



Universidade Federal de Sergipe
Centro de Ciências Exatas e Tecnologia
Núcleo de Engenharia Mecânica

**DESENVOLVIMENTO DE UM RECUPERADOR DE CALOR
DOS GASES DA EXAUSTÃO DE GRUPO MOTOR
GERADOR A DIESEL UTILIZANDO TUBOS ALETADOS**

por

DANILO RODRIGUES SANTOS

Trabalho de Conclusão de Curso

São Cristóvão - SE
Abril de 2013



Universidade Federal de Sergipe
Centro de Ciências Exatas e Tecnologia
Núcleo de Engenharia Mecânica

**DESENVOLVIMENTO DE UM RECUPERADOR DE CALOR
DOS GASES DA EXAUSTÃO DE GRUPO MOTOR
GERADOR A DIESEL UTILIZANDO TUBOS ALETADOS**

Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, entregue como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

DANILO RODRIGUES SANTOS

São Cristóvão - SE
Abril de 2013

DESENVOLVIMENTO DE UM RECUPERADOR DE CALOR DOS GASES DA EXAUSTÃO DE GRUPO MOTOR GERADOR A DIESEL UTILIZANDO TUBOS ALETADOS

DANILO RODRIGUES SANTOS

‘Esse documento foi julgado adequado para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pelo colegiado do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Sergipe.’

Wilson Luciano de Souza, Prof. Dr.
Coordenador do Núcleo de Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Nota

Douglas Bressan Riffel, Dr.
Orientador

André Luiz de Moraes Costa, Dr.

Wilson Luciano de Souza, Dr.

Média Final:

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente a todos os que tiveram participação direta ou indireta para a realização desse trabalho e no meu desenvolvimento na graduação. Reconheço-me humilde perante a grandeza dos esforços empreendidos pela família, noiva, parentes, amigos pessoais, mestres e colegas de faculdade, de maneira especial gostaria de destacar gratidão:

A DEUS, fonte de toda a santidade, energia, força e inspiração que nos permite sonhar e realizar nossos planos;

Aos meus pais João e Ivânia, pelo carinho, amor e dedicação ao meu desenvolvimento como filho, cidadão e pessoa; Ao meu irmão Diego pois seu companheirismo e lealdade me proporcionam condições reais de alcançar meus objetivos; À minha noiva Nyanne que através da paciência, carinho e atenção me tranquilizou nos momentos difíceis, ao Sr. Andrade e Sra. Neide; Aos amigos e primos: Luiz Fernando, Isaac e Inácio Félix, Marcelo Martins, Adebaldo Maia, André Santana, Alan Fabrício, Wendell Barreto, Igor Henrique, Everton, Fernando e Paulo Henrique Silva.

Ao Prof. Dr. Douglas Bressan Riffel, pela atenção prestada durante todo meu desenvolvimento na graduação, que culminou com a orientação desse trabalho e se tornou pilar fundamental no meu desenvolvimento acadêmico e profissional; À Universidade Federal de Sergipe, instituição a qual forneceu condições de evoluir no conhecimento da engenharia através do Núcleo de Engenharia Mecânica, seu corpo docente, em especial aos professores Prof. Dr. Wilson Luciano de Souza e Prof. Dr. André Luiz de Moraes Costa;

À Nardelli Usinagem, através do Sr. Uberto Nardelli, os irmãos Júlio e Fabiano Nardelli, ao Eng^o Mec. Diogo Carvalho, Jamesson, João Atalaia e João Carlos, que foram extremamente solícitos nos trabalhos práticos que desenvolvi durante o curso;

Aos amigos e colegas de faculdade, e alguns que possuiu estima diferenciada: Bruno Javiel, Titto Emanuel, Rafael Rolemberg, Macclarck Nery, Jorlan Moraes, Helder Oliveira, Emerson Maurício, Heraldo Deda, Leonardo e Felipe Maia, Caio César, Marcelo Miyazaki, Henrique Prado, Carlos Eugênio, Vinícius Salomão e Geize Karla.

A DEUS por fornecer incessantemente os dons do Espírito Santo que me inspiram a cada dia, aos meus pais, maiores incetivadores de toda a minha busca por conhecimento e fonte de amor e carinho, ao meu irmão, a minha noiva e amigos.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise teórica e computacional de soluções factíveis de um recuperador de gases de exaustão de um grupo motor gerador à diesel, que se configura como um trocador de escoamento cruzado e é constituído de tubos que contém aletas periféricas inseridos numa estrutura metálica à jusante da tubulação de escape dos gases de exaustão de um equipamento. A análise teórica do trocador foi realizada através do desenvolvimento de uma rotina implementada no software EES – *Engineering Equation Solver*, e os principais resultados dos parâmetros de avaliação são demonstrados no trabalho. A otimização foi realizada através de uma distribuição amostral em Hiper Cubos Latinos – LHS (*Latin Hypercube Sampling*) e do algoritmo de otimização multi-objetivo NBI (*Normal Boundary Intersection*). A simulação computacional foi realizada através de uma ferramenta CAE (*Computer Aided Engineering*) de fluidodinâmica computacional através do qual foi obtido graficamente o comportamento do escoamento dos gases sobre a matriz de tubos selecionada, queda de pressão e direção do escoamento. O resultado da otimização permitiu concluir que a solução mais adequada deve utilizar tubos de aço inox AISI 304, com 33,4 mm de diâmetro externo, configurados em 07 fileiras de tubos organizados alternadamente com 12 tubos por fileira, com diâmetro hidráulico de 4 mm, e aletas anulares com espessura de 0,3 mm, passo igual a 400 aletas/m, altura de 3 mm com área frontal de $7,68 \times 10^{-2} \text{ m}^2$, área total de troca de $5,769 \text{ m}^2$ e volume de $4,8 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ capazes de recuperar 66 kW de energia em forma de calor.

Palavras-chave: trocador de calor, tubos aletados, gases de exaustão, recuperação de energia.

ABSTRACT

This paper presents a theoretical and computational analysis of feasible solutions of an exhaust gas heat recovery system of a diesel motor generator, which is configured as a cross flow heat exchanger consists of tubes containing peripheral fins inserted a metal frame downstream pipe gas exhaust equipment. Theoretical analysis of the exchanger was performed by developing a routine implemented in software EES - Engineering Equation Solver, and the main results of the evaluation parameters are demonstrated in the work. The optimization was performed by samples obtained in Latin Hypercube Sampling and an algorithm of multi-objective optimization that is Normal Boundary Intersection. The computer simulation was performed using a tool CAE (Computer Aided Engineering) for computational fluid dynamics by which it was obtained graphically the behavior of the gas flow over the array of selected pipes, pressure drop and flow direction. The result of optimization showed that the best solution is using tubes of stainless steel AISI 304, with 33.4 mm outside diameter, set in 07 rows of tubes arranged staggered with 12 tubes per row, with hydraulic diameter of 4 mm and annular fins with a thickness of 0.3 mm, fin pitch equal to 400 fins/meter, height of 3 mm and frontal area of $7,68 \times 10^{-2} \text{ m}^2$, total exchange area of $5,769 \text{ m}^2$ and volume of $4,8 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ able to recover 66 kW of heat energy.

Keywords: heat exchanger, finned tubes, exhaust gases, energy recovery.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - (a) GMG Cummins. Potência 1450 kW; (b) GMG Cummins. Potência: 450 kW	19
Figura 2 - Diagrama Sankey de um Grupo Motor Gerador a Diesel.....	20
Figura 3 - Grupo Motor Gerador em que será instalado o recuperador de gases.	20
Figura 4 – Configuração básica de um sistema GMG com recuperação do calor de fluidos de trabalho.....	22
Figura 5 – Tipos de trocadores de calor. (a) concêntrico, (b) escoamento cruzado, (c) casco e tubo e (d) placas.	23
Figura 6 - Esquema simplificado de matriz de tubos em escoamento cruzado.....	24
Figura 7 - Condições de Escoamento em tubos Alinhados e Alternados apresentados.....	25
Figura 8 - Formas comuns de aletas. (a) Plana; (b) Plana de seção não uniforme; (c) Anular; (d) Cônica..	31
Figura 9 - Conjuntos de Aletas Anulares em um Tubo.....	32
Figura 10 - Conjunto de Aletas e Circuito térmico. (a) Aletas integradas à base. (b) Aletas fixadas na base..	33
Figura 11 - Aletas helicoidais colocadas sob pressão.....	34
Figura 12 - Aletas helicoidais soldadas (a) Processo de Fabricação; (b) Aleta Contínua e Segmentada..	35
Figura 13 - Aletas anulares integradas à parede dos tubos. Feitas em (a) cobre; (b) aço inoxidável.....	35
Figura 14 - Aletas Longitudinais.....	36
Figura 15 - Rede de Resistência Térmica associada ao trocador de calor	40
Figura 16 - Curva ajustada para o cálculo da viscosidade dinâmica.....	47
Figura 17 - Arranjo de tubos numa matriz tubular com tubos alternados.	47
Figura 18 – Geometria do arranjo alternado utilizando tubos aletados..	49
Figura 19 – Área de Livre Escoamento.....	50
Figura 20 - Geometria da célula unitária do trocador de calor.....	50
Figura 21 – Dimensões características de uma aleta.....	53
Figura 22 - Fluxograma simplificado do algoritmo de análise do trocador	56
Figura 23 – Ajuste da curva do modelo quadrático para o Volume_{hx}	62
Figura 24 – Ajuste da curva do modelo quadrático para α	62

Figura 25 - Fronteira de Pareto – <i>Normal Boundary Intersection</i> para $\text{Volume}_{\text{hx}}$ e α	63
Figura 26 - Análise de Sensibilidade - Diâmetro dos tubos.....	64
Figura 27 - - Análise de Sensibilidade - Altura das aletas.....	65
Figura 28- Análise de Sensibilidade - Espessura das aletas.....	65
Figura 29 - Análise de Sensibilidade - Passo de aletamento	66
Figura 30 - Análise de Sensibilidade - Diâmetro Hidráulico	66
Figura 31 - Análise de Sensibilidade - Largura da base do trocador de calor	67
Figura 32 – Escolha do ponto ótimo (Dim1): área máxima	68
Figura 33 - Matriz de Tubos Aletados proposta.....	71
Figura 34 - Célula básica da configuração dos tubos no trocador de calor.....	72
Figura 35 - Tubo aletado do trocador de calor	73
Figura 36 - Dimensões das aletas.....	73
Figura 37 - Número de Reynolds vs fatores f e j	74
Figura 38 - Gradiente de pressão encontrado através da simulação CFD.....	75
Figura 39 - Gradiente de velocidade no núcleo do trocador.....	76
Figura 40 - Efetividade - Trocador de Correntes Cruzadas, uma única corrente misturada.....	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Informações sobre fluxos de entrada e saída dos fluidos.....	46
Tabela 2 - Fator de correção C_3 para a correlação de Zhukauskas	52
Tabela 3 - Intervalos de análise das variáveis de interesse	59
Tabela 4 - Resultados da Otimização Multi-Objetivo.....	63
Tabela 5 - Valores escolhidos como ótimos para as variáveis independentes	68
Tabela 6 - Condições de Contorno da Simulação do Escoamento para Água.....	70
Tabela 7 - Condições de Contorno da Simulação do Escoamento para os Gases de Exaustão	70

LISTA DE SÍMBOLOS

<i>Símbolos</i>	<i>Designação</i>	<i>Unidade</i>
ρ	Massa específica	kg/m ³
A	Área	mm ²
C	Quantidade de calor	kW
C ₂	Fator de correção	adimensional
C ₃	Fator de correção	adimensional
c _p	Calor específico a pressão constante	J/(kg * K)
D	Diâmetro, Distância	mm
Dim	Dimensões externas da matriz de tubos	cm
F _p	Passo de aletamento	metro
f	Fator de atrito de Fanning	adimensional
G	Fluxo mássico de entrada de gás	kg/(s*m ²)
H	Comprimento útil dos tubos aletados	mm
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	W/(m ² * K)
j	Fator j de Colburn	adimensional
k	Coeficiente de transferência por condução	W/(m * K)
L	Altura da aleta, Comprimento	mm
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
m	Solução da equação diferencial parcial para aletas	adimensional
M	Constante	adimensional
N _f	Número de filas de tubos	adimensional
NUT	Número de Unidades de Transferência	adimensional
P	Pressão	adimensional
Pr	Número de Prandtl	adimensional
q	Taxa de transferência de calor	kW
r	Raio	mm
R''	Fator de incrustação	m ² K/W

...continuação da Lista de Símbolos

Símbolos	Designação	Unidade
Re	Número de Reynolds	adimensional
S	Comprimento	mm
St	Número de Stanton	adimensional
t	Espessura da aleta	mm
T	Temperatura	°C
V	Velocidade, Volume	m/s, m ³
z	Variável auxiliar	adimensional
Δq	Diferença de Quantidade de Calor	kW
ΔT_{ml}	Média Logarítmica da Diferença de Temperatura	°C
ΔP	Queda de pressão	kPa

Símbolos	Designação	Unidade
Gregos		
α	Razão da Área total de troca e Volume total	m ² /m ³
ε	Efetividade	%
η	Eficiência do aletamento	%
σ	Razão da Área de livre escoamento e Área frontal	adimensional
θ	Diferença de temperatura	°C
ν	Massa específica, Viscosidade dinâmica	m ² /s, kg/m ³
χ	Fator de correção	adimensional

Índices	Designação
a	Aleta
b	Base da aleta
c	Corrigido
d	Diagonal

...continuação da Lista de Símbolos

Índices	Designação
ent	Entrada
f	Frontal, Livre escoamento mínimo, Fluxo de água
h	Hidráulico
hx	Trocador de calor de escoamento cruzado
l	Longitudinal
max	Máximo
p	Área bloqueada pelas aletas, Parede do tubo
q	Fluxo de gás
sai	Saída
∞	Propriedade do fluido na corrente livre
t	Transversal
tubo	Tubo
0	Interno do tubo
1	Externo do tubo
2	Externo na extremidade da aleta

GRUPOS ADIMENSIONAIS

Símbolo	Designação	Definição	Sentido Físico
Nu	Número de Nusselt	$\frac{h L}{K_f}$	Razão entre a transferência de calor por convecção e condução
Pr	Número de Prandtl	$\frac{C_p \mu}{K} = \frac{\nu}{\alpha}$	Razão entre as difusividades de momento e térmica
Re	Número de Reynolds	$\frac{V D}{\nu}$	Razão entre as forças de inércia e forças viscosas

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
2 OBJETIVOS	17
2.1 Objetivo Geral.....	17
2.2 Objetivos Específicos.....	17
3 REVISÃO DA LITERATURA	18
3.1 Grupo Motor Gerador - GMG.....	18
3.2 Trocadores De Calor.....	22
3.2.1 Tipos de Trocadores de Calor	22
3.2.2 Trocador de Calor de Escoamento Cruzado.....	24
3.3 Abordagens no Dimensionamento de Trocadores de Calor	29
3.4 Superfícies Extendidas (Aletas).....	31
3.4.1 Estudos da Transferência de Calor em Tubos Aletados	36
3.5 Coeficiente Global de Transferência de calor	39
3.6 Fator f de Fanning e Fator j de Colburn	42
3.7 CFD (Computational Fluid Dynamics) - Fluido Dinâmica Computacional aplicada ao projeto de Trocadores de Calor	43
4 DESENVOLVIMENTO DO MODELO.....	45
5 OTIMIZAÇÃO DO MODELO	58
6 SIMULAÇÃO	69
7 RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
8 CONSIDERAÇÕES FINAIS	78
9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
APÊNDICES.....	84
ANEXOS	91

1 INTRODUÇÃO

A busca por processos que envolvem o aumento de eficiência energética e soluções que contribuem para a redução da emissão de gases resultantes da combustão fazem com que as indústrias, universidades e centros de pesquisa investiguem formas de como obter o melhor aproveitamento energético dos equipamentos utilizados em seus processos. Uma das saídas para atingir esses objetivos tem sido a cogeração, i.e., a produção simultânea de duas ou mais utilidades de energia, a partir de uma mesma fonte energética, aliando o benefício econômico da diminuição de custos de combustíveis em relação à produção das utilidades individualmente aos ganhos ambientais ligados a redução de emissões de poluentes decorrentes da queima de combustíveis.

O atual contexto visa o estudo da utilização simultânea da energia mecânica, energia elétrica e energia térmica advindas de uma única fonte de energia primária: a energia química de combustíveis fósseis (óleo Diesel). A ideia central dessa solução é permitir que a energia térmica sob a forma de calor, antes desperdiçada, seja aproveitada como insumo energético em processos, por exemplo: geração de vapor a baixa pressão, aquecimento direto e/ou indireto em plantas de processos ou conforto ambiental, para refrigeração ou aquecimento de fluidos ou ambientes.

Existe uma grande variedade de sistemas comercialmente disponíveis para conversão de energia mecânica em energia elétrica, conhecidos como grupo motor-generadores que são amplamente utilizados em aplicações industriais e comerciais, porém, apesar destes demonstrarem grande potencial de aplicação à cogeração, os fabricantes não apresentam amplamente soluções que possuam um equipamento com a função de aproveitar o calor do fluxo de gases da exaustão do motor desses grupos, função esta que é realizada através de um trocador de calor.

O trocador de calor é um equipamento utilizado em inúmeras aplicações de engenharia seja em equipamentos de ar condicionado, aquecimento de ambientes, plantas de produção de potência, indústria petroquímicas, veículos, resfriamento de equipamentos elétricos e, caso que será estudado nesse trabalho, na recuperação de calor em processos.

Utilizado para realizar o processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida, o trocador de calor é dimensionado através da avaliação de parâmetros de desempenho que representam sua eficácia. O entendimento desses parâmetros e da teoria acerca dos trocadores de calor é que permite desenvolver uma metodologia capaz de dimensionar trocadores para uma nova aplicação, avaliar o comportamento de um trocador já existente ou ainda, prever o desempenho desse trocador operando sob condições diferentes das especificadas no projeto inicial (INCROPERA, 2008).

Os trocadores de calor podem ser caracterizados por diferentes critérios, como por exemplo, em função da configuração do escoamento ou do tipo de construção do trocador. O recuperador de calor dos gases considerado nesse trabalho se configura como um trocador de escoamento cruzado, onde o fluido escoava perpendicularmente ao outro, com o fluido interno aos tubos (água) não misturado e o fluido externo ao feixe de tubos (gases da exaustão) misturado, i. e., o escoamento possui variação de temperatura ao longo dos eixos perpendicular e transversal ao escoamento.

Esses equipamentos possuem densas matrizes de tubos, barras e chapas que são utilizadas para possibilitar o fluxo de calor entre a fonte e o sumidouro. Essas formas proveêm a absorção ou rejeição de calor e são conhecidas como superfícies primárias. Quando uma superfície primária é estendida através de apêndices diretamente ligados a ela, a face adicionada recebe a denominação de superfície estendida, também conhecidas como aletas, que são geralmente utilizadas quando pelo menos um dos fluidos é um gás, porque este possui pequeno coeficiente de transferência de calor e necessita, para garantir a troca da quantidade de calor desejada, de uma elevada área de troca (KRAUS, 2001; INCROPERA, 2008).

