir, os três critérios de avaliação de desempenho de Webb e Kim (2005) são avaliados tanto para um trocador com temperatura do fluido interno constante como para fluxo de calor constante. Para os exemplos citados, alguns parâmetros e condições de operação serão mantidos fixos, facilitando o entendimento do critério de otimização.

5.3.2. Critério de Geometria Fixa

Apesar de ter sido explorado na seção anterior, o critério de geometria fixa como apresentado nesta seção, serve de base de comparação para os demais critérios. Este critério avalia diversas condições de operação mantendo inalterada a geometria do trocador de calor, tendo assim por finalidade a determinação de uma condição de operação ótima. Por exemplo, um objetivo pode ser o ajuste de uma vazão ótima para condições de operação estipuladas. Os exemplos que serão dados nessa sub-seção, tanto para temperatura do fluido interno como para fluxo de calor constantes, são apresentados na Tabela 5.7. Mais uma vez essa faixa de valores foi escolhida baseada nos trocadores de calor construídos para este trabalho.

Tabela 5.7 – Condições de operação para os exemplos da análise de otimização para o PEC de geometria fixa.

Taxa de Transferência de Calor	300 W
Temperatura de Entrada do Ar	293,15 K
Eficiência Superficial	0,80
Porosidade	0,85
Diametro de Partícula	0,0020 m
Área Frontal do Trocador	0,008 m ²
Comprimento do Trocador	0,1123 m

Utilizando o critério de geometria fixa e respeitando as condições estipuladas pela Tabela 5.7, a vazão mássica do fluido externo é variada de modo que em determinado valor consiga-se o ponto ótimo de operação dado pela mínima taxa de geração de entropia. Na sequência, serão mostrados primeiramente os resultados obtidos para um trocador de calor com temperatura do fluido interno constante e, em seguida, os resultados obtidos para um trocador com fluxo de calor constante.

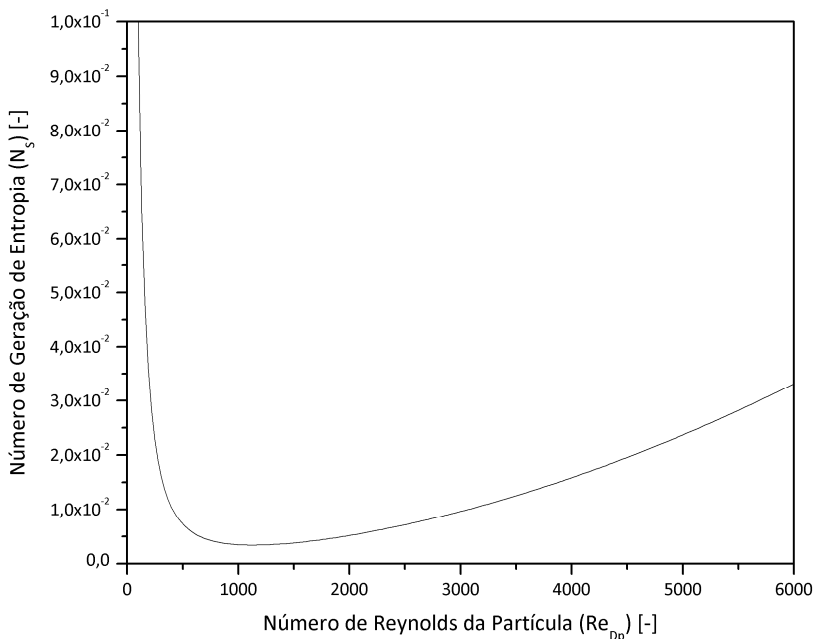


Figura 5.19 – Número de geração de entropia para o caso de temperatura do fluido interno constante – Geometria fixa.

Como pode ser observado da Figura 5.19, a mínima taxa de geração de entropia para este caso acontece por volta do número de Reynolds igual a 1000, mais precisamente em 1130, resultando em uma vazão volumétrica igual a $114,9 \text{ m}^3/\text{h}$. Assim, para o trocador de calor com as dimensões e parâmetros dados pela Tabela 5.7, a melhor condição de operação é obtida com a vazão volumétrica próxima da ótima calculada por essa análise.

O ponto de ótimo é obtido a partir de um “*trade-off*” entre as duas parcelas que compõem a taxa de geração de entropia. Como foi visto anteriormente, a primeira é devido à troca de calor com diferença de temperatura finita e a segunda é devida ao atrito entre o ar e a superfície do trocador de calor.

Como a taxa de transferência de calor é fixa para todos os casos estudados, um número de Reynolds baixo produz uma vazão mássica pequena, necessitando de uma temperatura do fluido interno muito alta, o que eleva a parcela de geração de entropia por diferença de temperatura. Em compensação, devido à restrição de geometria fixa, essa pequena vazão produz uma queda de pressão baixa, fazendo com que a geração de entropia por atrito também seja pequena.

Conforme se avança para a direita no gráfico da Figura 5.19, a vazão mássica se torna maior, necessitando de uma menor temperatura do fluido interno para uma mesma taxa de transferência de calor, diminuindo assim a geração de entropia pela parcela de temperatura. Ao mesmo tempo, essa elevação na vazão mássica produz uma maior queda de pressão, aumentando a geração de entropia por atrito. Como as duas tendências são opostas, há um ponto em que a geração de entropia é mínima (Figura 5.20).

A partir do ponto de mínimo, a parcela devido ao atrito viscoso se sobressai comparada à parcela da temperatura, resultando em um aumento na taxa de geração de entropia total. Esse fato é melhor observado na Figura 5.20, onde se nota claramente a diminuição da taxa de geração de entropia pela diferença finita de temperatura e o aumento na taxa de geração de entropia pelo atrito viscoso. A diferença de temperatura entre a parede e o fluido e a queda de pressão também são mostradas na Figura 5.21, notando-se um comportamento análogo.

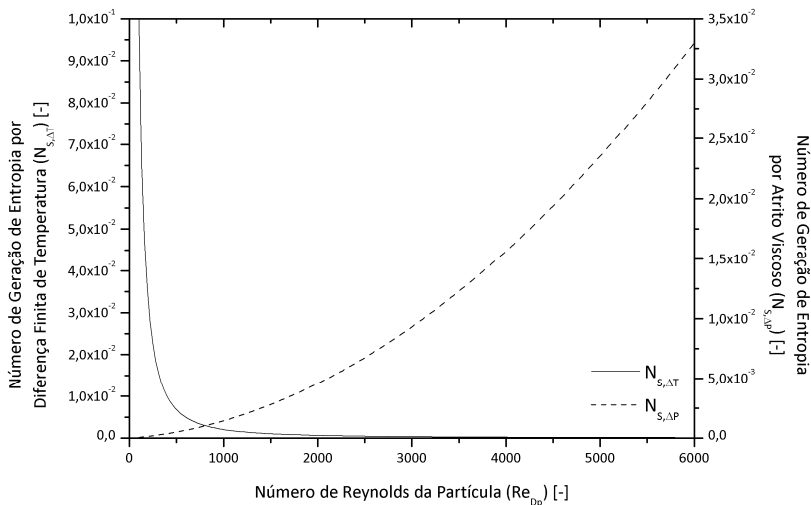


Figura 5.20 – Comportamento dos termos do N_s com relação a diferença finita de temperatura e ao atrito viscoso – temperatura do fluido interno constante – Geometria fixa.

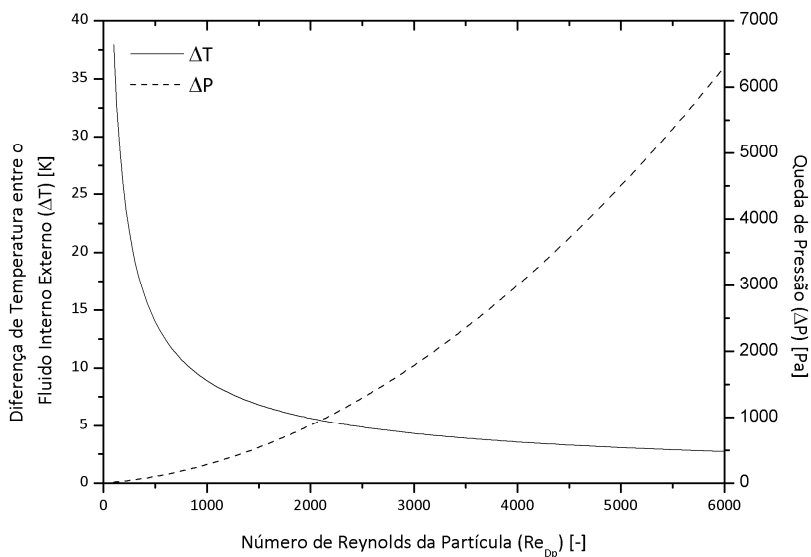


Figura 5.21 – Diferença de temperatura entre o fluido interno e o fluido externo e queda de pressão no trocador de calor – temperatura do fluido interno constante – Geometria fixa.

Para o caso em que o fluxo de calor é mantido constante (trocador de calor balanceado), o comportamento do número de geração de entropia é análogo, como pode ser observado na Figura 5.22.

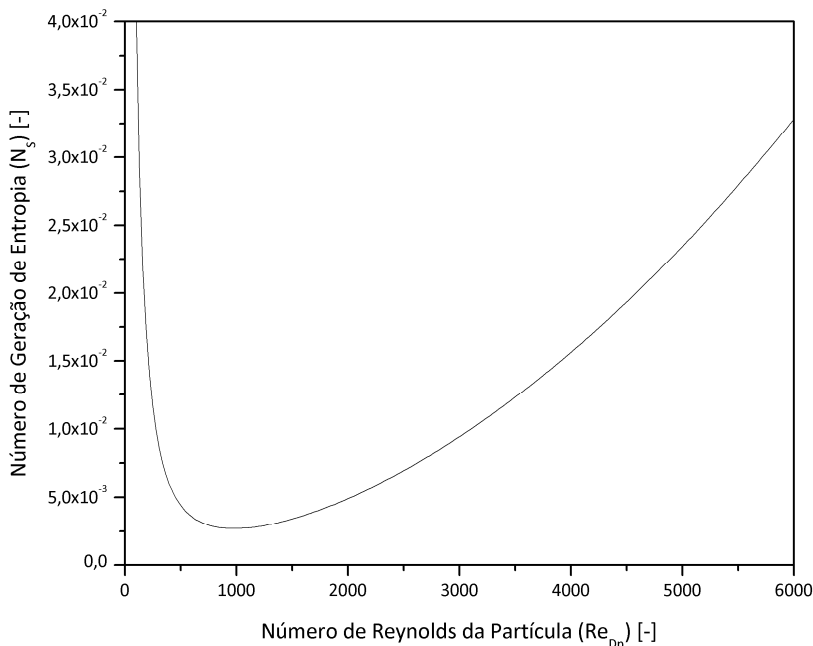


Figura 5.22 - Número de geração de entropia para o caso de fluxo de calor constante – Geometria fixa.

A condição em que se obtém a mínima taxa de geração de entropia corresponde a um número de Reynolds igual a 978,8, produzindo uma vazão volumétrica de 98,71 m³/h. Mantendo as restrições impostas na Tabela 5.7, conforme se avança para a direita no gráfico da Figura 5.22, devido ao aumento no número de Reynolds, a vazão mássica do fluido se torna maior, acarretando uma menor diferença de temperatura entre a parede do trocador de calor (fluido interno) e o ar. Em contrapartida, esse aumento na vazão provoca uma maior queda de pressão, resultando em uma diminuição de $N_{s,\Delta T}$ e em um aumento de $N_{s,\Delta P}$. Essas conclusões podem ser visualizadas na

Figura 5.23 e Figura 5.24. Vale a pena ressaltar, entretanto, que no caso de fluxo de calor constante, a diferença de temperatura entre o fluido interno e o ar é constante ao longo de todo o trocador de calor, como mostra a Figura 5.25. Logo, para manter o trocador de calor balanceado, é necessário também aumentar a vazão (ou a taxa de capacidade térmica) do fluido interno. Como a taxa de transferência de calor é fixa, para uma dada temperatura de entrada do fluido externo (ar), o efeito de se aumentar a vazão mássica é reduzir a diferença de temperatura entre as correntes, como ilustra a Figura 5.25.