Superfícies aletadas são comumente utilizadas em aplicações de engenharia para promover a transferência de calor, as quais frequentemente aumentam a taxa de transferência de calor de forma significativa. A utilização de aletas pode ser encontrada tanto em aplicações industriais como em produtos de uso comum, p. ex., radiadores de veículos, condensadores e evaporadores de sistemas térmicos, trocadores de calor de diversos tipos, turbinas a gás, ar condicionado, equipamentos

criogênicos, sistemas aeronáuticos e sistemas automotivos (KRAUS, 2001; CENGEL, 2002).

Uma grande variedade de projetos de tubos aletados está disponível atualmente, e o projeto de aletas admite diversas configurações. Os formatos estão relacionados com a disposição de recursos econômicos e tempo para realização do projeto, como também com a tecnologia disponível para fabricação das aletas, considerando as restrições dimensionais que cada processo de fabricação impõe (HESSELGREAVES, 2001).

Em geral, os gases de exaustão do motor gerador a diesel são tratados indevidamente como rejeitos térmicos, e não é aproveitada a energia disponível no fluxo de saída do mesmo, sendo esta a principal oportunidade para ganho na eficiência térmica em equipamentos desta natureza. Estima-se que os gases de exaustão carreguem entre 45~65% do calor da explosão num motor de combustão interna (PANDIYARAJAN, 2010). A fonte de calor considerada para alimentação da troca térmica desta monografia será o fluxo de gases de exaustão do motor gerador à Diesel, com potência aparente de 50 kVA existente no NMC-UFS.

No presente trabalho, um trocador de calor de escoamento cruzado será desenvolvido com a respectiva configuração de tubos aletados, a fim de incrementar a eficiência do aletamento e o melhor aproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão do grupo motor gerador à Diesel para armazenamento de energia em forma de calor, transferindo-a para a água aquecida no trocador e armazenada posteriormente em um reservatório de água quente, denominado *boiler*.

Será apresentada uma abordagem que envolve as diversas teorias de transferência de calor aplicadas a trocadores de calor com matrizes de tubos aletados, através da utilização de rotina computacional aplicada ao modelo, e algoritmos de otimização a fim de obter a solução mais adequada para a aplicação, além de simulação do escoamento através de *software* CAE para verificar as condições de escoamento do trocador sem haver a necessidade da construção de um protótipo físico.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo geral desenvolver um recuperador de calor dos gases de exaustão de um grupo motor gerador, utilizando as teorias e práticas de engenharia sobre superfícies estendidas em tubos cilíndricos, com aspectos relacionados às dimensões e geometria e configuração (disposição) dos tubos, otimizar as possíveis soluções e selecionar a que se caracteriza como a mais viável para a aplicação.

2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Pesquisar os tipos existentes de aletamento em tubos de trocadores de calor e a configuração dos tubos aletados mais adequada para a aplicação;
- Aplicar o método mais adequado de análise e simulação para avaliar o desempenho térmico do equipamento, através de rotinas computacionais;
- Selecionar a configuração do trocador de desempenho ótimo para a aplicação do economizador de gases da exaustão do motor gerador a Diesel;
- Avaliar o escoamento do lado dos gases para a geometria selecionada.

3 REVISÃO DA LITERATURA

O presente capítulo traz em seu conteúdo trabalhos científicos que tiveram como objetivo o estudo do desenvolvimento de trocadores de calor com tubos aletados para diversas aplicações, e tratam sobre o desenvolvimento analítico, numérico, computacional e experimental das configurações das aletas nos tubos dos trocadores de calor.

Dentre os trabalhos considerados existiram diversas abordagens, que são na maioria dos casos: pesquisas experimentais com aparatos em laboratório na qual foram realizados ensaios a fim de determinar a melhor configuração de aletas, trabalhos envolvendo o dimensionamento analítico com base nas teorias pertinentes à transferência de calor e seus principais parâmetros de avaliação para trocadores de calor, e simulações computacionais através de *softwares* de CFD (*computational fluid-dynamics*) fluido-dinâmica computacional.

Inúmeros artigos científicos foram publicados sobre a melhor configuração de tubos aletados para determinada aplicação, tentando solucionar problemas relacionados principalmente à geometria e configuração, e ainda, considerando problemas relacionados ao material utilizado na fabricação dos tubos e nos processos de fabricação dos tubos.

3.1 Grupo Motor Gerador - GMG

O Grupo Motor-Gerador a diesel (GMG), que é a fonte de energia térmica desse trabalho, é definido como o conjunto de um motor Diesel acoplado a um gerador de corrente alternada, denominado de alternador (Figura 1). Esse conjunto é munido de componentes de supervisão e controle necessários para o funcionamento destinado ao suprimento de energia elétrica produzida a partir do consumo do óleo Diesel. Em função dos consumidores de energia elétrica a que se destinam, os grupos geradores são construídos com características peculiares, o que os tornam versáteis e apropriados para diversas aplicações.



(a)

(b)

Figura 1 - (a) GMG Cummins. Potência 1450 kW; (b) GMG Cummins. Potência: 450 kW

Os parâmetros importantes para o motor gerador são: a rotação, carga, ângulo de injeção do Diesel, quantidade de combustível piloto, relação de compressão e de combustão, torque, eficiência térmica, pressão, e percentual de mistura, em uma máquina dual (diesel, GN, GLP e Metano). Assim é possível determinar a faixa ótima de funcionamento da máquina operando com óleo Diesel, gás natural ou ainda uma mistura desses combustíveis, que alia maior potência e eficiência (SELIN, 2003). Detalhes operacionais do GMG utilizado nesse trabalho como p. ex. potência, rotação, cilindrada, dentre outros, podem ser verificados no Anexo A.

Ao analisar o diagrama Sankey de um grupo motor-gerador pode-se afirmar que a distribuição dos fluxos de energia ocorre de acordo com o apresentado na Figura 2. A partir da análise desse diagrama, é possível verificar que existe possibilidade real de ganho de eficiência energética a partir da reutilização do calor oriundo dos gases de exaustão, haja vista que a quantidade de energia envolvida supera até mesmo a parcela que é disponibilizada como útil para o gerador. De acordo com a distribuição apresentada, para um motor de 50 kVA, foi considerado que a energia oriunda da queima do combustível é de 166 kW e que 66 kW estariam disponíveis para a recuperação através do trocador a ser desenvolvido neste trabalho.

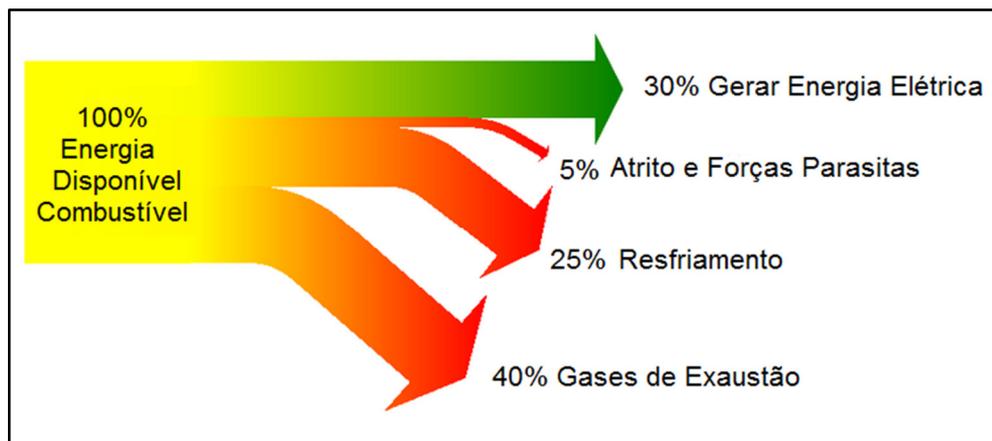


Figura 2 - Diagrama Sankey de um Grupo Motor Gerador a Diesel.

A configuração necessária para a utilização do recuperador de gases de exaustão (Figura 3) é dada por um motor de combustão interna, acoplado a um gerador elétrico e um sistema de recuperação de calor. O núcleo do sistema é o motor de combustão interna. Ele é responsável pela transformação da fonte de energia primária que é o combustível fóssil, em potência mecânica e calor. E o aproveitamento da energia dos gases só é possível através da utilização do trocador de calor no fluxo de saída dos gases de exaustão.

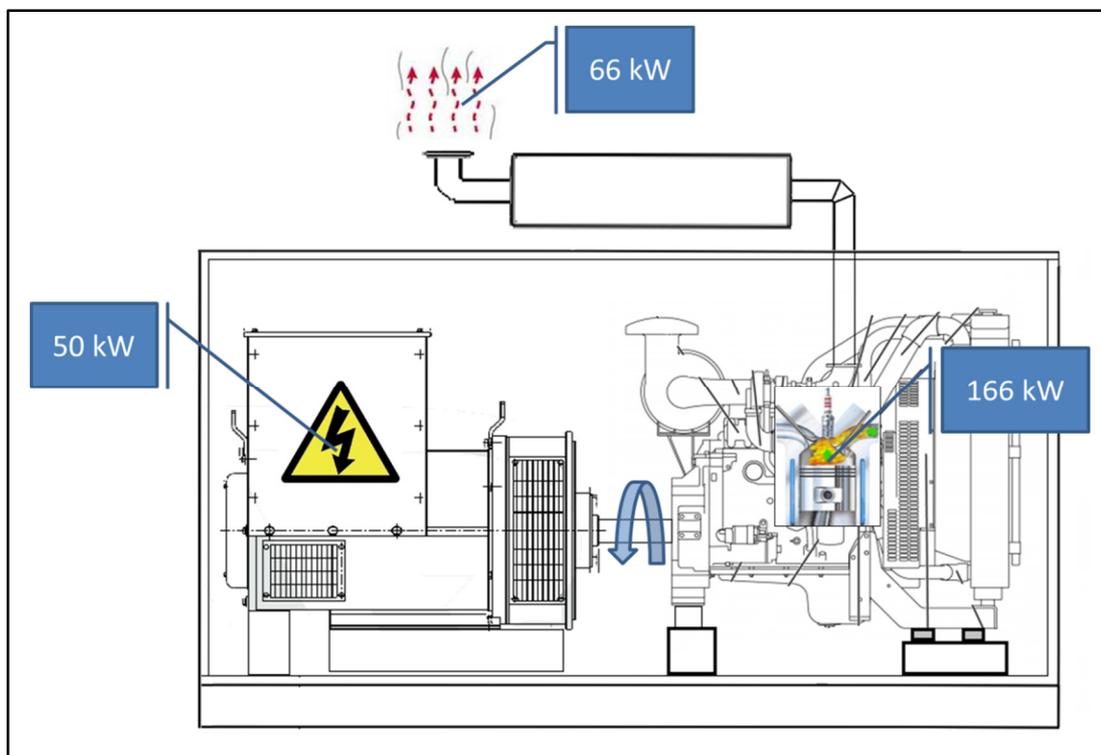


Figura 3 - Grupo Motor Gerador em que será instalado o recuperador de gases.

Pandiyarajan, *et. al.* (2011) em estudo realizado sobre motor de combustão interna afirma que a energia disponível no fluxo de saída na maioria das vezes é desperdiçada. É indicado que a maior restrição técnica para o sucesso da implementação de sistemas de recuperação de calor é devido ao uso intermitente, à demanda irregular e a disponibilidade de energia. Os autores utilizaram um arranjo com um trocador de calor casco e tubos aletados integrado ao motor de combustão interna configurado para extrair o calor dos gases de exaustão e armazenar o excesso em um tanque cilíndrico contendo cápsulas com material de mudança de fase (*PCM – Phase Change Materials*) que permitem armazenar calor nas formas latente e sensível. Testes do sistema foram realizados com e sem a utilização do sistema de recuperação e foi verificada uma economia de cerca de 10~15% da potência do combustível com o sistema de recuperação operando. Tal avaliação foi realizada com base na quantidade de calor recuperada, quantidade de calor perdida, taxa de carregamento, eficiência do carregamento e percentual de energia economizada.

Pesquisas realizadas por Mavridou *et. al.* (2010), indicaram que sistemas de exaustão de gases de motores Diesel de grande porte podem fornecer uma importante fonte de calor e pode ser utilizada de diferentes modos para prover potência adicional e acréscimo na eficiência global do motor. Mavridou *et. al.* (2010) afirma que o dimensionamento do trocador de calor deve ser capaz de trocar a quantidade de calor disponível e ainda ter tamanho e pesos razoáveis sem excesso em perda de carga, que é um parâmetro de extrema importância para motores utilizados em caminhões.

Uma configuração básica do sistema que se pretende analisar é apresentada por Kolanowski (2003) para projetos de cogeração e consiste no motor Diesel acoplado ao gerador elétrico que possui o quadro elétrico para ligação na carga (Figura 4). O conceito principal é o de adaptar um recuperador de calor na saída do tubo de escape dos gases da exaustão e posteriormente aplicar o fluido aquecido em um reservatório de água quente (*boiler*) e a partir de então o fluido pode ser utilizado em um determinado processo ou ser encaminhado a um *chiller* para realizar o resfriamento de outras partes do equipamento.

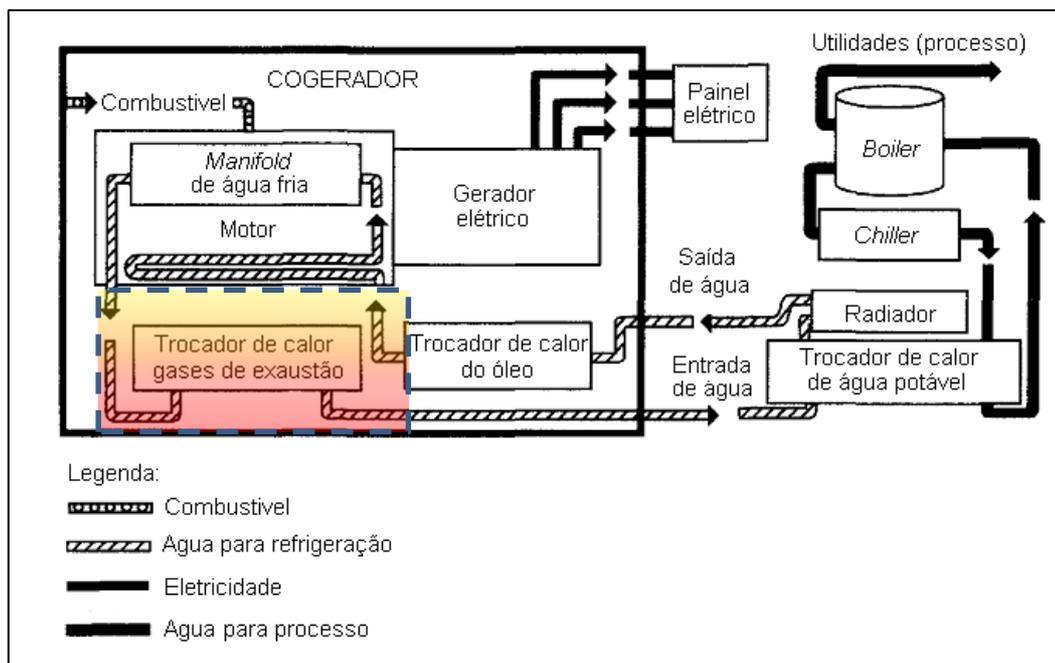


Figura 4 – Configuração básica de um sistema GMG com recuperação de calor dos fluidos de trabalho. Fonte: Adaptado de KOLANOWSKI, 2003.

3.2 Trocadores De Calor

Como já mencionado anteriormente, os trocadores de calor são equipamentos que visam propiciar a troca de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas, não permitindo na maioria dos casos o contato direto entre os dois fluidos, existindo então mutuamente os processos de convecção de cada lado da superfície onde existe o escoamento dos fluidos e condução na parede que separa os dois fluidos. Haja vista que o equipamento envolve as duas formas de transferência de calor supracitadas, se considera em seu dimensionamento um parâmetro denominado coeficiente global de transferência de calor, U , que será discutido mais detalhadamente na seção 3.6 e considera a contribuição de todos os efeitos envolvidos no processo de troca.

3.2.1 Tipos de Trocadores de Calor

Existem inúmeras configurações que compõem os diferentes tipos de trocadores de calor utilizados nas aplicações de engenharia. Dentre eles os mais conhecidos são os: (a) trocadores de calor de tubos concêntricos, (b) de escoamento cruzado, (c) casco e tubo e (d) tipo placa (Figura 5).

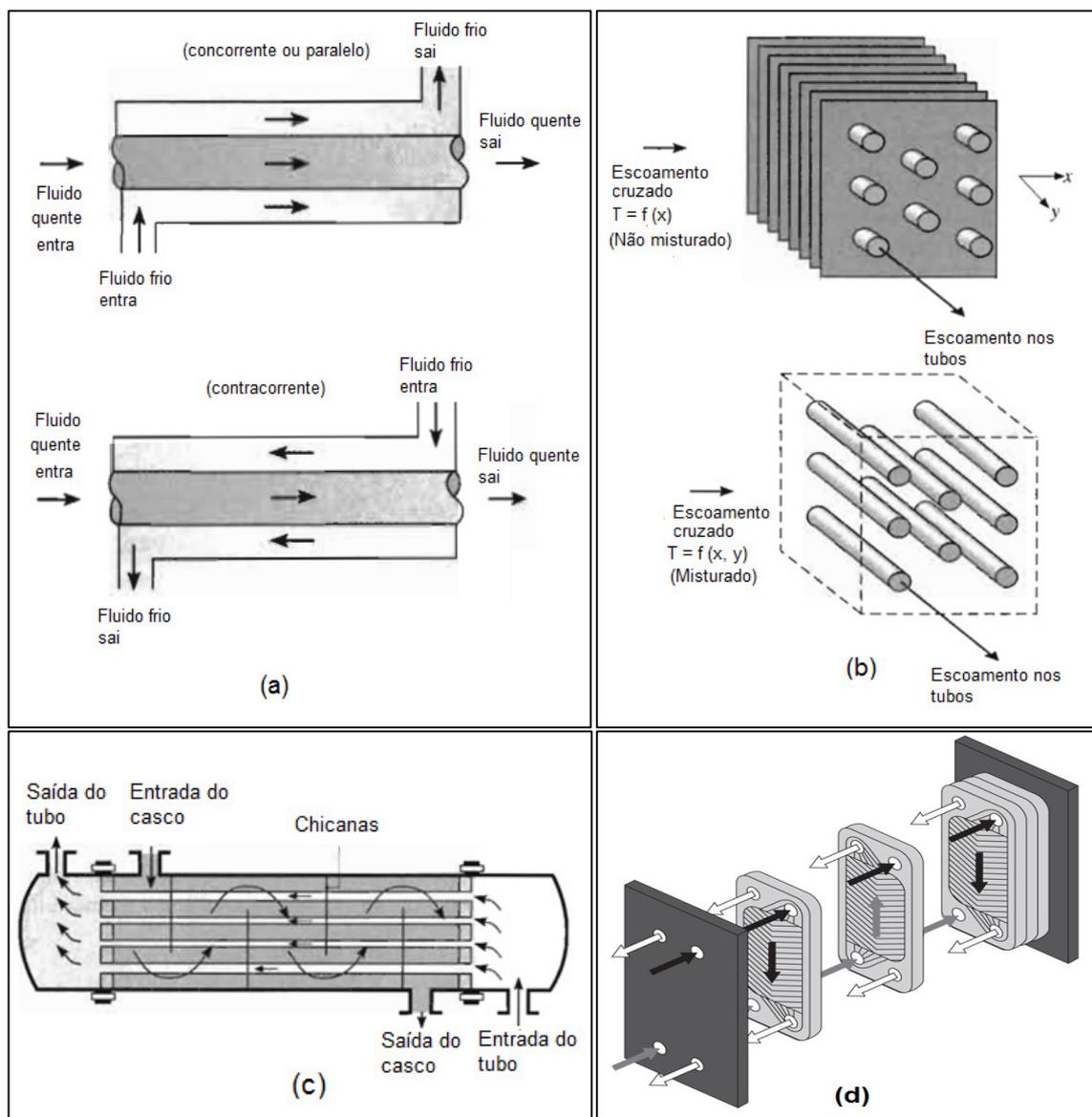


Figura 5 – Tipos de trocadores de calor. (a) concêntrico, (b) escoamento cruzado, (c) casco e tubo e (d) placas. Fonte: Adaptado de INCROPERA, 2008.

O trocador de calor apresentado na Figura 5.a é a configuração mais simples e tem duas variações, o fluido quente e frio se movendo no mesmo sentido (concorrente ou paralelo) ou em sentidos opostos (contracorrente) apresentando perfis de temperatura dos fluxos de entrada e saída dos fluidos quente e frio diferentes para cada arranjo.

A configuração apresentada na Figura 5.b é o trocador de calor de escoamento cruzado, ele é o indicado para aplicação que envolve a troca de calor gás-líquido onde geralmente o gás flui do lado que possui as superfícies estendidas

(aletas) e o líquido escoar internamente aos tubos. O trocador de escoamento cruzado pode ser configurado com o fluido externo misturado e não misturado, a condição para ocorrer a mistura é se a configuração do lado externo permitir que o gás se mova também na direção y e a temperatura seja função das coordenadas x e y . Outras duas configurações de trocadores também utilizados são demonstrados nas figuras 5.c e 5.d, casco e tubos e tipo placa respectivamente, que são utilizados para troca de calor líquido-líquido (CENGEL, 2002; INCROPERA, 2008).

3.2.2 Trocador de Calor de Escoamento Cruzado

A transferência de calor em escoamento através de trocadores de escoamento cruzado é de grande importância na concepção de trocadores de calor. Nesse tipo de trocador, bancos de tubos são normalmente dispostos em forma de linha ou alternados e são caracterizados pelos passos: transversal - St , longitudinal - Sl e diagonal - Sd . Tipicamente, um fluido move-se no interior dos tubos, enquanto que o outro líquido, a uma temperatura diferente, passa externamente aos tubos (Figura 6).

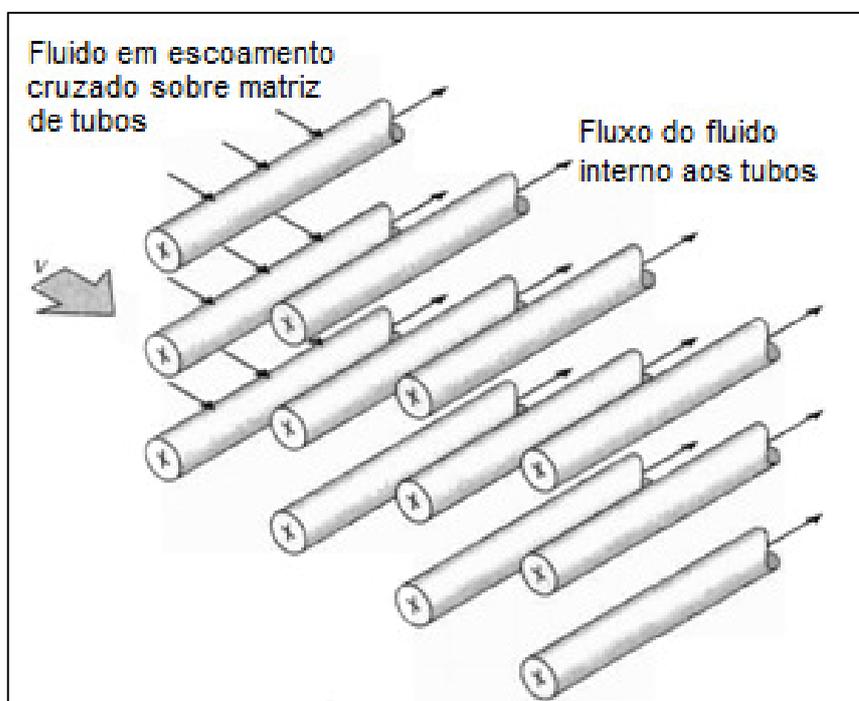


Figura 6 - Esquema simplificado de matriz de tubos em escoamento cruzado.

Fonte: INCROPERA, 2008.

No escoamento em matrizes de tubos, o escoamento que ocorre internamente aos tubos pode ser analisado através de um único tubo e o seu resultado multiplicado para o número de tubos existentes. Já para o lado externo, não se pode proceder dessa maneira, pois o escoamento sobre os tubos tem seus padrões e níveis de turbulência afetados dependendo do arranjo em que os tubos são configurados de acordo com o apresentado na Figura 7, sendo os arranjos da linha superior do tipo alinhado e os da linha inferior do tipo alternado, com os sentidos do fluxo indicados pelas setas (CENGEL, 2002).

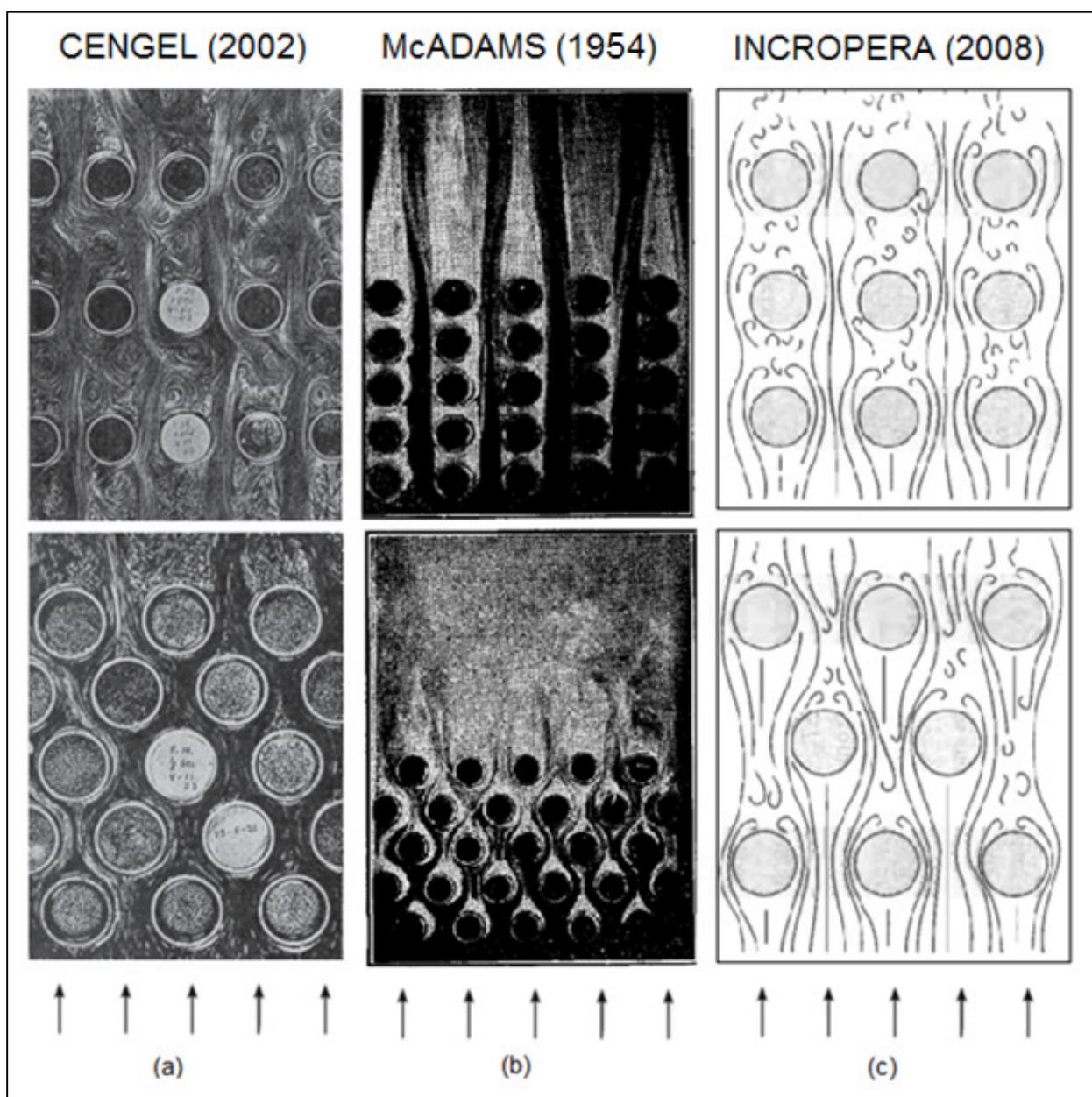


Figura 7 - Condições de Escoamento em tubos Alinhados e Alternados apresentados.

Fonte: CENGEL, 2002; McADAMS, 1954; INCROPERA, 2008

Os tubos alinhados à jusante da primeira coluna no arranjo alinhado encontram-se no interior das esteiras turbulentas dos tubos à montante, os coeficientes convectivos associados às colunas posteriores só são relevantes caso se tenha passos longitudinais (distância entre centros de tubos no sentido do escoamento), elevados, o que acarreta em trocadores de calor com volumes elevados (CENGEL, 2002). Canais de escoamento preferenciais são formados entre as colunas de tubo, o que atribui ao arranjo alinhado, para mesma velocidade de escoamento do gás, coeficiente convectivo menor que no arranjo alternado. Para o arranjo alternado, a trajetória do escoamento principal é mais tortuosa, e uma maior parte da área superficial dos tubos à jusante permanece na trajetória das partículas do fluido (INCROPERA, 2008).

Experimentos executados por Wang, *et. al.* (1997) avaliaram a transferência de calor e características de queda de pressão em trocadores de calor de tubos aletados. Neste estudo, foram utilizadas 18 amostras tubos aletados com diferentes parâmetros geométricos, testadas em um túnel de vento, variando o número de linhas de tubos, distância entre os tubos, e arranjos de fluxo (alternado e alinhado). Os resultados foram apresentados através de gráficos de fator de atrito f de Fanning¹ e o j de Colburn² versus o número de Reynolds com base no diâmetro do tubo no intervalo de 400 a 8000. Verificou-se que a inclinação da aleta teve efeito negligenciável sobre o fator j de Colburn, e o efeito das linhas de tubos em relação ao atrito foi desprezível.

Wang, *et. al.* (1999) investigou o desempenho do lado ar de trocadores de calor com tubos aletados com geometria plana através de experimentos. Um total de 12 configurações foram testadas e comparadas. Efeitos na variação do passo e no número de fileiras de tubo foram examinados. Os resultados dos testes indicaram que o aumento de desempenho de transferência de calor ocorreu com redução de fileiras para $NF = 1$. No entanto, para $NF \geq 4$, o efeito do passo sobre o desempenho de transferência de calor foi invertido. Além do efeito da variação do passo, o desempenho do coeficiente de transferência de calor diminuiu com o aumento do número de fileiras de tubos e o fator de atrito não foi significativamente alterado com a variação do número de fileira de tubos. Com base nos resultados do teste e

¹ Parâmetro adimensional relacionado à tensão de cisalhamento das partículas na parede dos tubos.

² Parâmetro adimensional relacionado à teoria da camada-limite para transferência de calor.

aqueles a partir de investigações anteriores, foi proposta uma correlação geral para descrever a atuação das aletas no lado do ar.

Khan, *et. al.* (2006) investigou analiticamente a transferência de calor a partir de bancos de tubos de fluxo cruzado com condição de contorno isotérmica. Para este propósito, um volume de controle foi determinado a partir da quarta linha de um tubo uma célula unitária para estudar a transferência de calor a partir dos arranjos alinhado e alternado. Um método integral de análise de camada limite foi utilizado para derivar expressões de forma fechada para o cálculo da média de transferência de calor dos tubos de um banco, que puderam ser utilizados para determinar a influência de alguns parâmetros, incluindo passo longitudinal, passo transversal, número de Reynolds e número de Prandtl. O estudo concluiu que os dois arranjos são interessantes para aplicação em trocadores de calor, que os coeficientes de transferência de calor dependem dos passos longitudinais e transversais, que para ambos os arranjos os trocadores mais compactos resultam em taxas de troca de calor maiores que os mais espaçados, e que a taxa de transferência de calor é maior no arranjo alternado.

Tang, *et. al.* (2009) realizou experimentos sobre a transferência de calor e característica de atrito de cinco tipos de trocadores de calor com tubos aletados, com o número de linhas de tubos $NF = 12$, diâmetro dos tubos $D_2 = 18$ mm. A transferência de calor e as correlações do fator de atrito para diferentes tipos de trocadores de calor foram obtidos com os números de Reynolds variando na ordem de 4.000 a 10.000. O desempenho das cinco configurações foi avaliado e mostrou-se que uma configuração de aletas mista (combinando duas das soluções consideradas na pesquisa) teve um desempenho melhor do que as demais isoladamente. Com base nas correlações de dados numéricos, a otimização do algoritmo foi realizada, e os resultados da otimização indicaram que o aumento do ângulo de ataque ou comprimento da aleta aliada a diminuição da altura da aleta melhorou o desempenho do trocador. Os resultados de transferência de calor obtidos analiticamente foram comparados com o método numérico. O erro médio para o fator j de Colburn e para o fator f de Fanning foi de 1,5% e 2,2% respectivamente.

Kundu e Das (2009) analisaram o desempenho das aletas planas para trocadores de calor tubo-aletado tanto para o arranjo alinhado quanto alternado,

foram considerados arranjos regulares em forma de quadrado e triângulo. A análise foi feita por uma técnica semi-analítica e um esquema generalizado de otimização com base na técnica do multiplicador de Lagrange, o resultado mostrou que independentemente do volume, da espessura das aletas e da quantidade de aletas, matrizes de tubos quadradas e triangulares são os arranjos ótimos para tubos alinhados e alternados. Segundo o autor, a importância desse resultado se dá devido ao fato de que tal conclusão só era realizada intuitivamente até o momento.

Lee, *et. al.* (2010) realizou estudo no qual as características de transferência de calor do lado do ar em trocadores de calor de tubos retangulares aletados foram medidos e analisados, variando o passo das aletas, número de fileiras de tubo e alinhamento do tubo sob condições de congelamento. Duas correlações empíricas foram desenvolvidas separadamente para prever o fator-j de Colburn para os tubos organizados de modo alinhado e alternado, respectivamente, como uma função do número de Reynolds, o número de Fourier, o número de linhas de tubos, e diâmetro hidráulico adimensional normalizado pelo passo das aletas. O autor encontrou para as previsões das correlações a partir dos dados medidos desvio médio de 1,31% para o feixe de tubos alinhados e 0,65% para as fileiras de tubos organizados de modo alternado.

Wang, *et. al.* (2011) verificou experimentalmente o desempenho do lado ar do trocador de calor de tubos aletados com um tubo diâmetro externo $D_2 = 16,59$ mm e com fileiras de tubos variando de $NF = 1$ a 16. Constatou-se que o efeito da variação do número de fileiras sobre o desempenho da transferência de calor foi muito significativo, e o desempenho da transferência de calor foi prejudicado com o aumento da linha de tubos. A queda de desempenho foi especialmente verificada na região de baixo número de Reynolds. Foi encontrado 85% de diminuição do desempenho de transferência de calor quando o número de fileiras foi aumentado de 1 a 16. Em relação ao coeficiente de atrito uma dependência inesperada em relação ao número de fileiras foi encontrada. O efeito da inclinação da aleta sobre o desempenho do lado ar é relativamente pequeno para $NF = 1$ ou 2. No entanto, uma diminuição notável do desempenho da transferência de calor foi encontrada quando o número de fileiras foi aumentado, e o desempenho em relação ao atrito está associado com a inclinação das aletas.

Portanto, a partir dos estudos apresentados percebe-se que o desempenho dos trocadores está diretamente relacionado com o arranjo e a configuração dos tubos dentro da matriz do trocador, número de fileiras, número de tubos por fileira, passos longitudinal e transversal e diâmetro dos tubos. Esses parâmetros regem a transferência de calor no equipamento e interferem diretamente na taxa de transferência e nos números adimensionais que caracterizam o equipamento. Tais resultados são extremamente úteis para o desenvolvimento deste trabalho e servem como base para a seleção das variáveis de interesse utilizadas nesse projeto que serão apresentadas no Capítulo 4.

3.3 Abordagens no Dimensionamento de Trocadores de Calor

No dimensionamento de trocadores de calor, duas abordagens são amplamente utilizadas e discutidas na literatura, e trazem em seu desenvolvimento limitações e vantagens da sua utilização. Essas abordagens são a Média Logarítmica de Diferenças de Temperaturas - MLDT e o Método da efetividade ϵ -NUT.