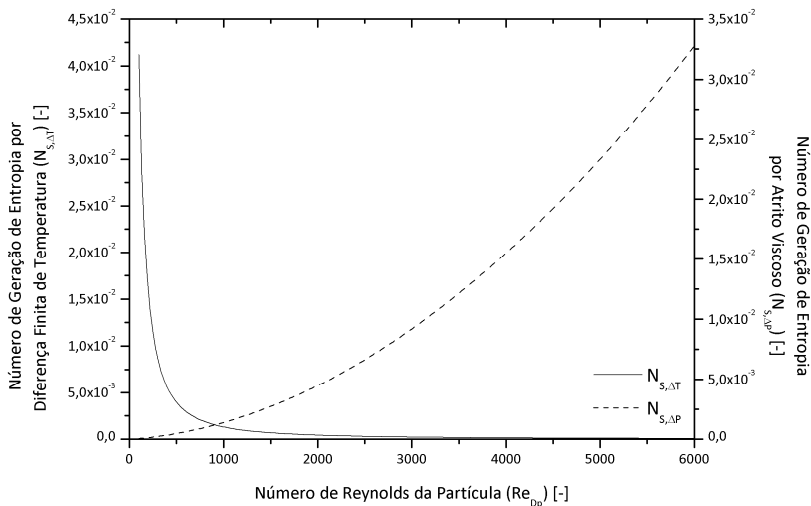


Figura 5.23 - Comportamento das parcelas de N_s com relação à diferença finita de temperatura e ao atrito viscoso - fluxo de calor constante – Geometria fixa.

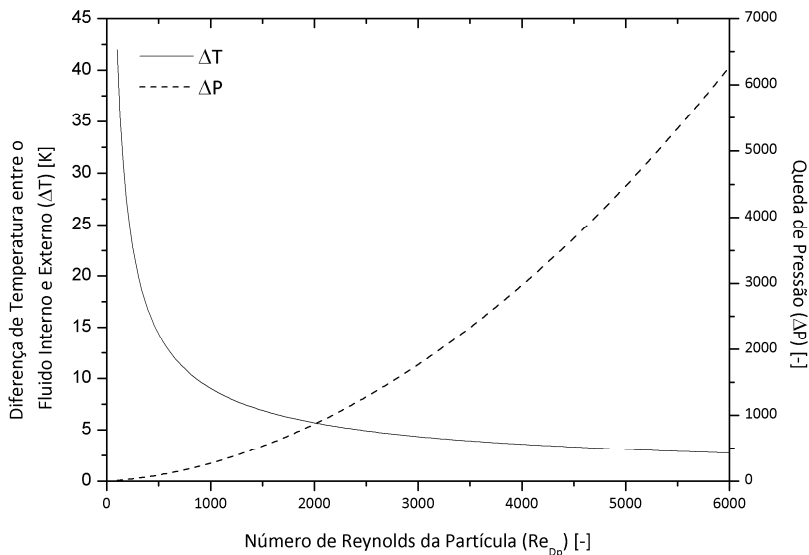


Figura 5.24 – Diferença de temperatura entre o fluido interno e o externo e queda de pressão – fluxo de calor constante – Geometria fixa.

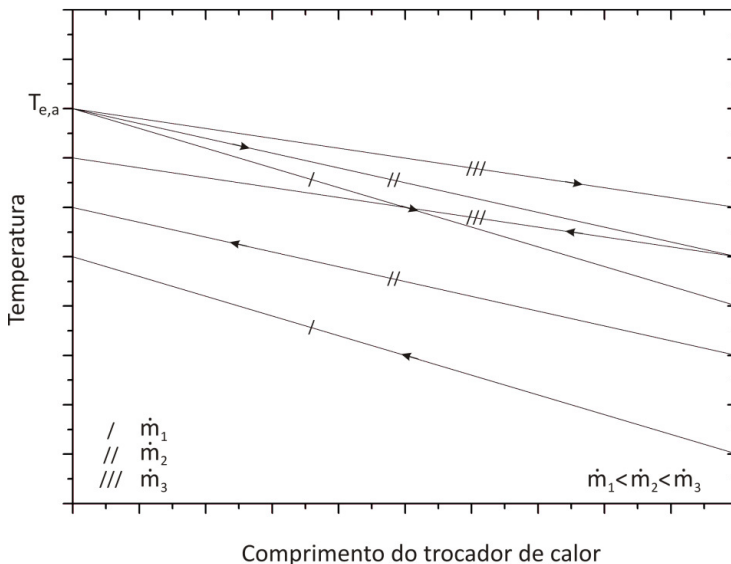


Figura 5.25 – Comportamento de um trocador balanceado (fluxo de calor constante) com o aumento da vazão mássica.

5.3.3. Critério de Área Frontal Fixa

Diferentemente do critério de geometria fixa, o critério da área frontal fixa mantém a área frontal constante e permite variar o comprimento do trocador de calor, buscando um ponto ótimo de trabalho para uma dada taxa de transferência de calor. Para este caso, a vazão mássica será mantida fixa tanto para o caso de temperatura do fluido interno constante como de fluxo de calor constante. Com base na diminuição da diferença de temperatura entre as correntes e no aumento da queda de pressão, será buscado um comprimento que produza a menor taxa de geração de entropia para as condições e geometria do trocador estipuladas na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Condições de operação para os exemplos da análise de otimização para o critério de área frontal fixa.

Taxa de transferência de calor	300 W
Vazão mássica do ar	0,01 kg/s
Temperatura de entrada do ar	293,15 K
Eficiência global de superfície	0,80
Porosidade	0,85
Diametro de partícula	0,0020 m
Área frontal do trocador	0,008 m ²

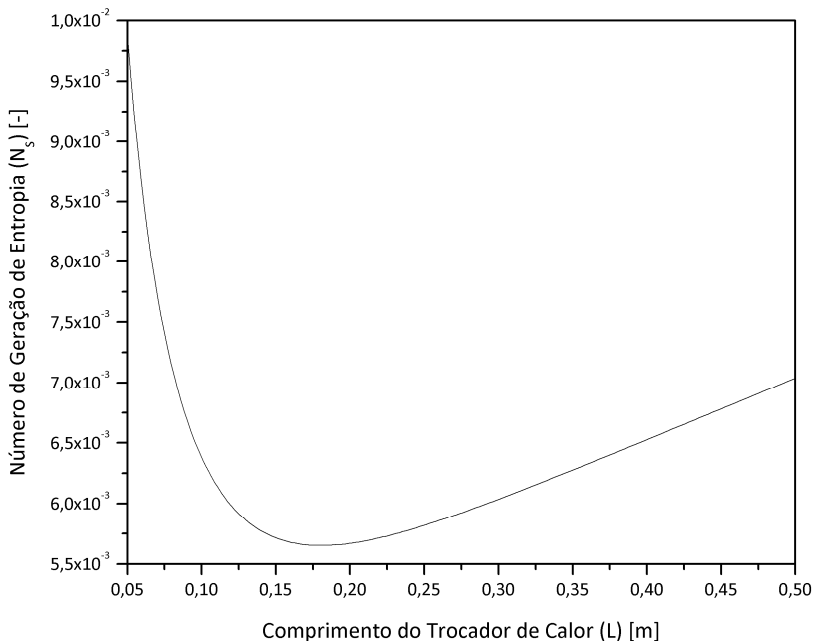


Figura 5.26 - Número de geração de entropia para o caso de temperatura do fluido interno constante – Área frontal fixa.

Como pode ser observado na Figura 5.26 para o caso de temperatura do fluido interno constante, o ponto de mínima taxa de geração de entropia corresponde a um comprimento de 0,1805 m. Conforme mencionado anteriormente, busca-se, com base na variação do comprimento do trocador de calor, uma geometria que forneça o melhor desempenho para uma dada taxa de transferência de calor. Um exemplo típico de aplicação para este critério é a otimização – no nível do componente – de evaporadores para refrigeradores e congeladores domésticos. Nesses casos, a capacidade de refrigeração é estabelecida em dada etapa do projeto, e a área frontal é geralmente considerada fixa devido às restrições de espaço físico e posicionamento do ventilador no interior do gabinete. Logo, o principal meio de se aprimorar o desempenho do sistema é pela redução do comprimento do evaporador.

Como para o caso simulado a área frontal e a vazão mássica são mantidas fixas, a velocidade superficial do fluido também é

constante, obrigando o número de Reynolds permanecer inalterado. Conforme o comprimento do trocador de calor aumenta, a área superficial de troca aumenta de forma proporcional, permitindo uma diminuição da temperatura interna do fluido, causando assim uma diminuição na parcela de entropia devido à transferência de calor com uma diferença de temperatura finita.

Em contrapartida, o aumento no comprimento também provoca um aumento na queda de pressão do fluido, elevando o termo de entropia devido ao atrito viscoso de forma proporcional. Esses fatos podem ser observados na Figura 5.27 e Figura 5.28.

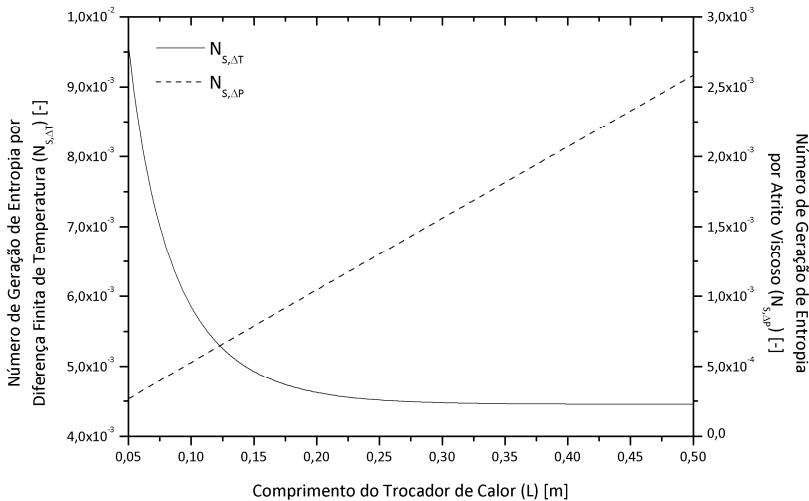


Figura 5.27 - Comportamento das parcelas de N_s com relação à diferença de temperatura finita e ao atrito viscoso - temperatura do fluido interno constante – Área frontal fixa.

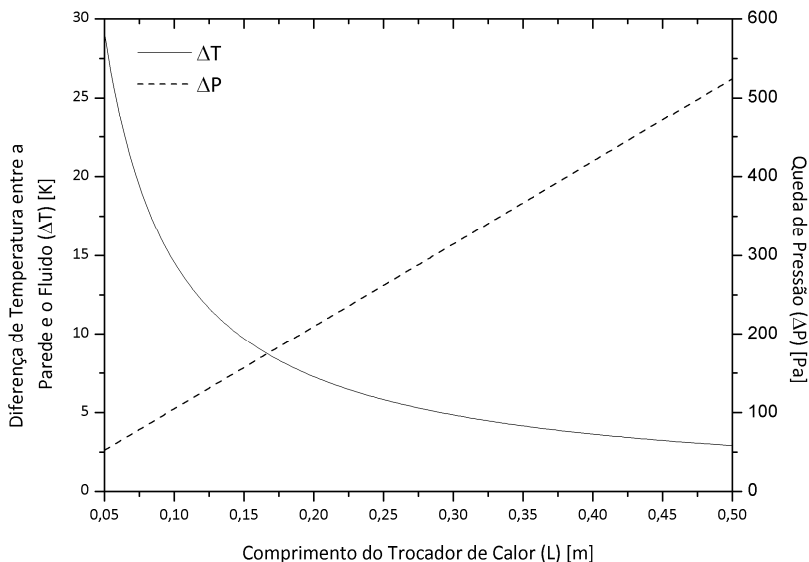


Figura 5.28 - Diferença de temperatura entre o fluido interno e o fluido externo e queda de pressão no trocador de calor – temperatura do fluido interno constante – Área frontal fixa.