O método MLDT é aplicado na análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos de trabalho são conhecidas, especificadas, ou podem ser obtidas através da aplicação direta das equações de balanço de energia. Se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, o uso desse método envolve um processo iterativo trabalhoso desinteressante para a análise do trocador de calor (INCROPERA, 2008). O cálculo da taxa de transferência de calor é obtida pelo produto do coeficiente global de troca, da área total de troca e da verdadeira diferença de temperatura entre os fluidos do trocador:

$$q_{hx} = U_i \cdot A_{total;troca} \cdot \Delta T_{ml;corr} \quad (3.1)$$

A variável $\Delta T_{ml;corr}$ é obtida através da média logarítmica da diferença de temperaturas multiplicada por um fator de correção $0 < F_{corr} \leq 1$ para cada configuração de trocador de calor considerado, que para o atual caso através das Equações 3.2 e 3.3.

$$\Delta T_{ml;corr} = \Delta T_{ml} \cdot F_{corr} \quad (3.2)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]} \quad (3.3)$$

Como em muitas ocasiões de projeto as temperaturas de entrada e saída dos fluxos dos fluidos são desconhecidas, utiliza-se o Método da Efetividade – ϵ -NUT de modo que para definir a efetividade de um trocador de calor, se determina a troca de calor máxima possível – q_{max} , considerando um trocador com comprimento infinito, e calculam-se as capacidades caloríficas dos fluidos com apenas dois valores de temperatura, por exemplo, temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, obtendo-se a taxa de transferência real do trocador - q , e a efetividade - ϵ é a razão entre a taxa real e a máxima teórica. A razão entre a capacidade calorífica máxima e mínima é denominada C_r e utilizada para o cálculo do NUT. A sigla NUT refere-se a Número de Unidades de Transferência e é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor. Para o trocador de escoamento cruzado com um fluido misturado e outro não misturado é aplicada a Equação 3.10 (CENGEL, 2002).

$$C_f = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot c_{p;\text{agua}} \quad (3.4)$$

$$C_q = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot c_{p;\text{gas}} \quad (3.5)$$

$$C_r = \frac{C_q}{C_f} \quad (3.6)$$

$$q = C_f \cdot (T_{\text{agua;sai}} - T_{\text{agua;ent}}) \quad (3.7)$$

$$q_{max} = C_q \cdot (T_{\text{gas;ent}} - T_{\text{agua;ent}}) \quad (3.8)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.9)$$

$$NUT = \frac{-1}{C_r} \cdot \ln (C_r \cdot \ln (1 - \epsilon) + 1) \quad (3.10)$$

3.4 Superfícies Estendidas (Aletas)

Quando se têm como objetivo o acréscimo de troca de calor entre uma estrutura e o fluido em sua vizinhança, uma prática comum é utilizar uma superfície estendida anexada à superfície primária. As superfícies estendidas são utilizadas para aumentar artificialmente a área de troca de calor, embora, segundo Chapman (1969) a temperatura média da superfície seja reduzida; se aplicadas corretamente as aletas proporcionam um acréscimo global na taxa transferência de calor entre a estrutura e o fluido ambiente, ou os fluidos existentes no processo.

As formas mais comuns de utilização em aplicação na engenharia são aletas planas (retangulares), anulares (cilíndricas) e cônicas, que estão representadas na Figura 8. Cada geometria de aleta possui parâmetros de avaliação que permitem calcular a sua eficiência, e também área e volume, maiores detalhes sobre esses cálculos para o atual trabalho serão apresentados no capítulo quatro.

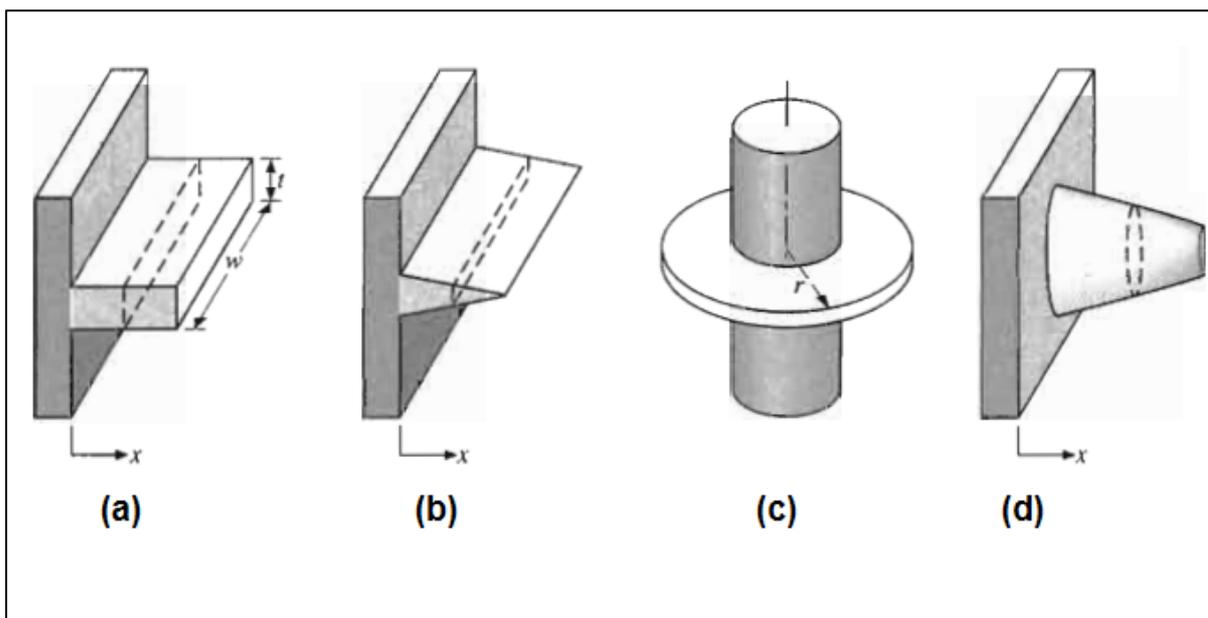


Figura 8 - Formas comuns de aletas. (a) Plana; (b) Plana de seção não uniforme; (c) Anular; (d) Cônica. Fonte: INCROPERA, 2008.

As superfícies estendidas são na maioria dos casos aplicada por uma série de aletas anexadas à superfície primária, alguns parâmetros geométricos são de suma importância para o entendimento do desenvolvimento do estudo e são mostradas na Figura 9. Os parâmetros a se destacar a seguir são: t – espessura da aleta, r_1 – raio

da base da aleta, r_2 – raio do topo da aleta, T_b – temperatura da base da aleta, S – espaço entre aletas, L – altura da aleta e H é o comprimento do tubo.

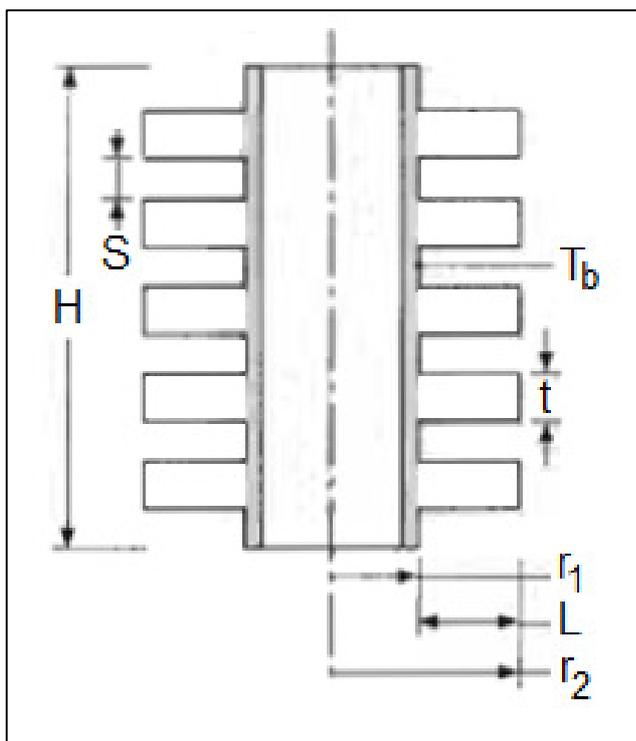


Figura 9 - Conjuntos de Aletas Anulares em um Tubo. Fonte: Adaptado de INCROPERA (2008).

Existem diversos métodos de fabricação e tipos de aletas disponíveis comercialmente, e eles possuem diferenças no tocante a restrições dimensionais e produtividade em relação à manufatura das aletas, no presente momento será discutido o conceito de resistência térmica de contato (Figura 9) e a relação com os métodos de fabricação existentes. Alguns dos modos que uma aleta pode ser anexada à superfície primária são: sob pressão (através de fendas na superfície primária), soldadas, coladas com adesivos apropriados ou usinadas diretamente à parede do material.

No caso em que as aletas são usinadas como parte da parede a qual elas se projetam, não há resistência de contato em suas bases, e a troca de calor é feita de modo mais eficaz através da parede do material que separa os dois fluidos do processo além de suportar temperaturas mais elevadas. Entretanto, para todos os outros demais casos, as aletas são fabricadas separadamente e depois são fixadas à parede através de métodos de soldagem ou adesivos. Nesses casos há uma resistência térmica de contato que pode prejudicar o desempenho térmico global, e a

resistência efetiva para a configuração deve levar a resistência de contato em consideração (INCROPERA, 2008).

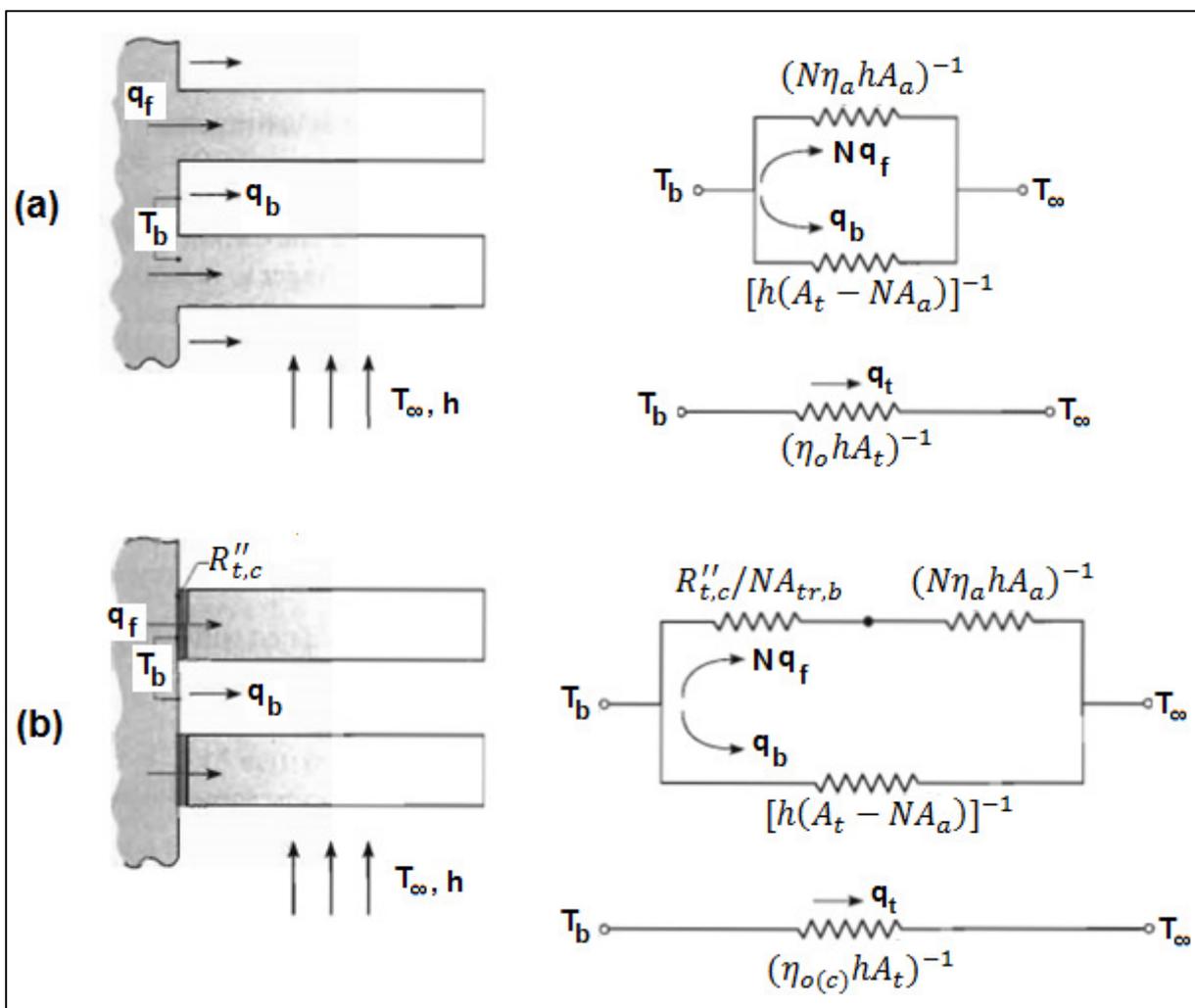


Figura 10 - Conjunto de Aletas e Circuito térmico. (a) Aletas integradas à base. (b) Aletas fixadas na base. Fonte: INCROPERA, 2008.

Em relação ao método de fabricação das aletas, serão apresentadas as aletas helicoidais colocadas sob pressão e soldadas, as aletas integradas anulares e as aletas integradas longitudinais, suas condições e indicações de quais processos elas se aplicam.

As aletas helicoidais colocadas sob pressão³ são reconhecidas na maioria dos casos como dos tipos L, LL, G e KL (Figura 11) e estão disponíveis para os materiais: aço carbono, aço inox, alumínio, cobre e latão (TROCALOR, 2006).

³ Alguns fabricantes podem utilizar denominações diferentes.

As aletas do tipo L são enroladas em torno do tubo e fixadas em cada extremidade da série de aletas, esse tipo propicia alguma proteção para a superfície do tubo e são indicadas para uso em aplicações de refrigeração com temperatura limite de 120 °C (TSI, 2013).

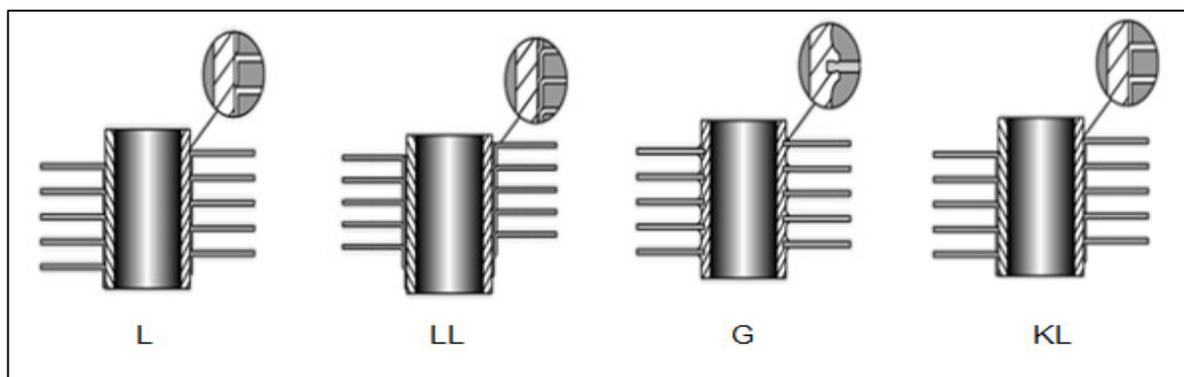


Figura 11 - Aletas helicoidais colocadas sob pressão. Fonte: TSI - Tube Supply International (2013).

Por sua vez, as aletas do tipo LL são também enroladas em torno do tubo, com uma fita sobreposta aos pés das aletas, isso dá boa proteção à superfície do tubo e o limite superior de temperatura é de 180 °C. As aletas do tipo G são embutidas na parede exterior do tubo através de fendas, e apesar de suportar temperaturas de até 450 °C não dão proteção à parede do tubo. Finalmente as aletas do tipo KL são enroladas em torno do tubo; o pé é enrolado na superfície exterior do tubo, pré recartilhada e fixada em cada extremidade, proporciona proteção à superfície elevada em comparação com o tipo L ou LL e são utilizadas para aplicações em temperaturas até 250 °C (TSI, 2013).

As aletas helicoidais soldadas são utilizadas em caldeiras, fornos e aquecedores. São anexadas ao tubo por meio de soldagem de resistência elétrica de alta frequência, a fim de promover ligação eficiente e confiável termicamente. Estão disponíveis nas formas contínuas ou serrilhadas (segmentadas) e tanto uma visualização do processo de fabricação quanto os aspectos das aletas podem ser verificados na Figura 12.

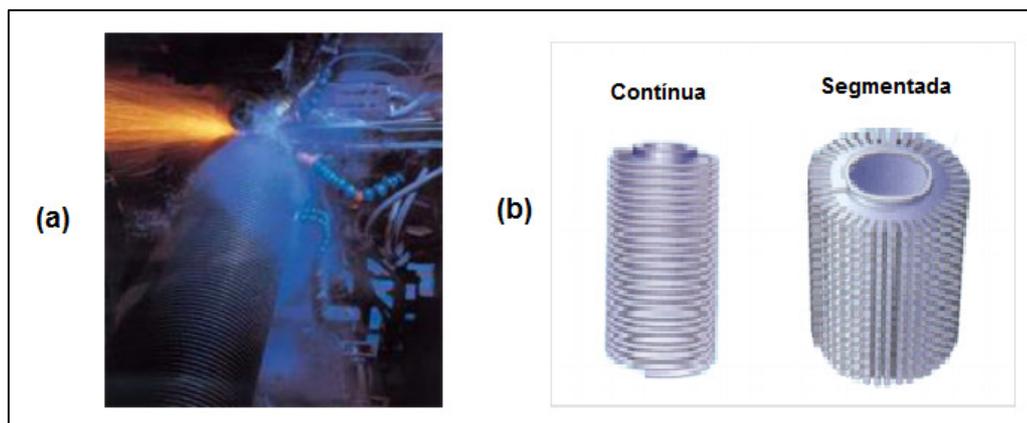


Figura 12 - Aletas helicoidais soldadas (a) Processo de Fabricação; (b) Aleta Contínua e Segmentada. Fonte: TSI - Tube Supply International (2013).

As aletas usinadas diretamente na parede do tubo (Figura 13) visam aumentar o desempenho de transferência de calor de fluidos ao mesmo tempo em que minimiza o tamanho e o custo do trocador de calor. As condições em que são indicadas a utilização dessa solução são: (1) quando o fluido interno ao tubo é água ou vapor condensando; (2) quando o coeficiente convectivo do fluido externo é três ou mais vezes menor que as do fluido interno; (3) quando o fator de incrustação envolvido no processo é severo e; (4) quando o fluido do lado externo dos tubos é vapor ou gás. Os materiais os quais podem ser fabricados aletas usinadas são: cobre, cobre-níquel, aço carbono e aço inoxidável. As temperaturas limites variam de acordo com o material utilizado (TSI, 2013).

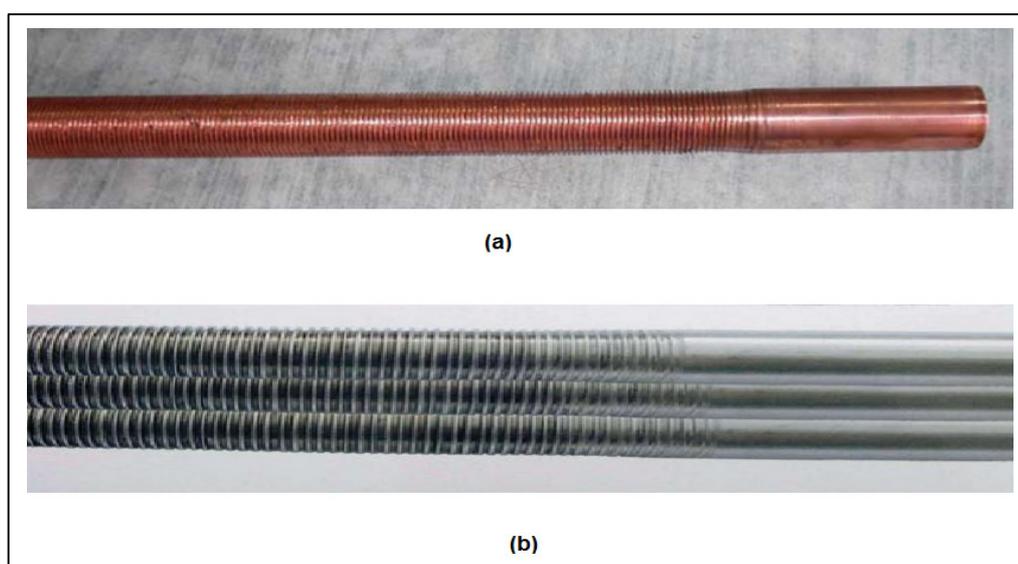


Figura 13 - Aletas anulares integradas à parede dos tubos. Feitas em (a) cobre; (b) aço inoxidável. Fonte: TSI - Tube Supply International (2013).

As aletas longitudinais (Figura 14) são geralmente utilizadas em aquecedores, resfriadores de gás e aquecedores de tanques. Na fabricação realizada pela TSI (2013) elas são formadas a partir de um canal em forma de U, com a base do canal sendo pressionada por laminação e unida ao tubo através de solda a ponto, os canais são soldados ao tubo em pares opostos, porém um método de fabricação que poderia ser também utilizado seria o da extrusão de todo o perfil, principalmente se o material do tubo fosse alumínio. Podem ser fabricadas a partir de materiais soldáveis ou brazáveis e fornecidos em comprimentos retos ou em sifão (TSI, 2013).

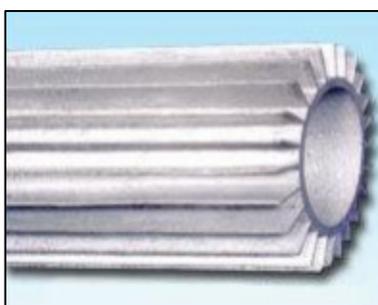


Figura 14 - Aletas Longitudinais. Fonte: TSI - Tube Supply International (2013).

3.4.1 Estudos da Transferência de Calor em Tubos Aletados

Kundu e Das (1997) calcularam dimensões ótimas de aleta para os trocadores de calor de tubos aletados para matrizes de tubos triangulares e retangulares. A dissipação máxima de calor foi obtida por um certo valor de passo, ou espessura da aleta para um volume fixo. Com base na análise matemática, curvas foram construídas para conceber o projeto com dimensões ótimas para as aletas.

Kuvannarat, *et. al.* (2006) investigou o efeito da espessura da aleta no lado do ar de um trocador de calor sob condições de desumidificação. Um total de 10 configurações foram testadas com a variação da espessura da aleta - $t = 0,115$ mm e $0,25$ mm. Para um trocador de calor com duas fileiras ($NF = 2$) e espaço entre aletas - s de $1,41$ mm, o efeito da espessura da aleta sobre o coeficiente de transferência de calor é considerável. Os coeficientes de transferência de calor para $t = 0,25$ mm foi cerca de 5-50% mais elevado do que aqueles para $t = 0,115$ mm enquanto que a queda de pressão para $t = 0,25$ mm é de cerca de 5-20%

superiores. A dependência do coeficiente de transferência de calor relacionada a espessura da aleta foi atribuída à interação mais eficaz entre o fluxo principal e o fluxo devido ao vórtice foi causado pelo efeito da condensação do fluido utilizando $t = 0,25$ mm. A diferença máxima de coeficientes de transferência de calor para $N = 2$ e espaçamento entre aletas de 2,54 milímetros sujeito à influência da espessura da aleta reduziu cerca de 20%, e não foi encontrada nenhuma diferença no coeficiente de transferência de calor quando a velocidade frontal superou 3 m/s. Para $NF = 4$ e espaçamento entre aletas igual a 2.54 mm, a influência da espessura da aleta sobre os coeficientes de transferência de calor diminuiu consideravelmente. Isto foi devido ao arranjo alinhado dos tubos, e aos vórtices formados à jusante do canal ondulado. Com base nos resultados de teste, uma correlação foi proposta para descrever o desempenho para configurações de aleta no lado do ar.

Rathod, *et. al.* (2007) afirma que quando uma superfície estendida é necessária somente do lado de um fluido (como num trocador de calor líquido-gás) ou quando a pressão de operação precisa ser reduzida no lado de um fluido, um trocador de tubo aletado pode ser selecionado com os tubos nas formas: circular, retangular ou elíptica. O autor realizou a avaliação do desempenho de tubos aletados na forma retangular (*flat tube fin heat exchangers* - FTFHE) com diferentes configurações. O desempenho térmico de cada configuração foi avaliado com base no método ϵ -NUT. Os dados de pesquisas realizadas por Kays e London na forma de gráficos foram traduzidos em relações algébricas e aplicados em rotinas computacionais. Uma correlação de transferência de calor generalizada com base em parâmetros geométricos para a eficácia do permutador de calor foi proposta. A generalização se aplicou estritamente às diferentes geometrias de aleta e à combinação de diferentes fluidos a diferentes temperaturas. A correlação encontrada foi limitada na sua aplicabilidade a gás para trocadores de calor que utilizam apenas água, e as diretrizes foram propostas com uma metodologia alternativa para projetar um FTFHE utilizando parâmetros geométricos, essa metodologia foi comparada com o método ϵ -NUT tradicional.

Os estudos experimentais desenvolvidos por Dong, *et. al.* (2007) sobre a transferência de calor no lado do ar, e características de queda de pressão para 16 configurações de aletas e tubos para trocadores de calor, avaliaram parâmetros incluindo espaço entre aletas - s , altura da aleta - L , a espessura da aleta - t e o

comprimento do fluxo – Dim3. Uma série de testes foi realizada do lado do ar e foram obtidos números de Reynolds da ordem de 500-7500, a uma taxa de fluxo constante do tubo do lado da água de 2,5 m³/h. Os dados de desempenho térmico do lado do ar foram analisados utilizando o método da efetividade ϵ -NUT. Os coeficientes de transferência de calor e os dados de queda de pressão variando o espaçamento entre aletas - s, altura da aleta - h, e comprimento – l, foram relatados em termos de velocidade de ar frontal. Correlações para o fator j de Colburn e fator f de Fanning foram obtidas por análise de regressão e teste de significância. Os autores concluíram que os coeficientes de transferência de calor e a queda de pressão caíram com o aumento do espaçamento entre aletas, com o aumento da altura e da espessura das aletas.

Li e Wang (2010) realizaram estudo experimental sobre a transferência de calor e características de queda de pressão do lado do ar para trocadores de calor com aletas de alumínio soldadas em varias regiões da matriz de tubos lisos. Uma série de testes foram realizados para trocadores com diferentes números de aletas e o número de Reynolds do lado do ar variou entre 400-1600. Os dados de desempenho térmico do lado do ar foram analisados usando o método ϵ -NUT. Os resultados foram apresentados em termos do fator j de Colburn e fator f de Fanning em função do número de Reynolds. Os autores concluíram que os coeficientes de transferência de calor e a queda de pressão para permutadores de calor tendem a decrescer com o aumento do número de Reynolds e tendem a aumentar com o acréscimo do número de regiões aletadas.

Naess (2010) realizou uma investigação experimental de transferência de calor e o desempenho da queda de pressão, utilizando feixes de tubos com aletas serrilhadas. Os feixes foram dispostos no arranjo alternado, e a influência na variação de parâmetros da configuração do feixe de tubos aletados foi apresentada. O coeficiente de transferência de calor atinge um máximo quando as áreas de fluxo nos planos transversais e diagonal eram iguais. Um aumento no passo das aletas aumenta o coeficiente de transferência de calor, o mesmo foi observado com o aumento da altura da aleta. O coeficiente de queda de pressão, não revelou influência do arranjo do feixe de tubos para configurações onde o passo era pequeno, mas diminuíram significativamente para os passos mais elevados. Aumentando o passo foi reduzida a queda de pressão, enquanto a variação da

altura da aleta teve efeito insignificante. Segundo Naess (2010) nenhuma das correlações da literatura foi capaz de reproduzir as experiências para toda a faixa de condições testadas.

Martínez, *et. al.* (2011) estudou aletas helicoidais segmentadas de perfil uniforme por meio da teoria quasi-unidimensional combinada com o método da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura - MLDT, para determinar as dimensões ótimas da aleta. No desenvolvimento do trabalho o autor concluiu que a teoria quasi-unidimensional é aplicada para estabelecer o limite inferior da altura da aleta, que é crítico para este tipo de aplicação. No entanto, o método MLDT foi usado para definir o ponto de equilíbrio ótimo por meio do coeficiente de transferência total de calor e da queda de pressão. A metodologia proposta para estimar as dimensões ótimas de aletas helicoidais foi aplicada a um tubo simples com diâmetro externo de 50,8 mm (2 pol) e outro com diâmetro externo de 57,15 mm (2,25 pol). Os resultados calculados demonstraram que o ponto de equilíbrio ótimo foi afetado pelos limites inferiores da altura da aleta. Assim, dois limites inferiores altura da aleta foram definidos, a fim de determinar um desvio máximo do ponto de equilíbrio ótimo, enquanto que o limite superior da altura da aleta foi definido por técnicas físicas e de fatores limitantes. Deste modo, as previsões do ponto ótimo de equilíbrio mostraram um desvio máximo de 8% e um comportamento estável sob a influência de diferentes condições térmicas e de regimes de fluxo associados com vários tamanhos de hélice segmentados e alturas da aleta helicoidal.

3.5 Coeficiente Global de Transferência de calor

Um trocador de calor envolve dois escoamentos de fluidos separados por uma parede sólida. Dentro do seu funcionamento podem ser considerados os fenômenos de transferência de calor por condução e convecção. O calor é primeiramente transferido por convecção do fluido quente até a parede sólida, após isso é transmitido por condução até a outra face e em seguida é transferida novamente por convecção para o fluido frio (CENGEL, 2002).

Portanto para o dimensionamento do equipamento não é possível aplicar somente os coeficientes de convecção de cada fluido separadamente, é necessário então agrupá-los em outro parâmetro, que além desses efeitos leva em conta ainda

os fatores de incrustação dos fluidos envolvidos no processo, a esse parâmetro se dá o nome de coeficiente global de transferência de calor, geralmente denominado pela letra U (McADAMS, 1954).

Pode-se fazer uma analogia às resistências elétricas em série, que no caso são resistências térmicas em série, que estão associadas ao processo de transferência de calor, envolvendo a resistência à condução através da parede do tubo, às resistências à convecção de cada fluido envolvido no processo e aos fatores de incrustação dos gases de exaustão e da água como é apresentado na Figura 15.

O desempenho dos trocadores de calor é deteriorado ao longo do tempo devido ao acúmulo de depósitos de camadas de partículas na superfície de troca e essas camadas representam uma resistência adicional à transferência de calor.

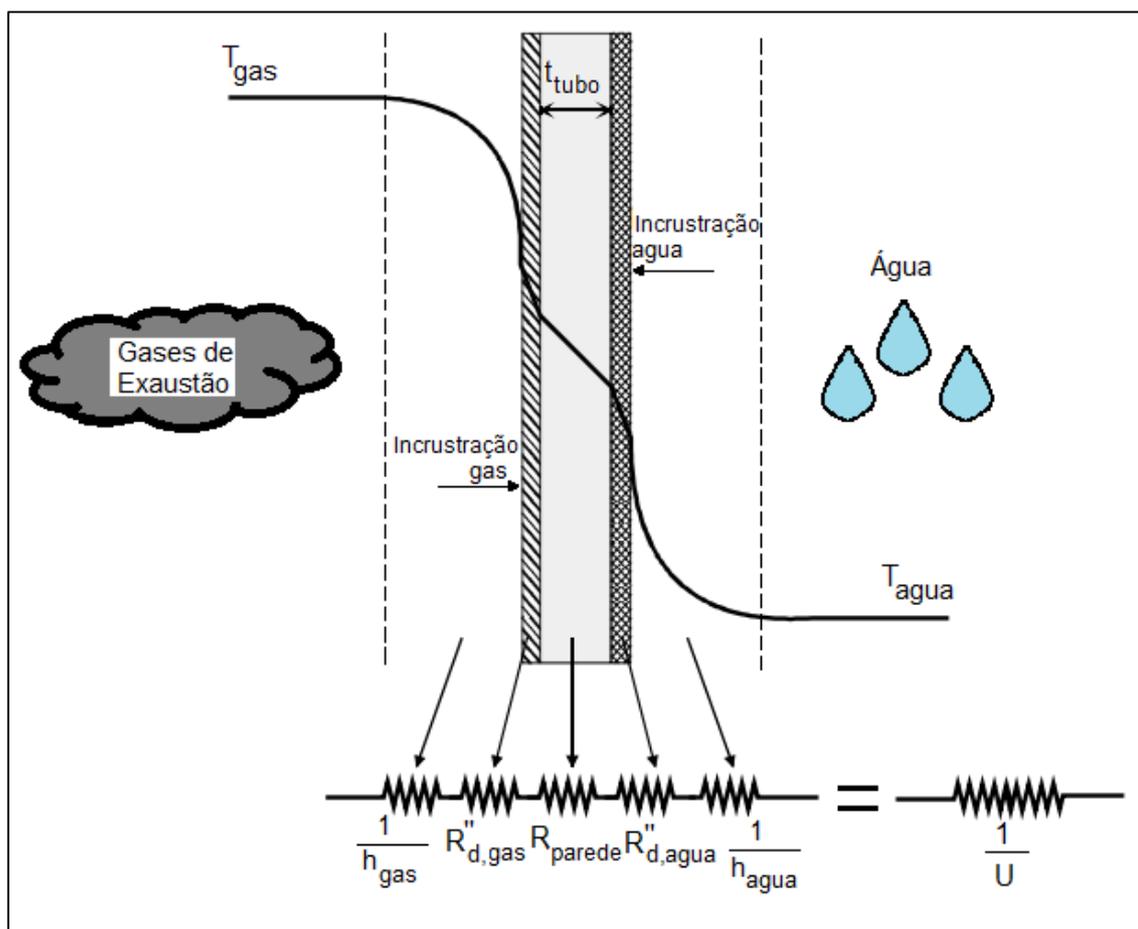


Figura 15 - Rede de Resistência Térmica associada ao trocador de calor

O coeficiente global de troca é diretamente influenciado pelo arranjo da matriz de tubos no trocador. As condições de escoamento no interior da matriz são dominadas pelos efeitos de separação da camada-limite e interações das esteiras, e

devido a isso, influenciam nos mecanismos de transferência de calor por convecção (INCROPERA, 2008).

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo é determinado pela sua posição na matriz, em um tubo da primeira coluna o coeficiente tem pouca variação em relação ao escoamento cruzado sobre um único tubo, porém, coeficientes de calor maiores estão associados aos tubos localizados nas colunas internas. Os tubos localizados nas primeiras colunas atuam como uma malha geradora de turbulência, que aumenta o coeficiente de transferência de calor no lado dos gases nas colunas seguintes até aproximadamente a quarta ou quinta coluna e a partir de então se estabiliza para a maioria dos casos (INCROPERA, 2008).

Grillot (1997) realizou estudo voltado para a aplicação de trocadores em ambientes industriais e suas limitações quanto ao fator de incrustação. O principal objetivo deste projeto foi o de definir as condições em que trocadores de calor compactos poderiam ser usados com líquidos. O problema foi tratado por abordagens fenomenológicas em estudos genéricos que foram destinados a isolar um determinado fenômeno, a fim de modelá-lo por experimentos na indústria. Os resultados obtidos possuem grande importância na área de projeto, mitigação e prevenção, alguns estudos específicos sobre o desenvolvimento e a utilização de sistemas de monitoramento. Todas estas abordagens foram utilizadas a fim de facilitar o dimensionamento dos equipamentos e na detecção e prevenção de formação de incrustações no interior do trocador de calor compacto no campo.

Chen, *et. al.* (2012) utilizou métodos experimentais e numéricos para determinar o coeficiente de transferência de calor médio e coeficiente de transferência de calor sob a situação isotérmica em um trocador de calor com duas fileiras de tubos aletados, com quatro tubos circulares no arranjo alternado e variando a velocidade do ar e espaçamento entre as aletas. As medições experimentais de temperatura na superfície dos tubos, temperatura do ar e velocidade do ar foram obtidas a partir dos sensores existentes no túnel de vento utilizado no estudo. Devido à distribuição não uniforme do coeficiente de transferência de calor, a região de estudo foi dividida em várias sub-regiões da aleta. Os resultados mostram que os valores dos coeficientes aumentam com a velocidade do ar e do espaçamento da aleta para o arranjo alternado. A fim de validar a

confiabilidade dos resultados do estudo, o valor foi comparado com as correlações existentes para o arranjo escalonado.

3.6 Fator f de Fanning e Fator j de Colburn

Um parâmetro de interesse quando se estuda escoamento em bancos de tubos é a queda de pressão, conceituada como a perda irreversível de pressão entre a entrada e saída dos gases no banco de tubos, ou seja, mede a resistência que os tubos oferecem ao escoamento (CENGEL, 2002).

Para o cômputo desse parâmetro é necessário calcular um parâmetro adimensional que tem como origem o mecanismo da tensão de cisalhamento das partículas na parede dos tubos, e é conhecido como fator de atrito f ou fator de atrito de Fanning (homenagem ao pesquisador que elaborou a teoria). O fator j de Colburn diz respeito à teoria da camada-limite para transferência de calor e está relacionado com o fator de atrito através da analogia de Chilton-Colburn.

Esses fatores são geralmente obtidos por ábacos para cada configuração de tubos ou através de estudos experimentais nos quais são desenvolvidos fórmulas semi-empíricas, que serão utilizadas nesse trabalho devido à facilidade em aplicá-las em rotinas computacionais (CENGEL, 2002).

No experimento conduzido por Shi, *et. al.* (2011) foi estudada a utilização de aletas nos tubos de um trocador de calor compacto para recuperar tanto o calor sensível quanto o latente de um gerador de vapor (HRSG – *heat recovery steam generator*). A transferência de calor e características de queda de pressão do trocador de calor de tubos aletados foi estudada teoricamente. Foi derivada uma correlação da transferência de calor por convecção-condensação combinados, utilizando uma analogia aos modelos de transferência de calor e massa. Os resultados experimentais mostraram que o fator j de Colburn e o coeficiente f de atrito para o ar úmido são maiores do que aqueles para o ar seco. Também foi encontrado que a diferença do fator f entre o ar húmido e o ar seco diminui à medida que o número de Reynolds do lado do ar é aumentado e que o fator de atrito f aumenta com a elevação da concentração do vapor de água.

Junqi, *et. al.* (2007) testou um total de 11 trocadores de calor de escoamento cruzado com tubos aletados. Uma série de testes foi realizada do lado do ar e foram obtidos valores para o número de Reynolds situados no intervalo entre 800-6500, com diferentes passos de aleta, comprimentos da aleta e alturas de aleta, a uma vazão volumétrica constante do tubo do lado da água de 2,5 m³/h. Os dados de desempenho térmico do lado do ar foram analisados usando o método da efetividade ϵ -NUT. As características de transferência de calor e a queda de pressão para os parâmetros geométricos diferentes foram relatados em termos do fator j de Colburn e o fator f de Fanning, como uma função do número de Reynolds. Os efeitos da diminuição da espessura, altura e comprimento da aleta da aleta sobre o desempenho da transferência de calor e a queda de pressão foram examinados. As correlações gerais de fatores j e f e foram derivadas por análise de regressão linear múltipla e teste de significância. Os resultados apresentados indicam que os fatores f e j aumentam com o aumento do espaçamento entre as aletas para o mesmo número de Reynolds, o fator j aumenta com a altura da aleta e o fator f como função do número de Reynolds não possui dependência da altura da aleta.