Para o caso de fluxo de calor constante no trocador, os resultados se comportam de forma semelhante, com a taxa de geração de entropia atingindo seu mínimo em $L=0,2661$ m, como pode ser observado na Figura 5.29.

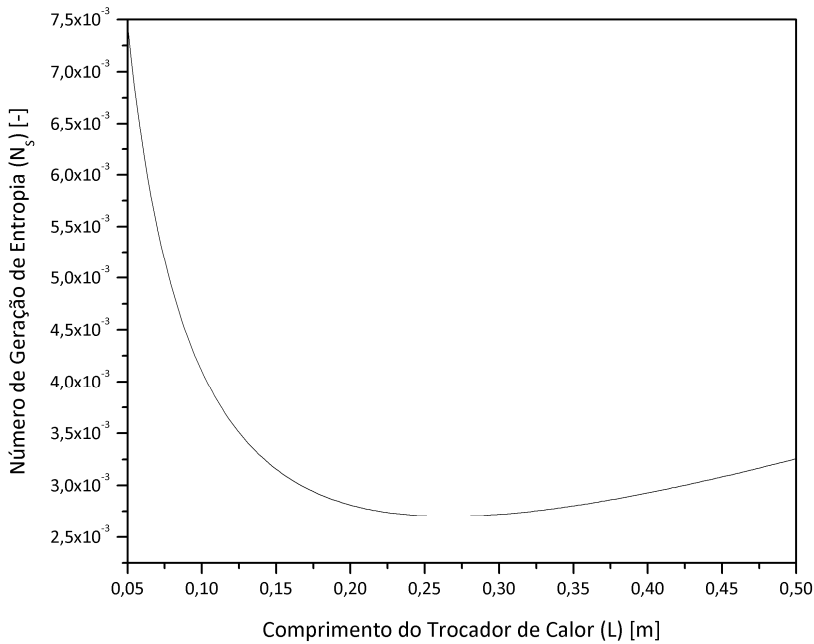


Figura 5.29 – Número de geração de entropia para o caso fluxo de calor constante – Área frontal fixa.

Diferentemente do critério de geometria fixa, onde são constantes as dimensões do trocador de calor e, conseqüentemente sua área superficial, neste caso a área de troca varia devido ao aumento do comprimento. Dessa forma, para que se consiga a mesma taxa de transferência de calor à medida que se aumenta o comprimento, o fluxo de calor deve diminuir, provocando assim uma diminuição da diferença entre a temperatura da base do trocador e a do fluido, diferença esta obrigatoriamente constante ao longo do trocador. Essa diminuição, como mostrada na seção anterior, provoca também uma diminuição na parcela da geração de entropia devido à transferência de calor por uma diferença de temperatura finita. Um comportamento semelhante também acontece com o aumento da queda de pressão, que eleva a parcela de geração de entropia por atrito conforme se aumenta o comprimento do trocador de calor. Tais fenômenos podem ser observados na Figura 5.30 e Figura 5.31.

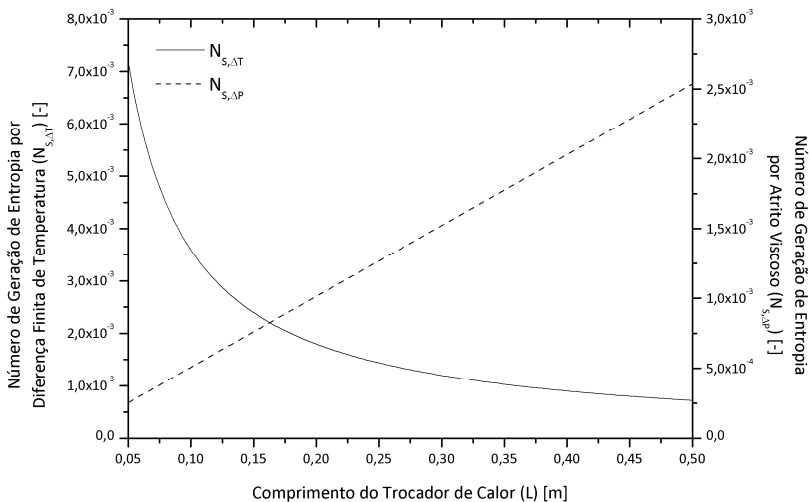


Figura 5.30 - Comportamento das parcelas de N_s com relação à diferença de temperatura finita e ao atrito viscoso - fluxo de calor constante – Área frontal fixa.

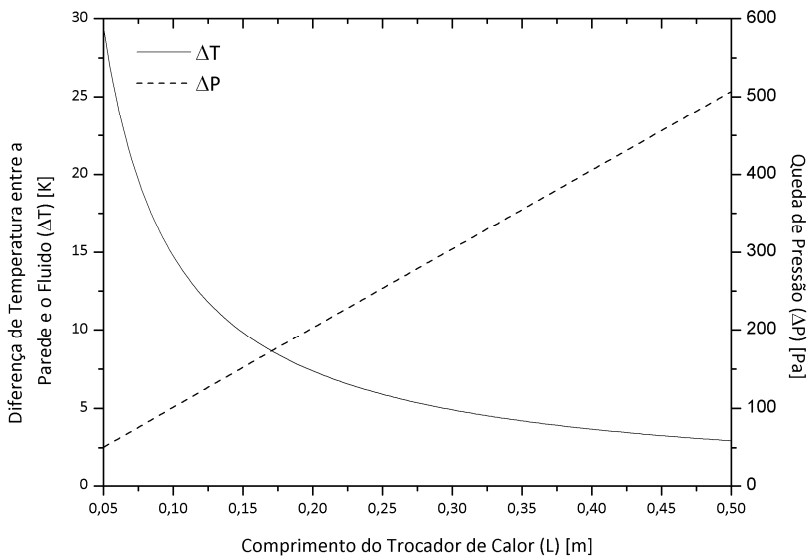


Figura 5.31 - Diferença de temperatura entre o fluido interno e o externo e queda de pressão – fluxo de calor constante – Área frontal fixa.

5.3.4. Critério de Geometria Variável

O critério de geometria variável é aplicável quando mudanças na geometria do trocador de calor são permitidas para que determinados parâmetros possam ser atingidos, como desejada potência de bombeamento, mantendo fixa a taxa de transferência de calor.

Baseando-se nas características deste critério, as condições de operação e restrições para este estudo são dadas pela Tabela 5.9, onde a diferença com relação aos critérios anteriores está na área superficial do trocador de calor, que permanece constante. Esta restrição garante uma dependência entre o comprimento do trocador de calor e o tamanho de sua área frontal, grandezas estas que serão variadas na busca do ponto de mínima geração de entropia.

Tabela 5.9 – Condições de operação para os exemplos da análise de otimização para o critério de geometria variável.

Taxa de transferência de calor	300 W
Vazão mássica do ar	0,01 kg/s
Temperatura de entrada do ar	293,15 K
Eficiência global de superfície	0,80
Porosidade	0,85
Diâmetro de partícula	0,0020 m
Área superficial do trocador de calor	0,8086 m ²

Para o caso onde a temperatura do fluido interno permanece constante ao longo do trocador de calor, tem-se que a mínima taxa de geração de entropia é obtida com um comprimento igual a 0,1365 m. Associado aos dados propostos na Tabela 5.9, a área frontal resultante para que a taxa de transferência de calor seja igual a 300W é igual a 0,01316 m² (Figura 5.32).

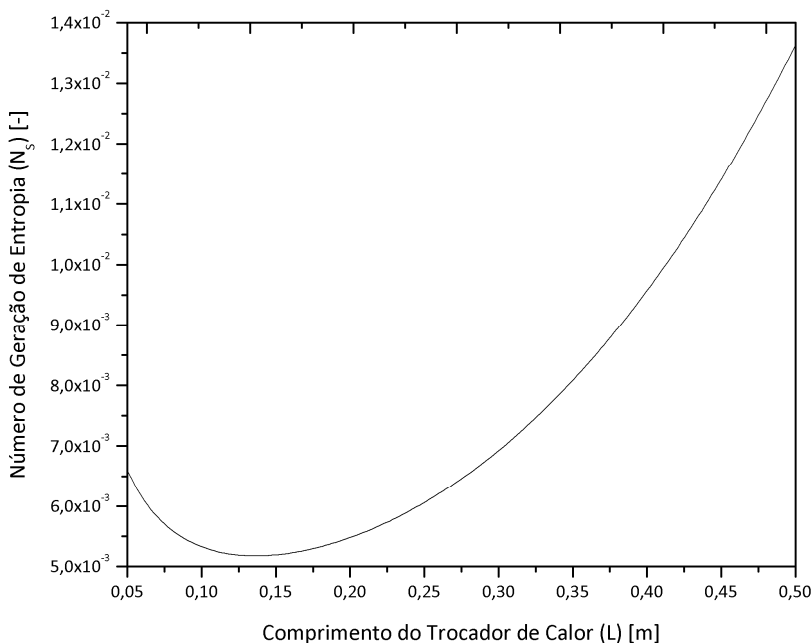


Figura 5.32 - Número de geração de entropia para o caso de temperatura interna constante – Geometria variável.

Conforme se aumenta o comprimento do trocador de calor, devido à área superficial, ao diâmetro de partícula e à porosidade permanecerem constantes, a área frontal do trocador deve diminuir para que sejam atendidas as restrições. A diminuição na área frontal associada a uma vazão mássica constante provoca um aumento na velocidade superficial do ar, aumentando desse modo o número de Reynolds e consequentemente o coeficiente de transferência de calor local.

Com isso, consegue-se perceber que, ao avançar para a direita no gráfico da Figura 5.32, devido ao aumento do coeficiente de transferência de calor, a temperatura do fluido interno do trocador de calor deve ser menor, diminuindo tanto a diferença de temperatura entre as correntes como a parcela de geração de entropia devida à transferência de calor, uma vez que são diretamente proporcionais.

Entretanto, à medida que a velocidade superficial se eleva devido à menor área frontal, observa-se que a queda de pressão

aumenta sensivelmente, uma vez que esta é diretamente proporcional ao comprimento do trocador de calor e ao quadrado da velocidade. Assim, esse aumento na queda de pressão provoca também um aumento na parcela de geração de entropia por atrito viscoso, como pode ser visto na Figura 5.33 e Figura 5.34.

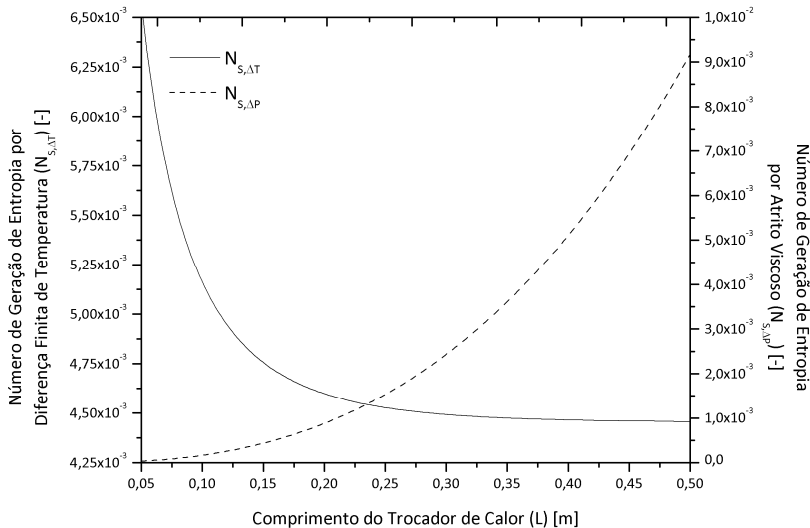


Figura 5.33 - Comportamento das parcelas de N_s com relação a diferença de temperatura finita e ao atrito viscoso - temperatura interna constante – Geometria variável.