3.7 CFD (Computational Fluid Dynamics) - Fluido Dinâmica Computacional aplicada ao projeto de Trocadores de Calor

A Fluido Dinâmica Computacional (CFD) tem se mostrado uma ferramenta de fundamental importância em aplicações de engenharia que envolvem fenômenos de escoamento de fluidos, transferência de calor e massa. Tal utilização tem sido atribuída à versatilidade e generalidade dos métodos numéricos para a simulação de problemas de engenharia e à relativa simplicidade de aplicação dessas técnicas, que estão incluídas em diversos pacotes comerciais de *softwares* que podem inclusive serem executados em computadores pessoais (MALISKA, 2010).

Os métodos tradicionais para solução numérica de equações diferenciais são três: MDF – Método das Diferenças Finitas, MEF – Método dos Elementos Finitos e MVF – Método dos Volumes Finitos. Historicamente o MDF era aplicado à problemas de escoamento de fluidos e o MEF à problemas de elasticidade, porque os problemas de escoamento são altamente não lineares por envolverem as equações de Navier-Stokes enquanto os de elasticidade se comparam a problemas

puramente difusivos da transferência de calor que têm característica linear (MALISKA, 2010).

Entretanto com o passar do tempo e o desenvolvimento de novas interpetrações físicas motivaram a pesquisa para a utilização do MVF em problemas envolvendo escoamento de fluidos. O grande diferencial do MVF em relação ao MDF é que o primeiro realiza um balanço da conservação da propriedade para cada volume elementar para obter uma equação aproximada equivalente, enquanto o MDF realiza simplesmente a substituição do operador diferencial pelo seu correspondente numérico. Portanto, nos pacotes comerciais o MVF é o mais utilizado, haja vista às suas características conservativas, que é de extrema importância para satisfazer os princípios de conservação em nível discreto (MALISKA, 2010).

Bhutta, *et. al.* (2012) realizou uma revisão de literatura concentrada em aplicações de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) no campo de trocadores de calor. Verificou-se que o CFD tem sido utilizado para as seguintes áreas de estudo em vários tipos de trocadores de calor como, por exemplo: má distribuição do fluxo de fluido, incrustações, queda de pressão e análise térmica na fase de projeto e otimização. A qualidade das soluções obtidas a partir destas simulações é em grande parte dentro do intervalo aceitável provando que o CFD é uma ferramenta eficaz para prever o comportamento e o desempenho de uma grande variedade de trocadores de calor.

Estudos de CFD realizados por Erek, *et. al.* (2005) verificaram as influências das mudanças na geometria da aleta sobre a transferência de calor e a queda de pressão de uma aleta de tubo de trocador de calor. O segmento de um décimo da aleta foi usado na modelagem, devido à condição de simetria. Os resultados da transferência de calor, estático, e os valores da queda de pressão total para 10 aletas diferentes foram tabulados e os valores normalizados das mesmas foram obtidos para realizar a comparação dos modelos. A distância entre as aletas foi encontrada para se ter um efeito considerável na queda de pressão. Observou-se que a colocação do tubo aletado na região a jusante afeta positivamente a transferência de calor. Outro resultado importante do estudo é que o aumento da elipticidade do tubo aletado aumentou a transferência de calor e ao mesmo tempo ocorreu uma redução importante na queda de pressão.

4 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Nesse capítulo será apresentado o modelo que foi elaborado para a análise do trocador de calor proposto. A partir dos resultados obtidos nos estudos apresentados no capítulo anterior o modelo do atual trabalho será elaborado, de modo que os principais parâmetros geométricos do equipamento serão estudados, e os cálculos utilizados no dimensionamento serão apresentados, a decisão da configuração do trocador, características geométricas, condições do escoamento, taxa de transferência de calor, dentre outros.

Nesse trabalho será considerado um trocador de calor de escoamento cruzado para servir como conceito para o recuperador dos gases de exaustão. Além de ele ser o mais indicado para troca de calor envolvendo gás-líquido, ele se apresentou como a configuração mais viável em relação às restrições dimensionais para o equipamento que receberá o trocador, simplicidade construtiva, sem demandar custos adicionais com adaptações ou mudanças para sua inserção no sistema aliados à facilidade de manutenção.

A variação da temperatura dos gases de exaustão de um GMG é função da carga do motor. Em um motor Diesel, estima-se que a temperatura dos gases de exaustão irá alcançar o estado estacionário após um período de 5 min a uma determinada carga. Tal fato se atribui à inércia térmica do tubo de gás de exaustão juntamente com material de isolamento a partir do coletor de escape e conjunto do catalisador e silenciador. À medida que a carga do motor aumenta a temperatura do gás de exaustão também aumenta devido à maior liberação de calor do motor. (PANDIYARAJAN, 2011). A operação transiente do equipamento foi desconsiderada nesse trabalho e para o desenvolvimento do modelo foram utilizadas as vazões mássicas e temperatura de entrada e saída dos fluidos do processo de acordo com as apresentadas na Tabela 1, considerando uma operação do GMG (gases de exaustão) e bomba centrífuga (água) em regime estacionário.

Tabela 1 – Informações sobre fluxos de entrada e saída dos fluidos

Grandeza	Água	Gases de Exaustão
Vazão mássica (kg/s)	1,329	0,237
Temperatura de Entrada (K)	303,2	623,2
Temperatura de Saída (K)	315,2	357,2
Pressão (kPa)	567,00	101,32

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a realização do trabalho foram selecionadas seis variáveis de interesse na geometria do trocador de calor, são elas: D_2 – diâmetro externo do tubo aletado; L – altura da aleta; t – espessura da aleta; F_p – número de aletas por metro; D_h – Diâmetro Hidráulico e Dim_1 – Largura da base do trocador de calor. As variáveis apresentadas foram selecionadas, pois o conjunto da alteração dos seus valores influencia diretamente no comportamento do trocador quanto ao seu desempenho, tamanho e custo, além de serem de fácil compreensão dimensional quanto a seus valores. A avaliação dessas variáveis e a relação com o desempenho do equipamento foi objeto de estudo das pesquisas apresentadas no Capítulo 3.

Para matrizes tubulares e leitos recheados, algumas propriedades dos fluidos devem ser avaliadas na temperatura média do fluido, ou seja, na média aritmética das temperaturas de entrada e saída, $\bar{T} = [(T_{ent} + T_{sai})/2]$, portanto para obtenção das propriedades a realização da rotina no EES apresentou grande vantagem pois o software possui bibliotecas internas com propriedades dos fluidos que podem ser escritas como função paramétrica dos valores de temperatura fornecidos no enunciado do problema e a partir de então o cálculo é atualizado com os novos valores das propriedades, que são de extrema importância para o cálculo dos grupos adimensionais e correlações envolvidas no problema.

Uma excessão ocorreu em relação à viscosidade dinâmica dos gases de exaustão, ν , que foi obtida por uma aproximação polinomial de 2ª ordem (Figura 16) que melhor se ajustou aos dados de tabelas disponíveis na literatura, e é função apenas da temperatura de entrada (Equação 4.1) ajustada a partir dos dados das propriedades termofísicas dos gases a pressão atmosférica apresentadas por Incropera (2008).

$$\nu_{\text{gas}} = (9 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{gas;ent}}^2 + 0,0408 \cdot T_{\text{gas;ent}} - 3,7534) \cdot 10^{-6} \quad (4.1)$$

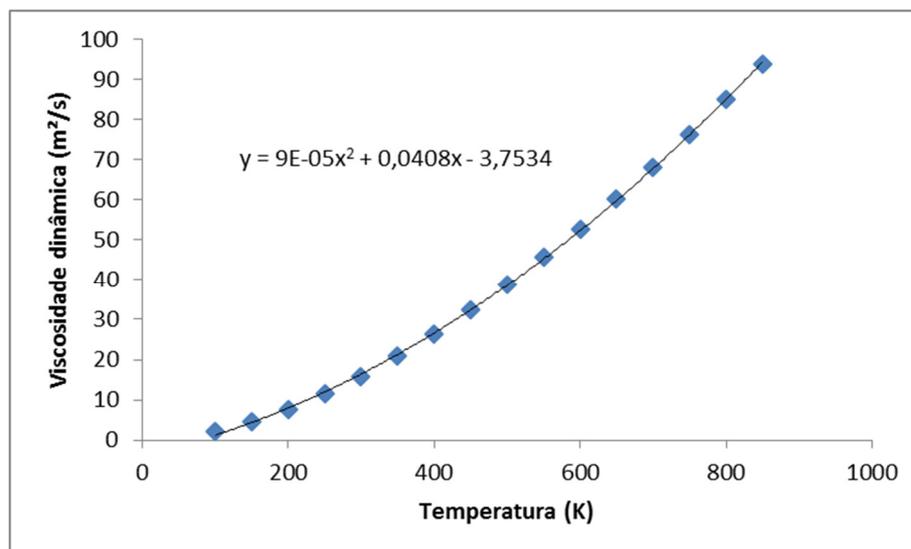


Figura 16 - Curva ajustada para o cálculo da viscosidade dinâmica. Fonte: Elaborado pelo autor.

Existem duas configurações básicas para o arranjo de matrizes tubulares em trocadores de escoamento cruzado, o alinhado e o alternado. Para o atual trocador foi selecionada a configuração alternada, visto que essa configuração geralmente proporciona coeficientes convectivos elevados em relação ao arranjo alinhado. A configuração é caracterizada pelo diâmetro externo dos tubos D_2 , e pelos passos transversal, longitudinal e diagonal, S_t , S_l e S_d respectivamente (Figura 17).

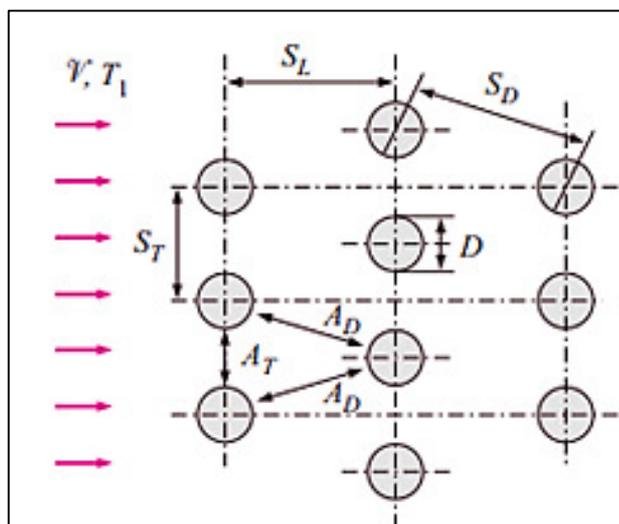


Figura 17 - Arranjo de tubos numa matriz tubular com tubos alternados.

Fonte: Adaptado de CENGEL, 2002.

O número de Reynolds baseado nas correlações que envolvem o escoamento cruzado em matrizes de tubos é o denominado $Re_{D,max}$ que considera a velocidade do fluido máxima dentro da matriz tubular. Para o arranjo alternado a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano A_T quanto no plano A_D (Figura 16), o que irá determinar a sua ocorrência em um plano ou outro é caso as colunas estiverem configuradas de modo que: $2(S_D - D) < (S_T - D)$, sendo essa condição satisfeita a velocidade máxima irá ocorrer no plano A_D , caso contrário, no A_T , e para cada caso será calculada pelas equações 4.2 e 4.3 respectivamente (INCROPERA, 2008).

$$V_{max} = \frac{St}{2 \cdot (S_d - D_2)} \cdot V_{en,gas} \quad (4.2)$$

$$V_{max} = \frac{St \cdot V_{en,gas}}{St - D_2} \quad (4.3)$$

Para caracterização do sistema, é de extrema importância também considerar o equacionamento envolvendo o parâmetro denominado diâmetro hidráulico. Esse parâmetro serve como uma espécie de diâmetro efetivo, que relaciona o espaçamento entre os tubos (S_t , S_l e S_d) e o seu diâmetro D_2 , compensando caso haja variação de um desses com a manutenção dos demais. A definição básica do diâmetro hidráulico é:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{tr}}{P} \quad (4.4)$$

Onde A_{tr} é área da seção transversal do escoamento e P o perímetro molhado. Porém, para o modelo desenvolvido nesse trabalho a definição que se apresenta mais conveniente é o calculado pela Equação 4.5.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_o \cdot L}{A} \quad (4.5)$$

Onde A é a área total de transferência de calor, A_o é a área livre de escoamento e L é o comprimento do trocador longitudinal ao fluxo, representando neste trabalho por $Dim3$. Tal definição é válida para todos os tipos de trocadores de calor, e para o atual caso, que é o de trocadores de escoamento cruzado com tubos aletados, deve ser desdobrada conforme o modelo demonstrado a seguir.

A geometria do núcleo básico de um trocador de calor de escoamento cruzado de passe único com arranjo alternado e tubos aletados é apresentada por

Kuppan (2000) e pode ser visualizada na Figura 18. A área total de troca é considerada através do número de aletas disponíveis no tubo, comprimento dos tubos, diâmetro dos tubos e do número total de tubos existentes na configuração, através das equações: 4.6 - Área da superfície dos tubos menos área bloqueada pelas aletas, 4.7 - Área da superfície aletada e 4.8 - Área total de troca.

$$A_p = \pi \cdot D_1 \cdot (H - t \cdot N_{\text{aletas}}) \cdot N_{\text{total;tubos}} \quad (4.6)$$

$$A_f = \left[2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_2^2 - D_1^2}{4} \right) + \pi \cdot D_2 \cdot t \right] \cdot N_{\text{aletas}} \cdot N_{\text{total;tubos}} \quad (4.7)$$

$$A_t = A_p + A_f \quad (4.8)$$

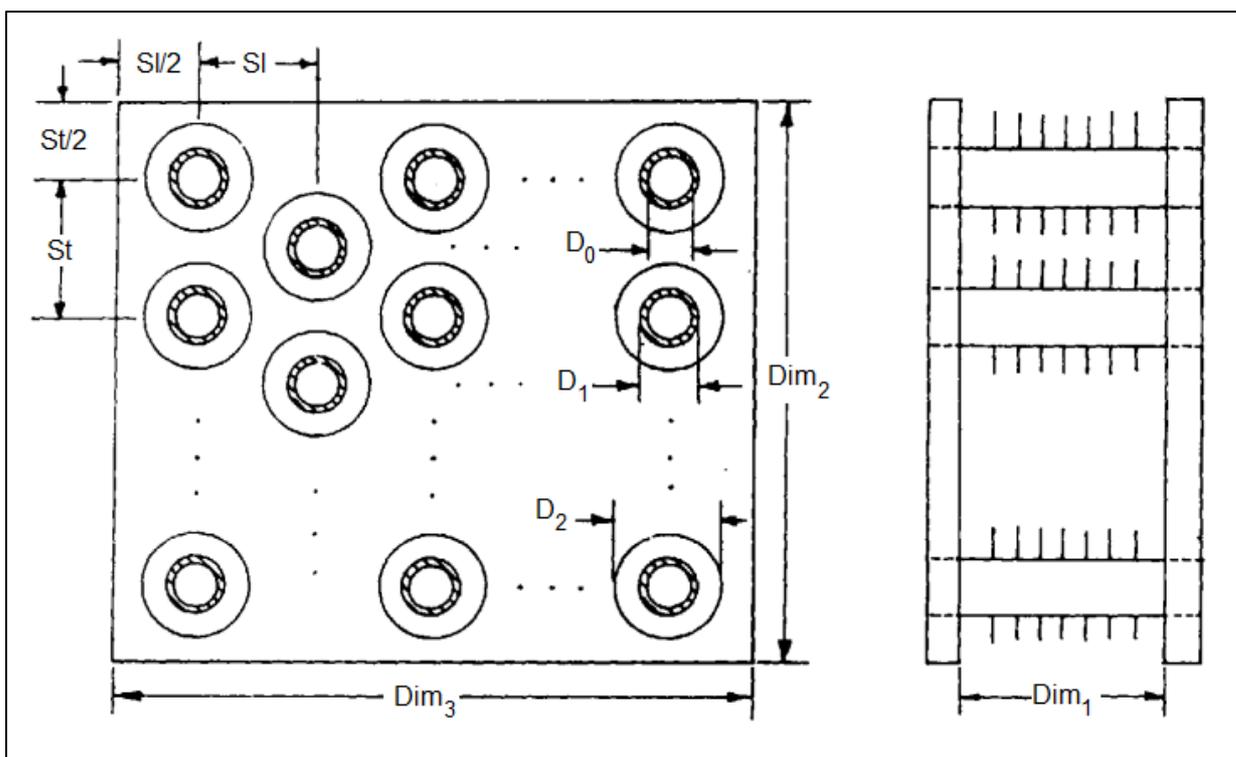


Figura 18 – Geometria do arranjo alternado utilizando tubos aletados. Fonte: KUPPAN, 2000.

Para o arranjo alternado dos tubos, a área de escoamento livre pode ocorrer através do plano transversal ou através das diagonais. A área de fluxo mínimo A_0 pode ser representada pela área hachurada apresentada na Figura 19 e seu cálculo é realizado através da Equação 4.9.

$$A_0 = \left[\left(\frac{D_{im3}}{St} - 1 \right) \cdot z + St - D_1 - (D_2 - D_1) \cdot t \cdot F_p \right] \cdot H \quad (4.9)$$

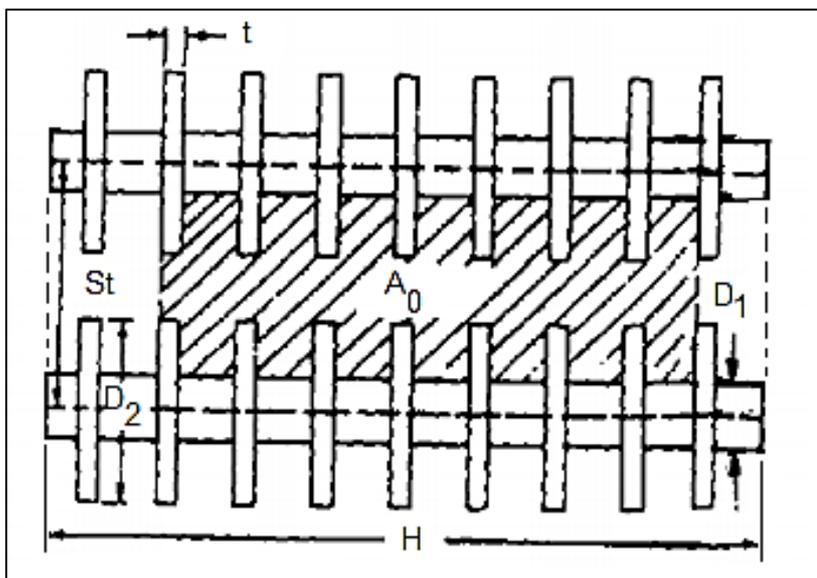


Figura 19 – Área de Livre Escoamento. Fonte: KUPPAN, 2000.

O parâmetro geométrico z utilizado para o cálculo da área de fluxo mínimo é obtido através da seguinte relação das dimensões x e y : $z = x$ se $(x < y)$ ou $z = y$ se sendo as dimensões x e y calculadas pelas equações 4.10 e 4.11 e apresentadas na Figura 20.

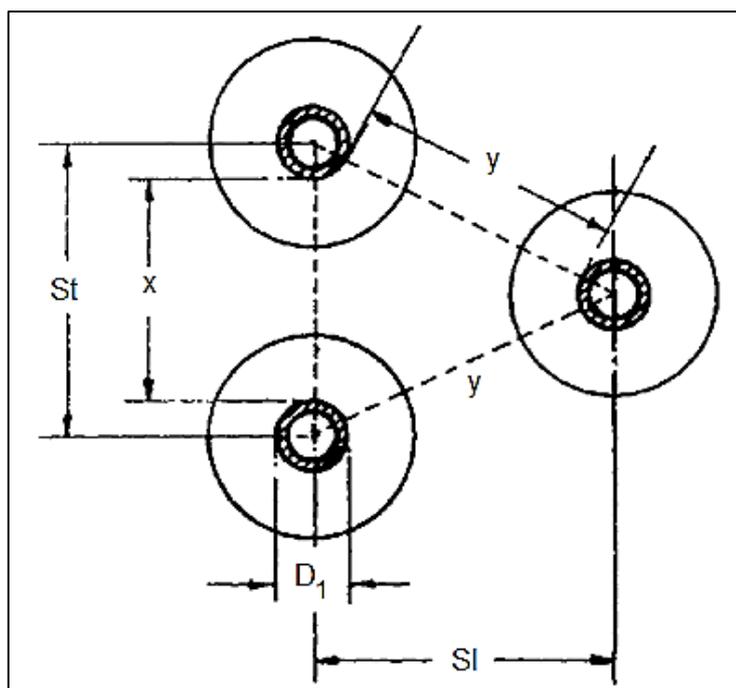


Figura 20 - Geometria da célula unitária do trocador de calor. Fonte: KUPPAN, 2000.

$$x = St - D_1 - (D_2 - D_1) \cdot t \cdot FP \quad (4.10)$$

$$y = 2 \cdot \left[\left(\left[\frac{St}{2} \right]^2 + St^2 \right)^{0,5} - D_2 - (D_2 - D_1) \cdot t \cdot FP \right] \quad (4.11)$$

Uma das variáveis mais importantes para o dimensionamento e avaliação do trocador de calor de escoamento cruzado é o coeficiente global de troca, U , que possibilita o cálculo da taxa de transferência real, q_{hx} , utilizando a área de troca térmica total $A_{total,troca}$ através da Equação 3.1. A importância dessa equação se dá pelo fato de existir uma associação entre as características geométricas do trocador ao seu desempenho.

Para obter o coeficiente global de troca é necessário calcular inicialmente a grandeza σ que é a razão entre a área livre mínima para o escoamento através das passagens aletadas (área da seção transversal normal ao escoamento) e a área frontal do trocador de calor (Equação 4.12).

$$\sigma = \frac{Dim1 \cdot Dim2 - \left[\frac{D_1 + D_2}{2} \right] \cdot H \cdot N_F}{Dim1 \cdot Dim2} \quad (4.12)$$

Resultados da transferência de calor correlacionados aos termos do fator j de Colburn, do número de Reynolds e do número de Stanton ($St = h/G \cdot c_p$) são necessários para o cálculo das correlações e estão relacionados ao fluxo mássico máximo de entrada de gás obtidos através da Equação 4.13 (INCROPERA, 2008).

$$G = \frac{\dot{m}_{gas}}{\sigma \cdot Dim1 \cdot Dim2} \quad (4.13)$$

Para o cálculo do número de Reynolds no lado do gás foi utilizada a Equação 4.14 que relaciona o fluxo mássico de entrada de gás e o diâmetro hidráulico.

$$Re_D = \frac{G \cdot D_h}{\mu_{gas}} \quad (4.14)$$

Através do resultado do número de Reynolds é possível calcular o número de Nusselt para o lado do gás através da correlação de Sieder-Tate apresentada na Equação 4.15 e da correlação de Zhukauskas, Equação 4.16, aplicando o fator de

correção respectivo da Tabela 2, para escoamento em matrizes tubulares, e a partir de então os coeficientes convectivos do gás e da água são obtidos.

$$\text{Nus}_D = 0,027 \cdot \text{Re}_D^{(4/5)} \cdot \text{Pr}_{\text{agua}}^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\mu_{\text{agua}}}{\mu_{\text{tubo}}} \right]^{0,14} \quad (4.15)$$

$$\overline{\text{Nus}}_D = C_3 \cdot C \cdot \text{Re}_{D;\text{max}}^{m_{\text{correcao}}} \cdot \text{Pr}_{\text{gas}}^{0,36} \cdot \left[\frac{\text{Pr}_{\text{gas}}}{\text{Pr}_{\text{tubo}}} \right]^{(1/4)} \quad (4.16)$$

$$m_{\text{correcao}} = 0,6 \quad (4.17)$$

$$C = 0,35 \cdot \left[\frac{\text{St}}{\text{Sl}} \right]^{(1/5)} \quad (4.18)$$

$$\text{Re}_{D;\text{max}} = \frac{V_{\text{max}} \cdot D_h}{\nu_{\text{gas}}} \quad (4.19)$$

$$h_{\text{gas}} = \frac{\overline{\text{Nus}}_D \cdot k_{\text{gas}}}{D_h} \quad (4.20)$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{\text{Nus}_D \cdot k_{\text{agua}}}{D_0} \quad (4.21)$$

Tabela 2 - Fator de correção C_3 para a correlação de Zhukauskas

Número de Tubos por Fileira	Fator de correção C_3
1	0,64
2	0,76
3	0,84
4	0,89
5	0,92
6	0,95
10	0,97
13	0,98
16	0,99
20	1,00

Fonte: Incropera, 2008.

Após a obtenção dos valores dos coeficientes convectivos para cada lado do trocador, considerando ainda os fatores de incrustação para os lados interno e externo dos tubos, o coeficiente de transferência global, U_i , utilizado no modelo é calculado a partir da Equação 4.22.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{\text{agua}}} + R''_{d;\text{agua}} + R''_{d;\text{gas}} + D_1 \cdot \frac{\ln \left[\frac{D_2}{D_1} \right]}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_{\text{gas}}} \quad (4.22)$$

Para o presente projeto, o material considerado para os tubos do trocador de calor foi o aço inoxidável austenítico ASTM 304, devido à sua grande aplicação em tubos destinados a equipamentos desta natureza, esse material une boas propriedades térmicas à excelente soldabilidade, boa resistência à corrosão em ambiente aquoso, dentre os aços inoxidáveis o 304 possui usinabilidade superior.

O método de fabricação das aletas considerado no trabalho foi o das aletas integrais, que são as aletas usinadas no próprio tubo, alguns dos motivos que corroboram essa escolha são: (1) suporta altas temperaturas; (2) não apresentam resistência térmica de contato; (3) indicada para sistemas que possuem fatores de incrustação consideráveis (caso de gases de exaustão); (4) indicado para sistemas onde o fluido externo é vapor ou gases; além das características apresentadas no capítulo anterior.

O cálculo dos parâmetros referentes às dimensões características das aletas, como altura, espessura são realizados a partir da Equação 4.23 que calcula o raio corrigido da aleta.

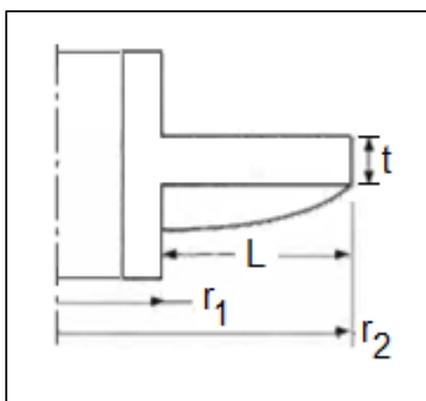


Figura 21 – Dimensões características de uma aleta

$$r_{2;c} = r_2 + \frac{t}{2} \quad (4.23)$$

A área de troca e o volume da aleta são calculados pela Equação 4.24 e 4.25 respectivamente.

$$A_a = 2 \cdot \pi \cdot (r_{2;c}^2 - r_1^2) \quad (4.24)$$

$$V_a = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot t \quad (4.25)$$

Caso a temperatura na base da aleta seja especificada, no modelo a Equação 4.26 apresentada por Hesselgreaves (2001) é que calcula essa temperatura. Admitindo a hipótese que a extremidade da aleta seja adiabática, a eficiência da aleta pode ser calculada através da Equação 4.27, onde I e K são funções modificadas de Bessel de primeira ordem, de primeira e segunda espécie respectivamente.

$$T_b = \frac{T_{\text{gas;ent}} + \left[\frac{\frac{1}{h_{\text{gas}}} + R''_{d;\text{gas}}}{\frac{1}{h_{\text{agua}}} + R''_{d;\text{agua}}} \right] \cdot T_{\text{agua;ent}}}{1 + \frac{\frac{1}{h_{\text{gas}}} + R''_{d;\text{gas}}}{\frac{1}{h_{\text{agua}}} + R''_{d;\text{agua}}}} \quad (4.26)$$

$$\eta_a = C_2 \cdot \left[\frac{K(1; m \cdot r_1) \cdot I(1; m \cdot r_{2;c}) - I(1; m \cdot r_1) \cdot K(1; m \cdot r_{2;c})}{I(0; m \cdot r_1) \cdot K(1; m \cdot r_{2;c}) + K(0; m \cdot r_1) \cdot I(1; m \cdot r_{2;c})} \right] \quad (4.27)$$

Os valores de m e C2 são calculados a partir das equações 4.28 e 4.29.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{\text{gas}}}{k \cdot t}} \quad (4.28)$$

$$C_2 = \frac{\frac{2 \cdot r_1}{m}}{r_{2;c}^2 - r_1^2} \quad (4.29)$$

No entanto, ao considerar uma avaliação completa do trocador, o interessante é avaliar a eficiência global da superfície aletada, que é calculada pela Equação 4.30.

$$\eta_{o;\text{gas}} = 1 - \frac{N_{\text{aletas}} \cdot A_a \cdot N_{\text{total;tubos}}}{A_{\text{total;troca}}} \cdot (1 - \eta_a) \quad (4.30)$$

Para o atual modelo foi utilizada uma estratégia de avaliação do trocador que mescla as teorias dos métodos MLDT e ϵ -NUT. Existe uma relação entre potência nominal do GMG e sua potência inicial, que permite realizar uma estimativa que para o atual GMG com potencia nominal de 50 kVA exista uma quantidade de calor - q igual a 66 kW para recuperação no fluxo de gases da exaustão, portanto, esse valor foi considerado como o valor de referência e determinado através do método ϵ -NUT, que também permite calcular o valor de transferência de calor máxima teórica que um trocador de calor de comprimento infinito poderia recuperar, q_{max} , e os valores de vazão mássica dos fluidos foram calculados de forma que os 66 kW disponíveis no fluxo dos gases pudessem ser recuperados pelo fluxo da água.

Através do método MDLT, de posse dos valores de U_i , da diferença real de temperatura entre os dois fluidos, a área de troca, $A_{total,troca}$ era corrigida através do variação do valor do número de tubos por fileira - NTF, que representa o número de tubos por fileira do trocador de escoamento cruzado, e o valor real de troca de calor, q_{hx} , para a configuração testada era calculado. O objetivo do algoritmo era alterar o valor de NTF (alterando a área de troca) até que a variável auxiliar $\Delta q = |(q_{hx}-q)| = 0$ fosse minimizada com uma tolerância de 0,5 kW, ou seja, fazer com que o valor de q_{hx} fosse igual q , o fluxograma simplificado do algoritmo utilizado no modelo é apresentado na Figura 22. O objetivo desse modelo foi o de fazer com que todas as soluções possíveis dentro do intervalo de variação das 06 variáveis de interesse consideradas no atual modelo fossem capazes de competir entre si, ou seja, de trocar o calor disponível pelo fluxo de gases de exaustão do GMG.

Essa tarefa foi realizada através de uma ferramenta denominada Min/Max (interna ao EES) que possui a capacidade de encontrar o valor máximo ou mínimo de uma variável para graus de liberdade (número de variáveis menos o número de equações) de 1 até 10. Para problemas com um único grau de liberdade, o software pode usar um dos dois algoritmos básicos: Aproximações Quadráticas e o *Golden Search Section Method*.

O algoritmo recursivo de Aproximações Quadráticas foi selecionado por convergir para valores dentro da faixa aceitável utilizando um número menor de iterações. Esse algoritmo é iniciado através da determinação do valor da variável que está sendo otimizada para três valores diferentes da variável independente. A

função quadrática é calculada nestes três pontos. Em seguida, a função quadrática é diferenciada analiticamente para localizar uma estimativa do ponto extremo. Se a relação entre a variável que está a ser otimizada e a variável independente for verdadeiramente quadrática, o ótimo é encontrado diretamente, senão, o algoritmo vai utilizar a última estimativa do ponto ótimo entre dois pontos (dos três considerados anteriormente) que estão mais próximos e irá repetir o ajuste quadrático até que os critérios de convergência definidos para o processo de minimização/maximização sejam satisfeitos. (F-CHART, 2009).

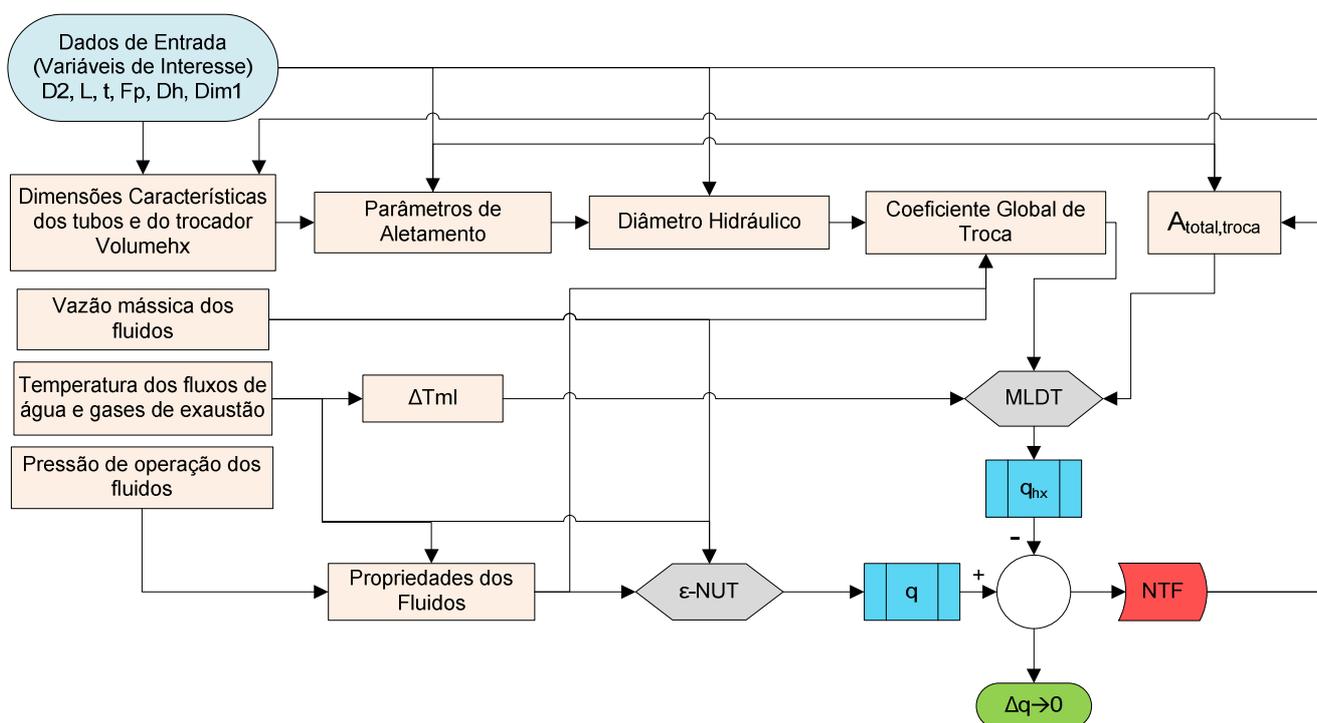


Figura 22 - Fluxograma simplificado do algoritmo de análise do trocador

Na análise de trocadores de calor de escoamento cruzado, correlações semi-empíricas são utilizadas para realizar o cálculo de parâmetros necessários para sua avaliação, tanto para determinar o coeficiente de transferência de calor global como foi feito anteriormente, quanto para avaliar a queda de pressão que a configuração dos tubos impõe ao escoamento.

Portanto, é necessário realizar o cálculo dos parâmetros adimensionais: fator f de Fanning e fator j de Colburn. Para realizar o cálculo do primeiro foi utilizada a fórmula semi-empírica de Gnielinski apresentada por Martínez *et. al.* (2011, p. 1746) demonstrada na Equação 4.31. O fator j de Colburn é calculado através da Equação

4.32 e é função dos números adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prantdl e foi apresentada por Helsegreaves (2001).

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log(Re_{D;\max}) - 1,64)^2} \quad (4.31)$$

$$j = \frac{\overline{Nus}_D}{Re_{D;\max} \cdot Pr_{\text{gas}}^{(1/3)}} \quad (4.32)$$

A queda de pressão relacionada ao escoamento dos gases através da matriz de tubos aletados pode ser calculada pela Equação 4.33 apresentada por Incropera (2008).

$$\Delta P = \frac{G^2 \cdot v_{\text{ent}}}{2} \cdot \left[(1 + \sigma^2) \cdot \left(\frac{v_{\text{sai}}}{v_{\text{ent}}} - 1 \right) + \frac{f \cdot A_{\text{total;troca}} \cdot v_{\text{med}}}{A_{\text{el}} \cdot v_{\text{ent}}} \right] \quad (4.33)$$

Os valores de v_{ent} e v_{sai} são os volumes específicos do fluido na entrada e na saída do trocador e $v_{\text{med}} = [(v_{\text{ent}} + v_{\text{sai}})/2]$. Segundo Incropera (2008) a primeira parcela da equação diz respeito aos efeitos cumulativos da variação de pressão dos fluidos não viscosos na entrada e na saída do trocador. A segunda parcela considera as perdas devido ao atrito no fluido do núcleo do trocador, com condições plenamente desenvolvidas sendo consideradas presente em todo o núcleo. Perdas irreversíveis devido aos efeitos viscosos na entrada e na saída do duto não são consideradas na Equação 4.33.