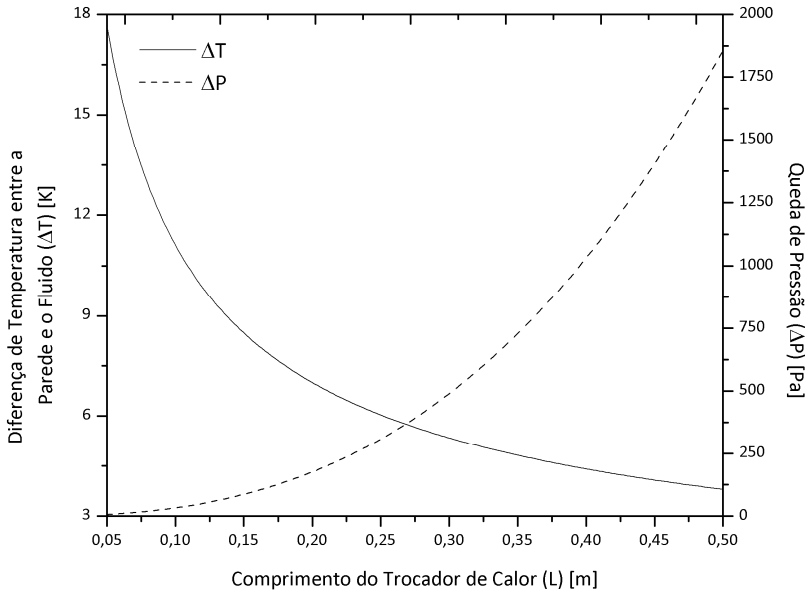


Figura 5.34 - Diferença de temperatura entre o fluido interno e o fluido externo e queda de pressão no trocador de calor – temperatura interna constante – Geometria variável.

Para a condição de fluxo de calor constante, para as mesmas condições citadas na Tabela 5.9, a mínima taxa de geração de entropia acontece em um comprimento igual a 0,1654 m e uma área frontal igual a 0,01016 m² (ver Figura 5.35).

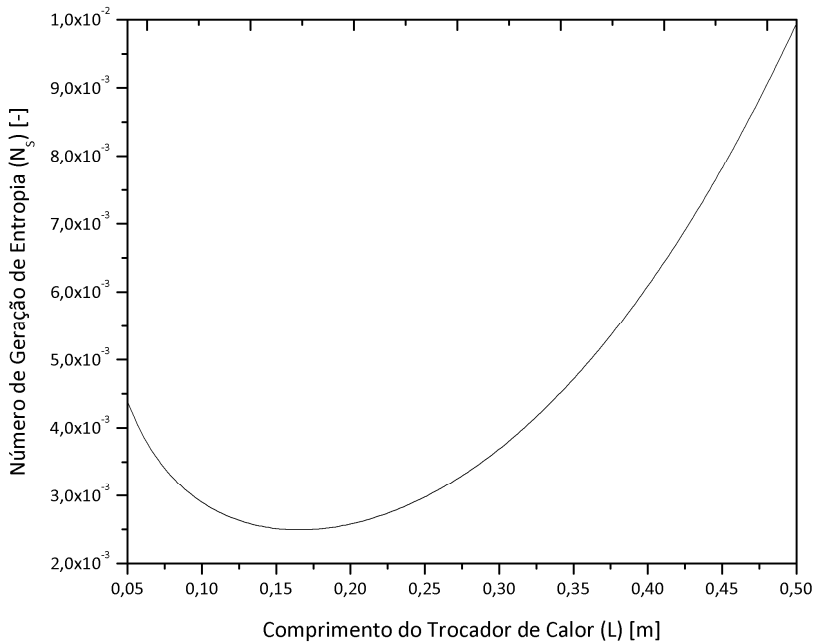


Figura 5.35 – Número de geração de entropia para o caso fluxo de calor constante – Geometria variável.

Como ocorre no caso da temperatura do fluido interno constante, o aumento no comprimento do trocador provoca uma diminuição na área frontal e um aumento na velocidade superficial do ar. Este fato provoca tanto uma diminuição na diferença de temperatura entre as correntes como um aumento na queda de pressão. Novamente, os dois efeitos de tendências opostas levam a um ponto de mínima geração de entropia (Figura 5.36 e Figura 5.37).

O principal ponto a ser destacado para o caso de fluxo de calor constante para o critério de geometria variável é que, independente da combinação de área frontal e comprimento, o fluxo de calor local possuirá sempre o mesmo valor. Em nenhuma outra situação avaliada neste trabalho o fluxo de calor local é independente das demais restrições; nem para o caso de temperatura do fluido interno constante, uma vez que o fluxo local é função da posição, e a densidade de área superficial em função da distância depende do comprimento do trocador de calor.

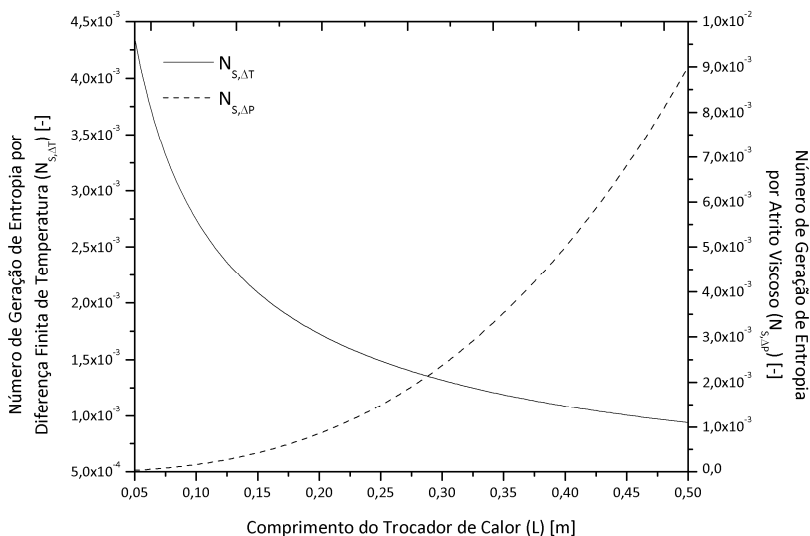


Figura 5.36 - Comportamento das parcelas de N_s com relação a diferença de temperatura finita e ao atrito viscoso - fluxo de calor constante – Geometria variável.

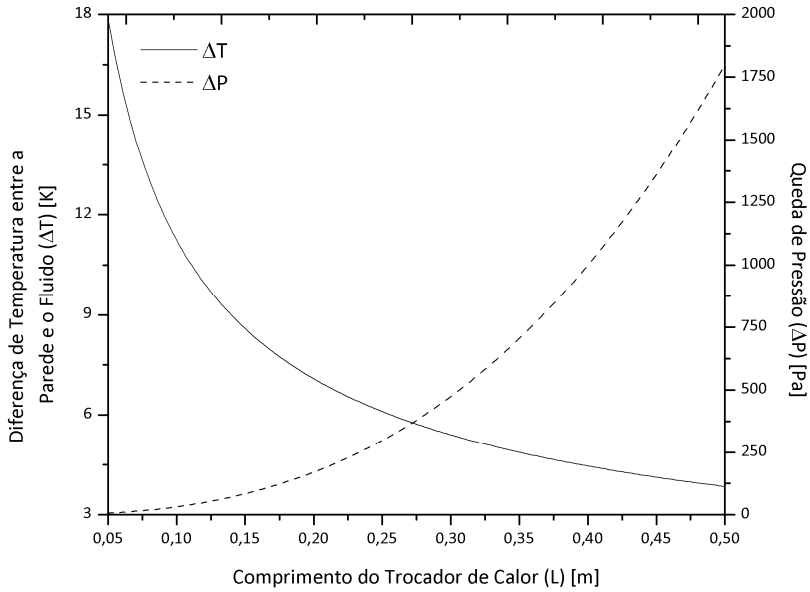


Figura 5.37 – Diferença de temperatura entre o fluido interno e o externo e queda de pressão – fluxo de calor constante – Geometria variável.

6.1. Conclusões Finais

Este trabalho apresentou um estudo teórico e experimental de um novo conceito de trocador de calor desenvolvido com uma idéia inicial de apresentar uma maior robustez aos efeitos indesejáveis decorrentes da formação de condensado e geada (Wu *et al.*, 2007). Como se trata do primeiro trabalho experimental sobre este trocador, avaliou-se aqui apenas o desempenho sob condições secas.

Uma revisão bibliográfica foi realizada dando foco inicialmente em trocadores de calor compactos, apresentando investigações teóricas e análises experimentais para trocadores tubo-aleta. Estudos teóricos e experimentais relacionados a evaporadores *no-frost* foram abordados, apresentando correlações para o fator j de Colburn e o fator de atrito para esses dispositivos. Trabalhos em transferência de calor e queda de pressão em meios porosos foram pesquisados, para então focar em detalhes nos estudos que abordam critérios de avaliação de desempenho aplicados a trocadores de calor.

Por meio de um calorímetro de túnel de vento construído com a finalidade de se testar trocadores de calor aplicados a refrigeração doméstica, cinco protótipos de evaporadores de aletas periféricas foram testados sob condições secas, isto é, sem a presença de condensado ou geada, com o objetivo de avaliar seus desempenhos termo-hidráulicos. Os cinco protótipos foram testados para uma faixa de vazão entre 30 e 110 m³/h. Foram realizados cinco ensaios por trocador de calor para valores de vazão igualmente distribuídos naquela faixa, totalizando 25 pontos experimentais. O trocador A obteve a maior condutância térmica dentre todos os protótipos devido à sua maior área de troca e menor área frontal, que gerou uma maior velocidade superficial. Entretanto, por esses mesmos fatores, este produziu a maior queda de pressão. De modo oposto, o trocador com a menor área superficial (D) apresentou a mais baixa condutância térmica, não conseguindo compensar com sua menor porosidade e maior eficiência global de superfície esta deficiência. A menor queda de pressão foi alcançada pelo trocador C, devido à sua maior área frontal,

menor número de fileiras de tubos e maior porosidade, comparado ao trocador D.

Um resultado comparativo interessante se deu com relação aos trocadores A1 e B. Apesar da mesma geometria proposta (altura, largura e profundidade), o evaporador B apresentou uma condutância térmica mais alta para as mesmas condições de teste, obtendo também uma menor queda de pressão. Esse resultado leva a crer que para testes em condições secas, uma quantidade grande de aletas menores traz benefícios para o desempenho termo-hidráulico do trocador de calor principalmente devido ao aumento da eficiência global de superfície. É certo que condições com presença de condensado e geada poderiam alterar tais conclusões, principalmente devido ao seu efeito sobre a eficiência das aletas. Entretanto, é natural que deva existir um tamanho mínimo das aletas em que se consiga, na presença de gelo, maximizar o desempenho do trocador de calor, equilibrando os prós e contras associados à transferência de calor e à queda de pressão.

De posse dos resultados experimentais, o modelo matemático proposto foi validado, apresentando boa concordância. As correlações utilizadas para o fator de atrito f (Ergun, 1952; Montillet *et al.*, 2007) e para o número de Nusselt (Whitaker, 1972 e Handley e Hegg, 1968) conseguiram prever bem a queda de pressão e a transferência de calor do lado do ar, mesmo com uma geometria e condições de operação diferentes das que foram utilizadas originalmente no desenvolvimento das correlações. Os resultados mostraram que para o evaporador de aletas periféricas, a correlação de Montillet *et al.* (2007) para o fator de atrito e Handley e Hegg (1968) para o número de Nusselt estimaram melhor esses parâmetros. Diante disso, foram propostas correções para os coeficientes das correlações específicas para o trocador de calor de aletas periféricas, apresentando um erro máximo de 15% para a condutância térmica e 20% para a queda de pressão.

Na sequência, critérios de avaliação de desempenho de geometria fixa, área frontal fixa e geometria variável (Webb e Kim, 2005) foram implementados utilizando como função objetivo a minimização da geração de entropia a fim de determinar a melhor configuração do trocador de calor para determinadas restrições, buscando o *trade-off* entre a transferência de calor e a queda de pressão.

A partir de uma análise paramétrica, que avaliou a dependência da taxa de geração de entropia com relação ao diâmetro de partícula, ao número de Reynolds e à porosidade, pôde-se constatar um ponto de mínimo global para os critérios estudados. Tais critérios foram avaliados em condições típicas, fornecendo uma condição de operação ótima tanto para um trocador de calor com temperatura do fluido interno constante como para um trocador com um fluxo de calor constante. De uma forma geral, o modelo se mostrou uma boa ferramenta de otimização para futuras aplicações do trocador de calor de aletas periféricas em sistemas de refrigeração.

Apesar dos bons resultados conseguidos para o trocador de calor de aletas periféricas, este ainda se mostra inviável para aplicações domésticas devido ao maior custo de produção comparado aos evaporadores tubo-aleta e à maior queda de pressão, parâmetro essencial para o cálculo da potência de bombeamento do ventilador. Entretanto, testes com formação de condensado e geada são necessários para mostrar realmente os benefícios que este tipo de evaporador pode trazer..

6.2. Recomendações para Trabalhos Futuros

Algumas recomendações para trabalhos futuros são as seguintes:

- Testar o trocador de calor de aletas periféricas em condições onde há a presença de condensado e geada, verificando o impacto sobre a queda e pressão e transferência de calor.
- Acoplar um modelo de crescimento de geada ao modelo desenvolvido neste trabalho, validando-o com os dados experimentais.
- Fazer uma comparação entre o trocador de calor de aletas periféricas e os trocadores de calor tubo-aleta, utilizados atualmente em refrigeradores e freezers.
- Propor uma nova geometria das aletas periféricas baseado na necessidade de diminuição da queda de pressão do escoamento externo e na diminuição no material (alumínio).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALAZMI, B. e VAFAI, K., 2000, "Analysis of variants within the porous media transport models", Journal of Heat Transfer, Vol. 122, pp. 303-326.
- AMIRI, A., e VAFAI, K., 1998, "Transient analysis of incompressible flow through a packed bed," Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 41, pp. 4259-4279.
- ASHRAE Standard 33, 2000, "Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 37, 1988, "Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 41.2, 1987, "Standard methods for laboratory airflow measurement", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 51, 1999, "Laboratory methods of testing fans for rating", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- BARBOSA, Jr., J.R., MELO, C. e HERMES, C.J.L., 2008, "A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin 'no-frost' evaporators", Applied Energy, Vol. 86, pp. 1484-1491.
- BARBOSA, Jr., J.R., Hermes, C.J.L. e Melo, C., 2010, "CFD analysis of tube-Fin 'no-frost' evaporators", submetido para J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.

- BEJAN, A., 1982, "Entropy generation through heat and fluid flow". Wiley, New York.
- BEJAN, A., 1996, "Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes", *Appl. Phys. Rev.*, Vol. 79, No. 3, pp. 1191-1218.
- BEJAN, A., 2004, "Transferência de Calor", Edgard Blücher, São Paulo.
- CARMAN, P.C., 1937, "The determination of the specific surface área of powder I", *J. Soc. Chem. Ind.*, Vol. 57, pp. 225-234.
- CHAPUIS, R.P. e ALBERTIN, M., 2003, "Predicting the coefficient of permeability of soils using the Kozeny-Carman equation", *École Polytechnique Montréal*. Disponível em: <http://www.polymtl.ca/biblio/epmrt/rapports/rt2003-03.pdf>. Acesso em: 5 Agosto 2010.
- COULOMB, D., 2006, "Refrigeration: The challenges associated with sustainable development", *Proceedings of the 6th International Conference on Compressors and Coolants, Slovak Republic*, CD-ROM.
- DIXON, A.G. e CRESSWELL, D.L., 1979, "Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds", Vol. 25, pp. 663-676.
- DUKHAN, N. e PRAGNESH, P., 2008, "Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 1059-1067.
- ERGUN, S.S., 1952, "Fluid flow through packed columns", *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 48, pp. 89-94.
- GOSNEY, W.B., 1982, "Principles of refrigeration", Cambridge University Press, Cambridge, UK.

- HANDLEY, D. e HEGGS, P.J., 1968, "Momentum and heat transfer mechanisms in regular shaped packings", *Trans. Inst. Chem. Eng.*, Vol. 46, pp.T251.
- HAPPEL, J. e BRENNER, H., 1986, "Low Reynolds number hydrodynamics", Martinus Nijhoff Publishers.
- HESSELGREAVES, J.E., 2001, "Compact heat exchangers: Selection, design and operation", Pergamon.
- HICKS, R.E., 1970, "Pressure drop in packed beds of spheres", *Ind. Eng. Chem. Fund.* 9 (3), pp. 500–502.
- HOLDICH, R., 2002, "Fundamentals of particle technology", Midland Information and Publishing, UK.
- HWANG, G.J., WU, C.C., e CHAO, C.H., 1995, "Investigation of non-darcian forced convection in an asymmetrically heated sintered porous channel," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 117, pp. 725–732.
- INCROPERA, F.P., de WITT, D.P., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S., 2008, "Fundamentos de transferência de calor e de massa", 6ª Ed., LTC, 2008.
- INMETRO, 2003, "Guia para a expressão da incerteza de medição".
- JACOBI, A.M., PARK, Y., TAFTI, D. e 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", Internal Report, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute, Urbana, USA.
- KARATAS, H., DIRIK, E. e DERBENTLI, T., 1996, "An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils", Sixth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA.

- KAVIANY, M., 1995, "Principles of heat transfer in porous media", 2nd ed., Springer, New York.
- KAVIANY, M., 2002, "Principles of heat transfer", Wiley, New York.
- KAVIANY, M., 2006, "Robust heat exchanger under condensate and frosting conditions", Provisional patent application, UMJ-184-A (UM 3251).
- KAYS, W.M. e LONDON, A.L., 1984, "Compact heat exchangers", Third Edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- KAKAÇ, S. e LIU, H, 2002, "Heat exchangers: Selection, rating and thermal design", Second Edition, CRC Press.
- KHAN, W.A. e YOYANOVICH, M.M., 2007, "Optimization of pin-fin heat sinks in bypass flow using entropy generation minimization method", Proceedings of IPACK2007, ASME InterPACK '07, Vancouver, BC, Canada, Paper IPACK2007-33983
- KIM, Y. e KIM, Y., 2005, "Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch", Int. J. Refrig. Vol. 28, pp. 851-8.
- KLEIN, S.A. e ALVARADO, F.L., 2009, "Engineering Equation Solver (EES)", F-Chart Software, Professional Version 8.588-3D.
- KNABBEN, F.T., HERMES, C.J.L. e MELO, C., 2010, "Numerical Assessment of Frosting and Defrosting of 'No-Frost' Evaporators", International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 12-15.
- LEE, J., e OGAWA, K., 1974, "Pressure drop through packed bed", J. Chem. Eng. Jpn. 27 (5), pp. 691–693.
- LEE, T.H., LEE, J.S., OH S.Y., LEE, M.Y. e LEE, K.S., 2002, "Comparison of air side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators", Ninth

International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.

LEU, J.S., WU, Y.H. e JANG, J.Y., 2004, “Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4327-4338.

MACDONALD, I.F., EL-SAYED, M.S., MOW, K. e DULLIEN, F.A.L., 1979, “Flow through porous media - the Ergun equation revisited”, *Ind. Eng. Chem. Fundam.* 18, pp. 199-208.

MONTILLET, A., AKKARI, E. e COMITI, J., 2007, “About a correlating equation for predicting pressure drops through packed beds of spheres in a large range of reynolds numbers”, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 46, pp. 329-333.

NIVEN, R.K., 2002, “Physical insight into the Ergun and Wen & Yu equations for fluid flow in packed and fluidized beds”, *Chem. Eng. Sci.* 57, pp. 527-534

NEMEC, D. e LEVEC, J., 2005, “Flow through packed bed reactors: 1. Single-phase flow”, *Chemical Engineering Science*, Vol. 60, pp. 6947 – 6957.

NIELD, D.A. e BEJAN, A., 2006, “Convection in porous media”, Third Edition, Springer.

OZAHİ, E., GUNDOGDU, M.Y. e CARPINLIOGLU, M.Ö., 2008, “A modification on Ergun’s correlation for use in cylindrical packed beds with non-spherical particles”, *Advanced Powder Technology*, Vol. 19, pp. 369-381.

PAPANASTASIOU, T.C., GEORGIU, G.C., ALEXANDROU, A.N., 2000, “Viscous fluid flow”, CRC Press, Boca Raton, FL.

PRATA, A, BARBOSA Jr., J.R., 2009, “Role of the thermodynamics, heat transfer, and fluid mechanics of lubricant oil in hermetic

- reciprocating compressors”, *Heat Transfer Engineering*, v. 30, pp. 533-548.
- PIRA, J.V., BULLARD, C.W. e JACOBI, A.M., 2000, “An evaluation of heat exchangers using system information and PEC”, *Air Conditioning and Refrigeration Center, ACRC Report TR-175*, University of Illinois, Urbana.
- POLYAEV, V.M., MOZHAEV, A.P., GALITSEYSKY, B.A. e LOZHKIN, A.L., 1996, “A study of internal heat transfer in nonuniform porous structures”, *Expt. Therm. Fluid Sci.*, Vol. 12, pp. 426–432.
- ROSE, H.E., 1945, “On the resistance coefficient-Reynolds number relationship for fluid flow through beds of granular materials”, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 153, pp. 154-161.
- ROSE, H.E. e RIZK, A.M.A., 1949, “Further researches in fluid flow through beds of granular material”, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 160, pp. 493-503.
- SHAH, R.K. e SEKULIĆ, D.P., 2003, “Fundamentals of heat exchangers”, John Wiley and Sons, New York, USA.
- SHAPIRO, A.H., 1953, “The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow”, New York, Ronald.
- SOHANKAR, A. e DAVIDSON, L., 2003, “Numerical study of heat and flow in a plate-fin heat exchanger with vortex generators”, *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, Eds. K. Hanjalic *et al.*, Begell House Inc., pp. 1155-1162.
- TALLMADGE, J.A., 1970, “Packed bed pressure drop - an extension to higher Reynolds numbers”, *AIChE J.* 16 (6), pp. 1092–1093.
- WALTRICH, P.J., 2008, “Análise e otimização de evaporadores de fluxo acelerado aplicados a refrigeração doméstica”, *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

- WALTRICH, P.J., BARBOSA Jr., J.R., HERMES, C.J.L., MELO, C., 2008, "Air-side heat transfer and pressure drop in accelerated flow evaporators", International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2008, West Lafayette. Proceedings, 2008. v. CD-ROM. p. Paper 2311.
- WANG, C.C. e CHANG, C.T., 1998, "Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 3109-3120.
- WANG, C.C., CHEN, P.Y. e JANG, J. Y., 1996, "Heat transfer and friction characteristics of convex-louver fin-and-tube heat exchangers," Experimental Heat Transfer, Vol. 9 (1), pp. 61-78.
- WATANABE, H., 1989, "Drag coefficient and voidage function on fluid flow through granular packed beds", Int. J. Eng. Fluid Mech. 2 (1), pp. 93-108.
- WEBB, R.L. e KIM, N.H., 2005, "Principles of enhanced heat transfer", 2nd ed., Taylor & Francis, New York.
- Whitaker, S., 1972, "Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, Single Spheres, and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles," AIChE J., Vol. 18, pp. 361-371.
- WU, H., MA, D. e KAVIANY, M., 2007, "Peripheral fins for blockage robustness", Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 50, pp. 2514-2520.
- YILMAZ, M., KARSLI, S. e SARA, O.N., 2001, "Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis", Exergy Int., Vol. 1, No. 4, pp. 278-294.
- YILMAZ, M., COMAKLI, O., YAPICI, S. e SARA, O.N., 2005, "Performance evaluation criteria for heat exchangers based on first law analysis", J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 12, No. 2, pp. 121-157.

ZIMPAROV, V., 2000, "Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces: heat transfer through ducts with constant wall temperature", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3137-3155.

ZIMPAROV, V., 2001, "Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces: heat transfer through ducts with constant heat flux", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 169-180.

APÊNDICE I - DESENHOS E DIMENSÕES DOS EVAPORADORES DE ALETAS PERIFÉRICAS

Os desenhos e dimensões das aletas e dos evaporadores utilizados neste trabalho serão apresentados nesse apêndice. As aletas são visualizadas por meio da Figura (I.1) apresentando as cotas determinadas pela Tabela (I.1). Como foi mencionado para os diferentes tipos de trocadores, as aletas apresentam uma espessura de 0,50 mm para o trocador A1 e de 0,80 mm para os demais trocadores (A, B, C e D). Todas as dimensões são dadas em milímetros.

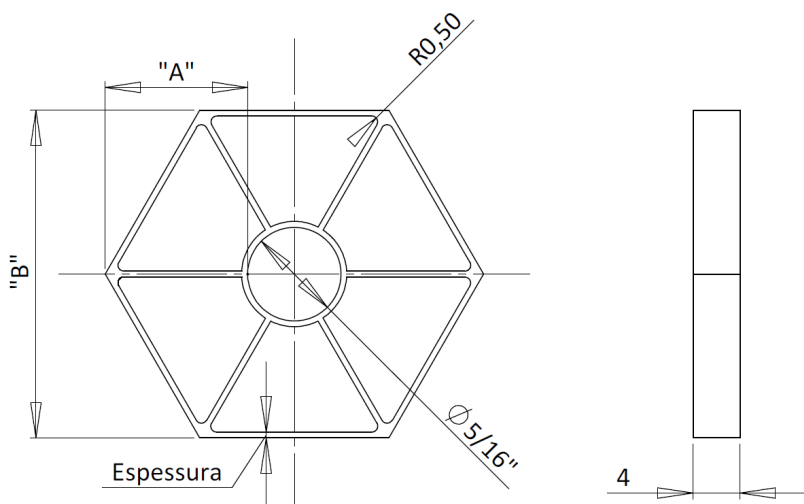


Figura I.1 – Desenho e dimensões para as aletas dos EAP.

Tabela I.1 – Dimensões das cotas “A” e “B” para cada aleta da Figura (I.1).

Aleta	Cota “A”	Cota “B”
R1	7,0	19,00
R2	9,0	22,46
R3	12,1	27,83
R4	9,5	23,33
R5	5,5	16,40

Como os trocadores A1, A e B foram desenvolvidos para apresentarem a mesma geometria, o desenho da Figura (I.2) fornece simultaneamente as cotas gerais para esses três trocadores. As figuras (I.3) e (I.4) mostram as dimensões dos evaporadores de aletas periféricas C e D respectivamente.

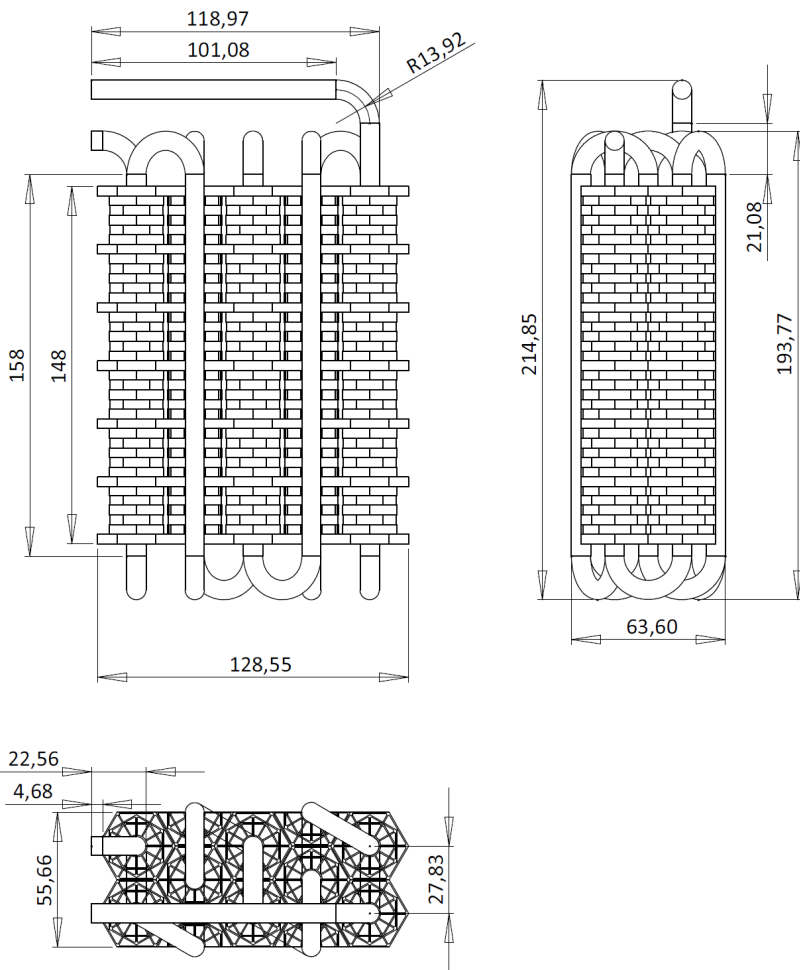


Figura I.2 – Desenho e dimensões para os EAP A1, A e B.

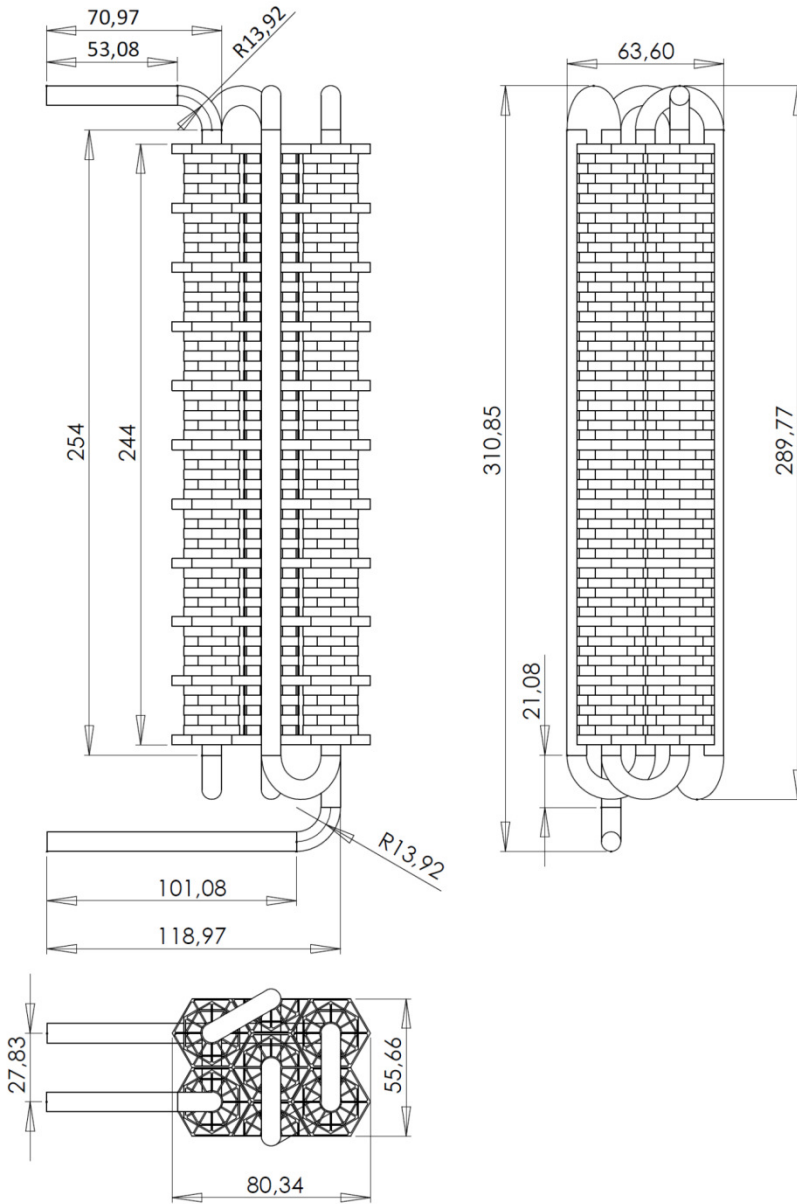


Figura I.3 – Desenho e dimensões para o EAP C.

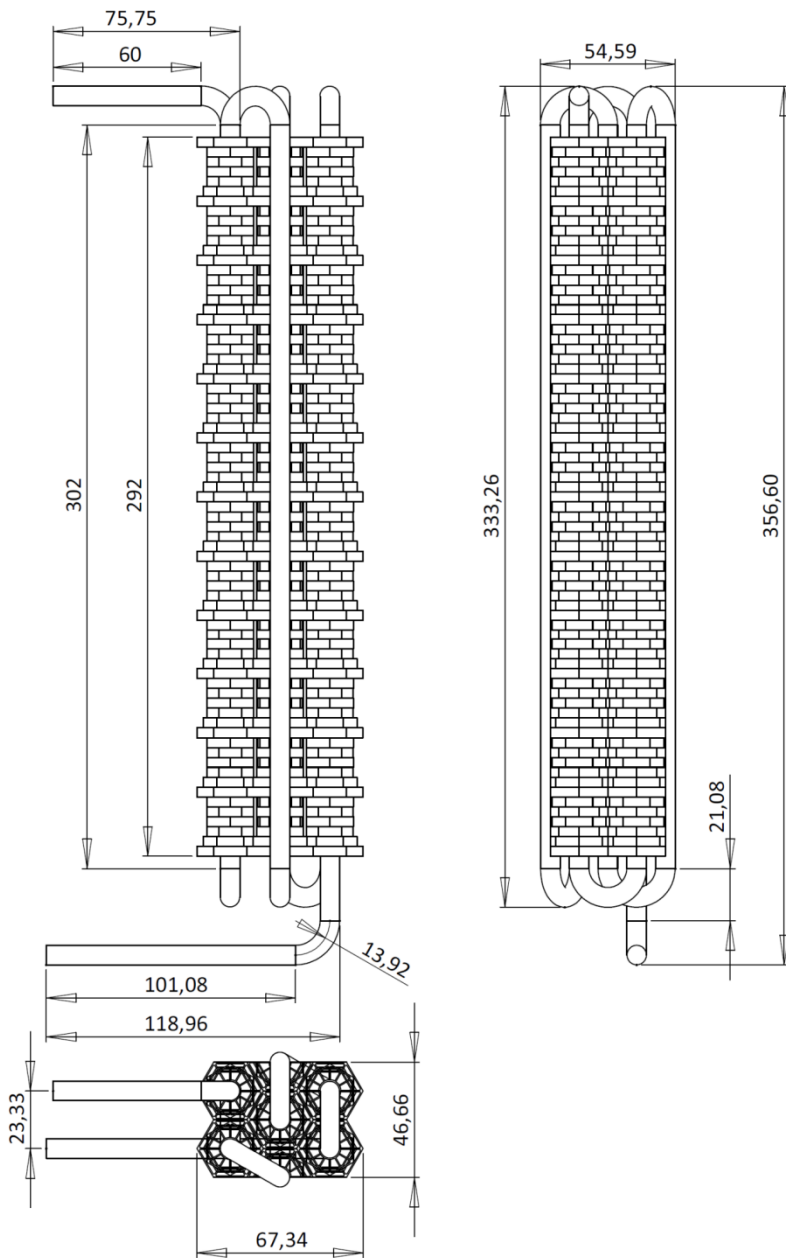


Figura I.4 – Desenho e dimensões para o EAP D

APÊNDICE II - Parâmetros Geométricos da Aleta

Os parâmetros geométricos da aleta utilizados no modelo matemático serão dados neste apêndice. Uma nomenclatura própria foi desenvolvida especificamente para esta seção com o intuito de auxiliar o entendimento das dimensões propostas (Figura II.1). Vale ressaltar que apesar de cada aleta (R1, R2 e R3) possuir suas dimensões características, será mostrado aqui um caso geral, podendo a partir deste, calcular esses parâmetros para todas as aletas. Neste caso, a altura da aleta é dada por h .

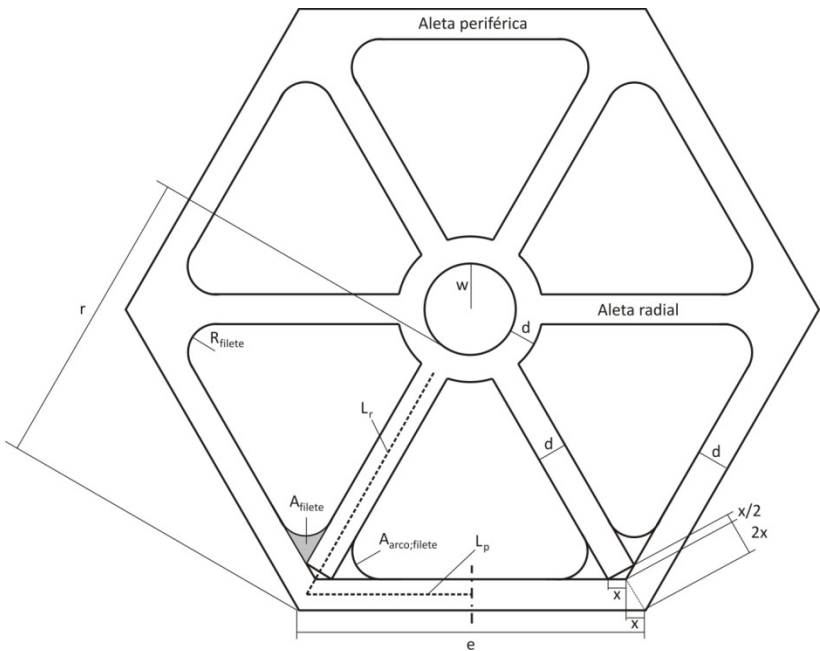


Figura II.1 – Vista superior de uma aleta com suas dimensões especificadas.

As dimensões x e e de acordo com a figura anterior podem ser dadas por,

$$x = \frac{d}{\tan(60)} \quad (II.1)$$

$$e = r + w \quad (II.2)$$

Comprimento da aleta radial (L_r),

$$L_r = r - d - x \quad (II.3)$$

Comprimento da aleta periférica (L_p),

$$L_p = \frac{e - x}{2} \quad (II.4)$$

Área da seção transversal da aleta radial ($A_{c,r}$),

$$A_{c,r} = dh \quad (II.5)$$

Área da seção transversal da aleta periférica ($A_{c,p}$),

$$A_{c,p} = dh \quad (II.6)$$

Perímetro da aleta radial (P_r),

$$P_r = 2d + 2h \quad (II.7)$$

Perímetro da aleta periférica (P_p),

$$P_p = 2d + 2h \quad (II.8)$$

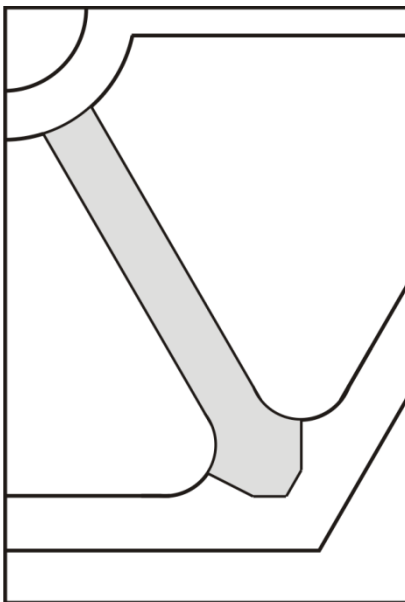


Figura II.2 – Área superficial de uma aleta radial.

Área superficial de uma aleta radial (A_r),

$$A_r = P_r \left(r - d - 2x - \frac{x}{2} \right) + \frac{dx}{2} - 4R_{filete} \sin(60)h + 2A_{filete} + A_{arco;filete} \quad (II.9)$$

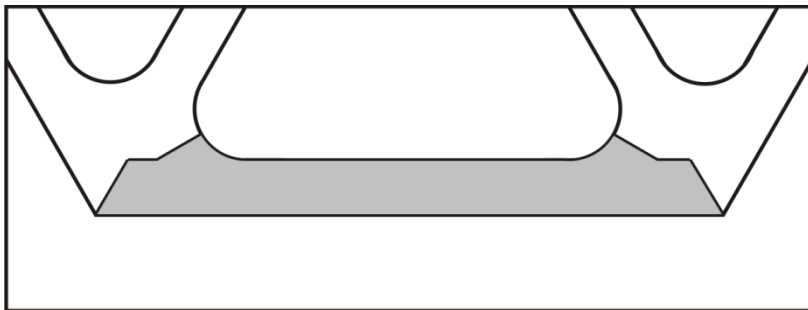


Figura II.3 – Área superficial de uma aleta periférica.

Área superficial de uma aleta periférica (A_p),

$$A_p = P_p (e - 2x) + 2x(d + h) - 2xh - 4R_{\text{filete}} \sin(60)h + 2A_{\text{filete}} + A_{\text{arco; filete}} \quad (\text{II.10})$$

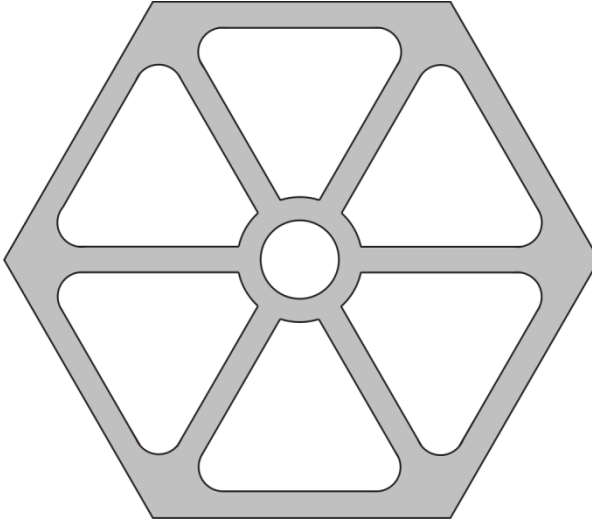


Figura II.4 – Área sólida de uma aleta.

Área sólida (A_s),

$$A_s = 6d(e - x) + 6d\left(r - d - \frac{5}{2}x\right) + \frac{3}{2}dx + \pi(w + d)^2 - \pi w^2 + 12A_{\text{filete}} \quad (\text{II.11})$$

Volume sólido (V_s),

$$V_s = A_s h \quad (\text{II.12})$$

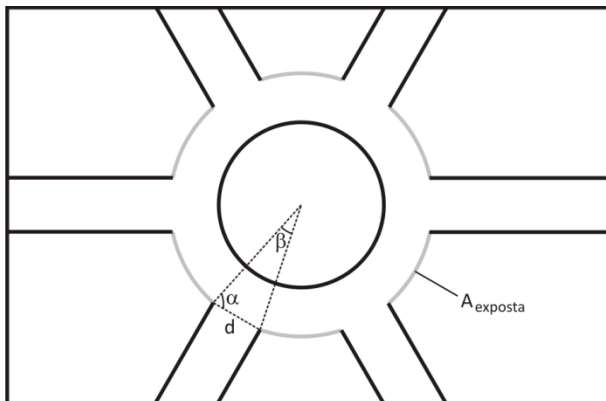


Figura II.4 – Área exposta.

α e β são dados por,

$$\alpha = \arccos\left(\frac{d}{2(w+d)}\right) \quad (\text{II.13})$$

$$\beta = 180 - 2\alpha \quad (\text{II.14})$$

Área exposta (A_{exposta}),

$$A_{\text{exposta}} = \left(2\pi(w+d) - 6\frac{2\pi(w+d)\beta}{360}\right)h \quad (\text{II.15})$$

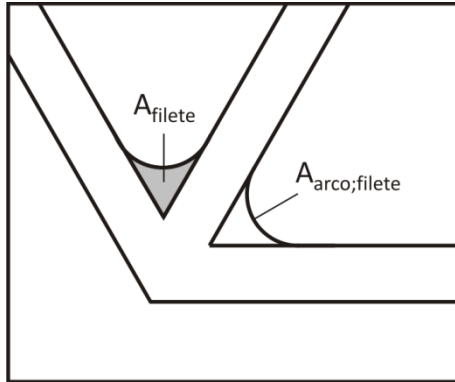


Figura II.5 – Exemplificação da área superficial do filete e da área superficial do arco do filete.

Área superficial do filete (A_{filete}),

$$A_{filete} = \frac{(2R_{filete} \sin(60))^2 \sqrt{3}}{4} - \left(\pi R_{filete}^2 - \frac{240}{360} \pi R_{filete}^2 - \sin(120) \frac{R_{filete}^2}{2} \right) \quad (II.16)$$

Área superficial do arco do filete ($A_{arco;filete}$),

$$A_{arco;filete} = 2 \frac{\pi}{3} R_{filete} h \quad (II.17)$$

APÊNDICE III – Análise das Incertezas Experimentais

Devido ao fato do aparato experimental utilizado neste trabalho ter sido o mesmo do utilizado em Waltrich (2008), as incertezas experimentais foram estimadas a partir do mesmo procedimento, seguindo as recomendações do guia INMETRO (2003). De uma forma geral, o cálculo das incertezas foi dividido em dois grupos:

- ***Variáveis medidas diretamente***
- ***Variáveis medidas indiretamente***

Para o cálculo das incertezas de medição associada às ***variáveis medidas diretamente*** foram consideradas duas componentes; uma associada à repetição das medições (u_{rep}) e outra inerente ao sistema de medição (u_{cal}).

$$u = \pm k \sqrt{u_{rep}^2 + u_{cal}^2} \quad (III.1)$$

A incerteza calculada desta forma é denominada padronizada, por ser expressa na forma de um desvio padrão, e expandida, por estar multiplicada pelo fator de abrangência (k). Neste trabalho o coeficiente k foi assumido igual a 2, para 95% de probabilidade em todos os cálculos.

Assim, a parcela de incerteza associada à repetição das medições foi estimada pelo desvio padrão da leitura realizada durante um período em regime permanente. A parcela de incerteza inerente ao sistema de medição foi obtida através dos fabricantes, ou quando necessário, a partir de uma calibração.

Na sequência estão listados todos os equipamentos utilizados nas medições das variáveis diretamente lidas pelo sistema de aquisição e suas principais características.

Tabela III.1 – Equipamentos utilizados nas medições das variáveis lidas diretamente

Cabo de Compensação

Tipo do termopar: tipo T

Temperatura máxima de operação: 260°C

Incerteza de calibração do fabricante: $\pm 0,1^\circ\text{C}$ *Termopar de Imersão*

Tipo do termopar: tipo T

Faixa de Operação: 0 – 70 °C

Incerteza de calibração do fabricante: $\pm 0,1^\circ\text{C}$ *Transdutor de Pressão usado para medição perda de carga no trocador*

Faixa de operação: -500,0 a 500,0 Pa

Incerteza de calibração do fabricante: $\pm 0,5\%$ do fundo de escala*Transdutor de Pressão usado na medição de vazão dos bocais*

Faixa de operação: 0 a 995,36 Pa

Incerteza de calibração do fabricante: $\pm 0,5\%$ do fundo de escala*Transdutor de Fluxo Volumétrico de água*Faixa de operação: 0,4 a 3,50 ℓ/min Incerteza calculada a partir de calibração: $\pm 0,0045 \ell/\text{min}$

As incertezas de medições das **variáveis que foram medidas indiretamente** foram estimadas a partir da lei da propagação das incertezas, dada por,

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u(x_i) \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\partial y}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j)} \quad (\text{III.2})$$

onde $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação das grandezas associadas x_i e x_j , caso as grandezas independentes da equação anterior sejam

correlacionadas (isto é, a alteração em uma implique na modificação de outra e exista uma correlação estatística entre estas).

Abaixo serão dadas as equações usadas para o cálculo das incertezas para as variáveis medidas indiretamente. Ao final de cada seção, uma tabela será mostrada com as incertezas relacionadas para os testes realizados para o trocador A1.

Incerteza na medição do fluxo de ar

A equação da vazão volumétrica do ar é dada por,

$$\dot{V}_a = C_d A_b Y \sqrt{\frac{2 \Delta P_b}{\rho_{b,e} (1 - \beta^4)}} \quad (\text{III.3})$$

O coeficiente de descarga (C_d) é calculado de forma iterativa, pois este é dependente do número de Reynolds, que por sua vez depende do coeficiente de descarga. Assim, por conveniência, no cálculo da incerteza de medição do fluxo de ar através do túnel, esta variável foi considerada constante, portanto, sem incerteza associada.

Para as grandezas que não foram formalmente medidas, como o diâmetro do bocal e o diâmetro do túnel, a incerteza do sistema de medição foi tomada como a menor divisão de escala, ou então estimada a partir de outras informações. Algumas incertezas, quando não forem contabilizadas, não entram no cálculo devido à sua parcela insignificante.

Desta forma, a incerteza associada à vazão volumétrica de ar é dada por,

$$u(\dot{V}_{ar}) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial Y} u(Y)\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial \Delta P_b} u(\Delta P_b)\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial \rho} u(\rho)\right)^2 + 2 \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial Y} \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial \Delta P_b} u(Y) u(\Delta P_b)} \quad (\text{III.4})$$

onde,

$$u(Y) = \pm \frac{\partial Y}{\partial \alpha} u(\alpha) \quad (\text{III.5})$$

Considerando $u(\beta)=0$, a incerteza para a variável α pode ser escrita como,

$$u(\alpha) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \alpha}{\partial P_{atm}} u(P_{atm})\right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \Delta P_b} u(\Delta P_b)\right)^2} \quad (III.6)$$

A incerteza associada ao valor da pressão atmosférica foi considerada a menor divisão de escala do equipamento utilizado. Desta forma, $u(P_{atm}) = \pm 13,33 \text{ Pa}$.

A incerteza para qualquer propriedade termodinâmica foi obtida através da razão da variação do valor da propriedade em uma determinada variação de temperatura. Desta forma, a incerteza da densidade do ar pode ser dada como,

$$u(\rho_{b,e}) = \pm \frac{\Delta \rho_{b,e}}{\Delta T} \quad (III.7)$$

Assim, $u(\rho_{b,e}) = \pm 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$, com $\Delta T = 1^\circ\text{C}$.

A Tabela III.2 mostra os resultados do cálculo da incerteza do fluxo de ar para alguns ensaios realizados.

Tabela III.2 – Resultados da medição de incerteza para a vazão volumétrica de ar.

Vazão de ar [m^3/h]	$u(\dot{V}_{ar})$ [m^3/h]	$u(\dot{V}_{ar})$ [%]
33,75913	0,45	1,33
50,64719	0,74	1,46
67,2804	0,57	0,85
83,82866	0,84	1,00
98,23618	1,05	1,07

Incerteza na medição da taxa de transferência de calor

A taxa de transferência de calor do evaporador é obtida a partir de uma média aritmética entre as taxas de transferência de calor pelo lado do ar e pelo lado da água. Estas são dadas por,

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p,a} \Delta T_a \quad (III.8)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_w \quad (\text{III.9})$$

$$\dot{Q}_{m\acute{e}dia} = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_w}{2} \quad (\text{III.10})$$

Considerando que o calor específico a pressão constante (c_p) é dependente da temperatura, tanto para o ar como para a água, a incerteza associada à taxa de transferência de calor para o ar e para a água são obtidas respectivamente por,

$$u(\dot{Q}_a) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_a}{\partial \dot{m}_{ar}} u(\dot{m}_{ar}) \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_a}{\partial c_{p,a}} u(c_{p,a}) + \frac{\partial \dot{Q}_a}{\partial \Delta T_a} u(\Delta T_a) \right)^2} \quad (\text{III.11})$$

$$u(\dot{Q}_w) = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_w}{\partial \dot{m}_w} u(\dot{m}_w) \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_w}{\partial c_{p,w}} u(c_{p,w}) + \frac{\partial \dot{Q}_w}{\partial \Delta T_w} u(\Delta T_w) \right)^2} \quad (\text{III.12})$$

Como feito para a densidade do ar, as incertezas dos calores específicos a pressão constante são iguais a $u(c_{p,a}) = \pm 2,48 \cdot 10^{-2} \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ e $u(c_{p,w}) = \pm 5,08 \cdot 10^{-3} \text{ J/kg}^\circ\text{C}$.

A temperatura do ar na entrada e na saída do evaporador é obtida fazendo-se a média entre três termopares. Assim, a incerteza associada a tal média é dada por,

$$u(T_a) = \pm \sqrt{\left(\frac{0,1}{\sqrt{3}} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{\sqrt{3}} \right)^2} = \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C (68\%)} \quad (\text{III.13})$$

A temperatura da água é obtida por meio da diferença de temperatura medida pelas sondas localizadas a jusante e a montante. Sua incerteza é dada pelo fabricante assumindo como uma distribuição retangular (para 68% de probabilidade),

$$u(T_w) = \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C (68\%)} \quad (\text{III.14})$$

Assim, a incerteza para as diferenças de temperatura ao longo do trocador é dada respectivamente por,

$$u(\Delta T_a) = \pm \sqrt{0,1^2 + 0,1^2} = \pm 0,14 \text{ }^\circ\text{C (68\%)} \quad (\text{III.15})$$

$$u(\Delta T_w) = \pm \sqrt{0,1^2 + 0,1^2} = \pm 0,14 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (68\%)} \quad (\text{III.16})$$

A incerteza de medição da vazão volumétrica da água é dada pelo procedimento de calibração adotado para o transdutor de fluxo de massa, sendo igual a $u(\dot{V}_w) = \pm 0,0026 \text{ l/min}$ para 68% de probabilidade. Para utilizar este valor na equação (III.12), é necessário transformar as unidades para o Sistema Internacional de Unidades (SI). Assim, a vazão em massa (kg/s) é dada por,

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{V}_w \rho_w}{60000} \quad (\text{III.17})$$

A incerteza associada para a vazão mássica de água é,

$$u(\dot{m}_w) = \pm \frac{\dot{m}_w}{60000} \sqrt{\left(\frac{u(\dot{V}_w)}{\dot{V}_w}\right)^2 + \left(\frac{u(\rho_w)}{\rho_w}\right)^2} \quad (\text{III.18})$$

onde $u(\rho_w) = \pm 0,3 \text{ kg/m}^3$ com $\Delta T = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$.

O fluxo em massa do ar pode ser dado pela relação,

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a \quad (\text{III.19})$$

Desse modo, sua incerteza é dada por,

$$u(\dot{m}_a) = \pm \dot{m}_a \sqrt{\left(\frac{u(\dot{V}_a)}{\dot{V}_a}\right)^2 + \left(\frac{u(\rho_a)}{\rho_a}\right)^2} \quad (\text{III.20})$$

Por fim, a incerteza relativa à taxa de transferência de calor do trocador de calor (Eq. III.10) é dada como,

$$u(\dot{Q}_{\text{média}}) = \pm \frac{\sqrt{u(\dot{Q}_a)^2 + u(\dot{Q}_w)^2}}{2} \quad (\text{III.21})$$

As Tabelas III.3, III.4 e III.5 mostram os resultados dos cálculos da incerteza para as taxas de transferência de calor do ar, da água e sua média aritmética.

Tabela III.3 – Resultados da medição da incerteza para a taxa de transferência de calor.

\dot{Q}_g [W]	$u(\dot{Q}_g)$ [W]	$u(\dot{Q}_g)$ [%]
173,41	3,92	2,26
247,42	5,94	2,40
306,13	6,77	2,21
362,16	8,60	2,37
398,84	10,07	2,52

Tabela III.4 – Resultados da medição da incerteza para a taxa de transferência de calor.

\dot{Q}_w [W]	$u(\dot{Q}_w)$ [W]	$u(\dot{Q}_w)$ [%]
186,99	33,94	18,15
258,38	34,31	13,28
316,93	34,42	10,86
369,70	34,34	9,29
409,19	34,01	8,31

Tabela III.5 – Resultados da medição da incerteza para a taxa de transferência de calor.

$\dot{Q}_{média}$ [W]	$u(\dot{Q}_{média})$ [W]	$u(\dot{Q}_{média})$ [%]
180,20	17,08	9,48
252,90	17,41	6,88
311,50	17,54	5,63
365,90	17,70	4,84
404,00	17,74	4,39

Incerteza na medição da condutância térmica externa

A condutância térmica do lado ar é dada por,

$$\eta_0 \bar{h} A = \frac{1}{\frac{\Delta T_{LM}}{\dot{Q}_{média}} - \frac{1}{\bar{h}_w A_{tubo}}} \quad (III.22)$$

onde,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_s - \Delta T_e)}{\ln \left[\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right]} \quad (III.23)$$

sendo $\Delta T_s = T_{w,s} - T_{a,s}$ e $\Delta T_e = T_{w,e} - T_{a,e}$ (Seção 3.2.3).

Considerando que a taxa de transferência de calor média ($\dot{Q}_{média}$) e a média logarítmica de temperatura (ΔT_{LM}) são variáveis dependentes, e o coeficiente de transferência de calor médio do escoamento interno é dependente da vazão mássica da água (\dot{m}_w) e da sua condutividade térmica (k_w) e viscosidade dinâmica (μ_w) (Seção 4.2.1), a incerteza da condutância térmica do lado do ar é dada por,

$$u(\eta_0 \bar{h} A) = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \eta_0 \bar{h} A}{\partial \dot{Q}_{média}} u(\dot{Q}_{média}) \right) + \left(\frac{\partial \eta_0 \bar{h} A}{\partial \Delta T_{LM}} u(\Delta T_{LM}) \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial \eta_0 \bar{h} A}{\partial \dot{m}_w} u(\dot{m}_w) \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_0 \bar{h} A}{\partial k_w} u(k_w) \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_0 \bar{h} A}{\partial \mu_w} u(\mu_w) \right)^2} \quad (III.24)$$

A incerteza da diferença média logarítmica de temperatura é calculada de acordo com a equação abaixo, observando que as grandezas ΔT_s e ΔT_e são dependentes,

$$u(\Delta T_{LM}) = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \Delta T_{LM}}{\partial \Delta T_s} u(\Delta T_s) \right) + \left(\frac{\partial \Delta T_{LM}}{\partial \Delta T_e} u(\Delta T_e) \right) \right]^2} \quad (III.25)$$

onde,

$$u(\Delta T_s) = \pm \sqrt{[u(T_{s,w})]^2 + [u(T_{s,a})]^2} = \pm \sqrt{0,1^2 + 0,14^2} = \pm 0,17 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (68\%)} \quad (\text{III.26})$$

$$u(\Delta T_e) = \pm \sqrt{[u(T_{e,w})]^2 + [u(T_{e,a})]^2} = \pm \sqrt{0,1^2 + 0,14^2} = \pm 0,17 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (68\%)} \quad (\text{III.27})$$

As incertezas para a condutividade térmica e para a viscosidade dinâmica são $u(k_w) = \pm 1,2 \cdot 10^{-4}$ W/mK e $u(\mu_w) = \pm 1,2 \cdot 10^{-5}$ kg/ms com $\Delta T = 1$ °C. A Tabela III.6 mostra os resultados dos cálculos da incerteza para a condutância térmica do lado do ar.

Tabela III.6 – Resultados da medição da incerteza para a condutância térmica do lado do ar

$\eta_0 hA$ [W/m ² K]	$u(\eta_0 hA)$ [W/m ² K]	$u(\eta_0 hA)$ [%]
18,41	2,35	12,74
25,61	2,53	9,86
30,72	2,56	8,34
35,14	2,58	7,34
38,76	2,63	6,79