5 OTIMIZAÇÃO DO MODELO

Nesse capítulo será apresentada a otimização realizada para obter a melhor geometria do trocador de calor de escoamento cruzado com tubos aletados que irá servir como recuperador de calor dos gases de exaustão do sistema estudado nesse trabalho. A otimização visa encontrar um conjunto de soluções ótimas através da escolha de variáveis dentro de um conjunto viável que atendam a condição de modo a maximizar ou minimizar um ou mais parâmetros de avaliação, além de auxiliar na realização de uma análise de sensibilidade dos valores das variáveis de interesse em um determinado intervalo, com base em critérios que representem o desempenho do equipamento.

O desempenho de trocadores de escoamento cruzado pode ser analisado de diversas formas, a depender do objetivo desejado e de como o modelo foi elaborado. O atual modelo coloca em condição de igualdade todas as geometrias testadas, ou seja, todas são capazes de trocar a mesma quantidade de calor, através do acréscimo de tubos em cada fileira, que por sua vez influenciam no aumento ou diminuição da área de troca, e aumentam por sua vez a altura do trocador (comprimento longitudinal ao fluxo – Dim3), visto que Dim1 é uma das variáveis de entrada, portanto o objetivo da otimização consistiu em: minimizar o volume do trocador e maximizar a relação área de troca/volume, representada pelo símbolo grego α , ou seja, o objetivo é de encontrar o trocador de calor mais compacto para a aplicação, aquele que irá aliar elevada área de troca a um volume de trocador de calor reduzido.

Para realizar a otimização é necessário então criar combinações entre as variáveis de interesse de modo que seja possível analisar o intervalo em que elas são válidas, ou seja, o domínio de todas as funções e correlações semi-empíricas envolvidas no modelo. Para tanto é necessário criar uma grande quantidade de dados, mantendo cada fator constante por vez e varrendo todas as possibilidades para os demais fatores. Essa é uma solução que rapidamente se torna de extrema complexidade se realizada manualmente, tendo em vista o número de variáveis envolvidas, como no caso dessa análise, envolve 06 variáveis. Esse problema pode ser resolvido através de uma técnica de distribuição amostral denominada Hiper Cubos Latinos (LHS - *Latin Hypercube Sampling*), quem mantém a confiabilidade

dentro de valores aceitáveis. Nesse caso, foi escolhido realizar 350 testes, utilizando o método de preenchimento de espaços LHS e uma rotina de otimização pelo método NBI – Normal Boundary Intersection. Discussões sobre planejamento fatorial apresentadas por Riffel (2008) corroboram a utilização do método utilizado.

A faixa de variação dos diâmetros dos tubos foi escolhida devido a disponibilidade comercial de tubos de aço inoxidável 304, com espessura de parede capaz de possibilitar a usinagem das aletas no próprio tubo, conforme dimensões apresentadas no Anexo B para tubos de Schedule 80. O intervalo de variação da altura da aleta foi determinado para o limite inferior de modo a representar acréscimo significativo da área de troca em relação à superfície original dos tubos, e no máximo para garantir espessura suficientemente capaz de suportar a pressão dos fluidos na condição de operação. Tanto a espessura quanto o passo de aletamento foram escolhidos a partir de valores característicos para tubos aletados através de consulta a catálogos de fabricantes de aletas dessa natureza.

Em relação ao diâmetro hidráulico, o intervalo proposto é o que atende as restrições dimensionais no domínio das correlações utilizadas no modelo de modo a não permitir que as mesmas resultem em uma restrição da relação entre passos longitudinal e transversal, $r = St/SI$, sendo $r \geq 0,7$. Os valores de Dim1 foram estabelecidos de modo a permitir que a área da seção transversal do trocador tivesse dimensões aceitáveis em relação à tubulação de saída dos gases de exaustão ($D_{saída,gases} = 3 \text{ pol.}$). Os intervalos de variação são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Intervalos de análise das variáveis de interesse

Variável	Intervalo de Variação	Unidade
D ₂	33,40 a 42,16	mm
L	2 a 3	mm
t	0,3 a 0,8	mm
F _p	290 a 400	m ⁻¹
D _h	4 a 6	mm
Dim1	0,16 a 0,37	m

Fonte: Elaborada pelo autor.

Um método de preenchimento de espaços deve ser utilizado quando não existem informações suficientes para delinear a sensibilidade de cada variável. Esse método não considera aspectos relacionados ao fenômeno em si, ele apenas

distribui o máximo possível os pontos, de forma a cobrir o máximo de regiões do espaço amostral com o número de testes necessários. Para esse caso, o algoritmo que se mostrou mais indicado foi o LHS. Esse algoritmo separa o espaço N em n sub-espacos pré-estabelecidos, e dentro desses sub-espacos distribui as amostras aleatoriamente, de modo a não permitir que o conjunto de pontos no espaço amostral fiquem mal distribuídos. Representações da distribuição amostral dos pares de variáveis podem ser verificados no Apêndices B e C.

A avaliação do modelo de otimização foi realizada através do RMSE e PRESS-RMSE. O erro quadrático médio (RMSE – *Root Mean Square Error*) mede a incompatibilidade média entre cada ponto de dados e do modelo. Ele deve ser a primeira ferramenta para inspeção da qualidade do ajuste - valores RMSE elevados podem indicar problemas no modelo. Quanto menor for o RMSE, mais próximo o modelo previsto segue os dados, se um modelo é igual em todos aos valores oriundos de algoritmos ou experimentos, seu respectivo RMSE é zero. Nem sempre o RMSE deve ser avaliado separadamente, em alguns problemas de engenharia, um fenômeno denominado *overfitting* pode surgir, esse fenômeno apresenta alguns valores muito distantes do comportamento do problema, e o método do RMSE por si só nesses casos não será capaz de avaliar a qualidade do modelo. (MATHWORKS, 2010).

Em geral, este problema é resolvido por combinação do RMSE com alguma outra ferramenta estatística, que também deve ser reduzida para melhorar o ajuste do modelo. Devido a tal fato, além do RMSE foram avaliados os valores de PRESS-RMSE para os modelos de Volume_{hx} e α . O PRESS-RMSE (PREdicted Sum of Squares - Soma Prevista de Quadrados) é uma medida da qualidade da previsão de um modelo, e é calculado de forma semelhante ao RMSE, a diferença é que ele desconsidera os pontos distantes do comportamento normal do modelo e que por sua vez reduzem sua precisão, e a partir de um ajuste, prevê o modelo sem considerar os dados nessa área. Este processo é repetido para cada ponto no conjunto de dados e o resultado final é a média dos resultados obtidos. A condição para ocorrência do *overfitting* é se o valor de PRESS-RMSE for muito maior do que o RMSE. (MATHWORKS, 2010).

De posse dos resultados da simulação dos 350 conjuntos de valores aplicados no modelo do trocador apresentado no Capítulo 4, foi realizado um ajuste

da função que melhor representa os parâmetros de avaliação, a fim de se estabelecer um modelo estatístico do trocador. A escolha da função foi através da minimização da raiz do erro quadrático médio (RMSE – Root Mean Square Error). Diversas funções foram testadas: funções polinomiais: lineares e quadráticas, e funções quadráticas híbridas de base radial. A função polinomial quadrática foi a que melhor representou os parâmetros, tanto o volume do trocador ($V_{\text{Volume}_{\text{hx}}}$) quanto a relação área total de troca/volume do trocador (α). Além de apresentar a menor raiz do erro quadrático médio, ela permite uma melhor visualização/implementação do resultado. O $V_{\text{Volume}_{\text{hx}}}$ apresentou RMSE de $1,981 \times 10^{-3}$ e PRESS RMSE de $2,038 \times 10^{-3}$ e α apresentou PRESS-RMSE de $1,008 \times 10^{-3}$ e RMSE de $0,963 \times 10^{-3}$. As funções que melhor descrevem o $V_{\text{Volume}_{\text{hx}}}$ e α foram as apresentadas nas Equações 5.1 e 5.2.

$$\begin{aligned} V_{\text{Volume}_{\text{hx}}} = & 0,073367 + 0,0087482 \cdot D_2 - 0,0069042 \cdot L + \\ & 0,0018811 \cdot t - 0,004121 \cdot F_p + 0,0062729 + 0,011498 \cdot \text{Dim1} - \\ & 0,0010896 \cdot D_2 \cdot L - 0,00085547 \cdot D_2 \cdot F_p + 0,00032433 \cdot D_2 \cdot D_h \\ & + 0,00080725 \cdot D_2 \cdot \text{Dim1} + 0,00072436 \cdot L^2 - \\ & 0,00056722 \cdot L \cdot \text{Dim1} + 0,00065051 \cdot t \cdot \text{Dim1} + \\ & 0,0013381 \cdot D_h \cdot \text{Dim1} + 0,0047415 \cdot \text{Dim1}^2 \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} \alpha = & 81,587 - 9,19196 \cdot D_2 + 8,47824 \cdot L - 0,731823 \cdot t + \\ & 6,01946 \cdot F_p - 2,16987 \cdot D_h + 16,1486 \cdot \text{Dim1} + 0,959062 \cdot D_2^2 - \\ & 0,818901 \cdot D_2 \cdot L - 0,613164 \cdot D_2 \cdot F_p + 0,249248 \cdot D_2 \cdot D_h - \\ & 1,51831 \cdot D_2 \cdot \text{Dim1} - 0,30799 \cdot L \cdot t + 0,891701 \cdot L \cdot F_p - \\ & 0,400151 \cdot L \cdot D_h + 1,49834 \cdot L \cdot \text{Dim1} - 0,340133 \cdot F_p \cdot D_h + \\ & 1,46768 \cdot F_p \cdot \text{Dim1} - 7,08846 \cdot \text{Dim1}^2 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Os gráficos de confiabilidade da previsão do modelo em relação aos dados obtidos pela substituição dos valores no modelo implementado no EES são apresentados nas Figuras 23 e 24.

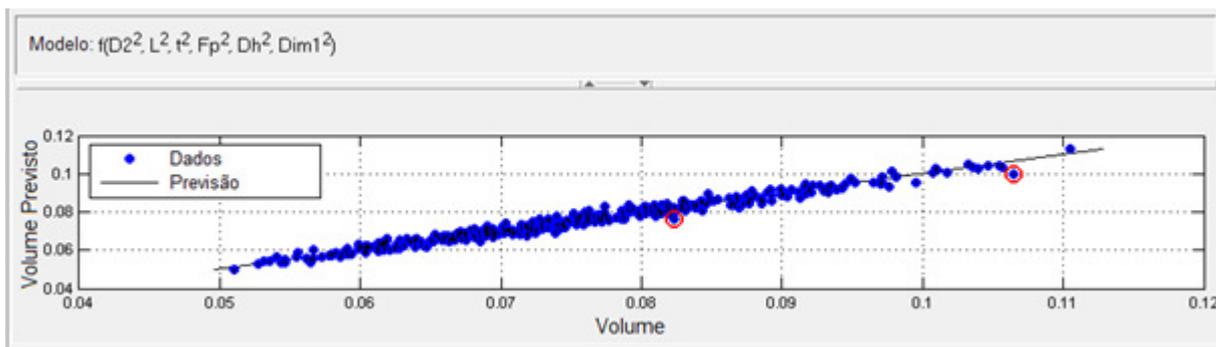


Figura 23 – Ajuste da curva do modelo quadrático para o Volume_{hx}

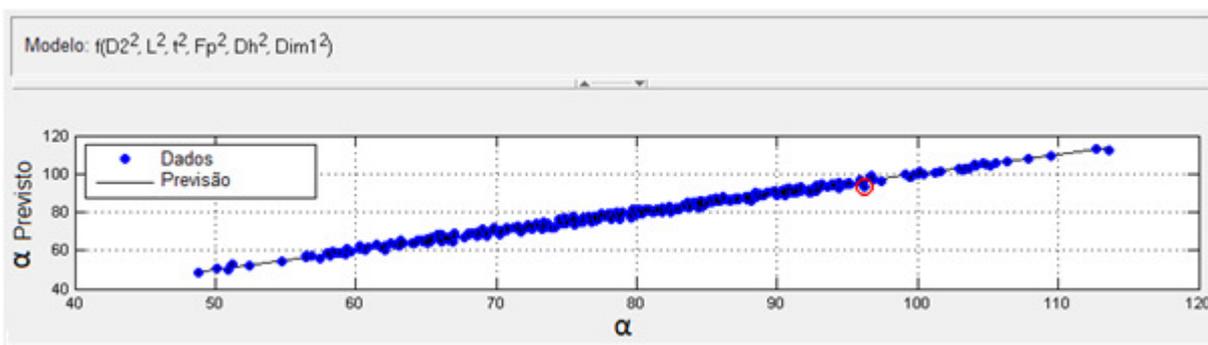


Figura 24 – Ajuste da curva do modelo quadrático para α

A otimização realizada se trata de uma otimização multi-objetivo, devido aos objetivos citados anteriormente: minimizar o volume do trocador e maximizar α (área de troca/volume do trocador), portanto algoritmos específicos que fazem essa otimização devem ser aplicados de modo que seja encontrada uma curva, denominada Fronteira de Pareto (homenagem ao engenheiro italiano Vilfredo Pareto 1848-1923), e todos os valores pertencentes à essa curva são valores ótimos, ou seja, atendem satisfatoriamente aos objetivos propostos na otimização. Após a obtenção da fronteira de Pareto, pesos devem ser atribuídos aos parâmetros que estão sendo otimizados de modo que auxiliem na decisão de qual conjunto de valores considerar para o equipamento. Para o atual modelo os pesos foram igualmente distribuídos tanto para Volume_{hx} quanto para α .

Considerando as variáveis analisadas, dentro dos intervalos apresentados na Tabela 3, os pontos da Fronteira de Pareto foram gerados através do algoritmo *Normal Boundary Intersection* e é apresentado na Figura 25. Os pontos utilizados para a obtenção dessa curva são apresentados na Tabela 4. Para esse modelo foram solicitados 25 pontos com precisão de 1×10^{-6} .

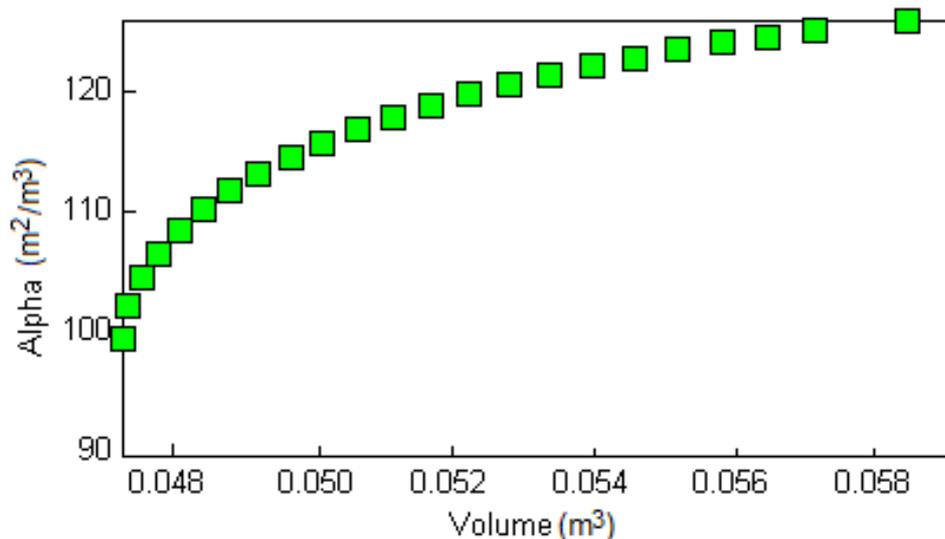


Figura 25 - Fronteira de Pareto – *Normal Boundary Intersection* para Volume_{hx} e α

Tabela 4 - Resultados da Otimização Multi-Objetivo

D2 (m)	L (m)	t (m)	Fp (m ⁻¹)	Dh (m)	Dim1 (m)	Volumehx (m ³)	Alpha (m ² /m ³)
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3500000	0,0601064	124
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3448645	0,0594648	124
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3396870	0,0588324	123
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3344694	0,0582094	123
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3292131	0,0575960	122
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3239189	0,0569923	121
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3185869	0,0563984	121
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3132162	0,0558146	120
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3078048	0,0552412	119
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,3023499	0,0546785	119
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2968469	0,0541268	118
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2912899	0,0535867	117
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2856713	0,0530588	116
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2799815	0,0525438	115
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2742083	0,0520428	114
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2683366	0,0515569	113
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2623479	0,0510875	112
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2562187	0,0506367	111
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2499194	0,0502068	110
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2434121	0,0498010	108
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2366464	0,0494235	107
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2295540	0,0490802	106
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2220379	0,0487795	104
0,0334	0,003	3,00E-04	400	0,004	0,2139520	0,0485339	102

Fonte: Elaborada pelo autor.

A fim de completar a análise estatística realizada na otimização do modelo desenvolvido neste trabalho para o desenvolvimento do trocador de calor, é interessante realizar uma análise de sensibilidade da variação das variáveis de interesse do projeto, através da qual é possível visualizar a influência de cada variável para o equipamento.

A partir da Figura 26 é possível verificar a resposta dos parâmetros de avaliação com base na variação de D_2 . Percebe-se tanto para o volume quanto para α menores valores de diâmetro dos tubos para o trocador resultam em melhores resultados, resultando em um trocador de calor mais compacto, visto que é possível distribuir uma maior quantidade de tubos para uma mesma largura de base – Dim1 do trocador de calor, que está relacionada com a área de seção transversal frontal ao escoamento e mesmo valor de diâmetro hidráulico – D_h .

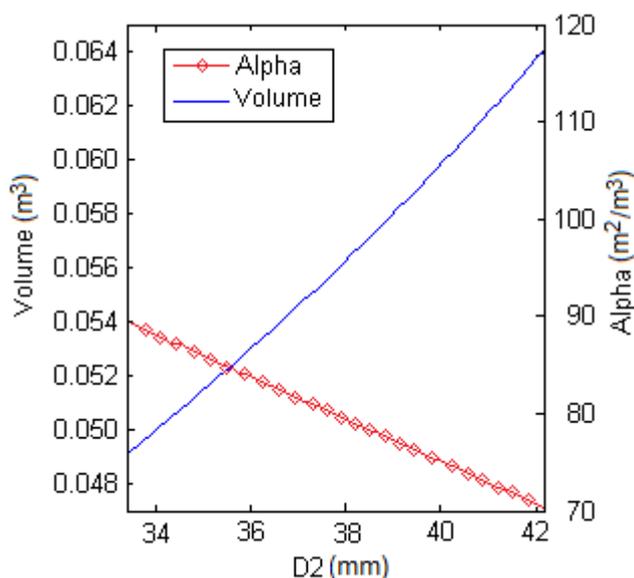


Figura 26 - Análise de Sensibilidade - Diâmetro dos tubos

Em relação à sensibilidade da variação da altura da aleta – L , apresentada na Figura 27, o resultado obtido foi previsível, percebe-se que para maiores valores de L o volume do trocador é reduzido e a relação alfa é aumentada, ou seja, são obtidas maiores áreas de troca por unidade de volume. Segundo Dong, *et. al.* (2007) (2007) o aumento da altura da aleta também leva a queda de pressões menores no interior do trocador de calor e de acordo com Naess (2010) aumentam o coeficiente de transferência de calor.

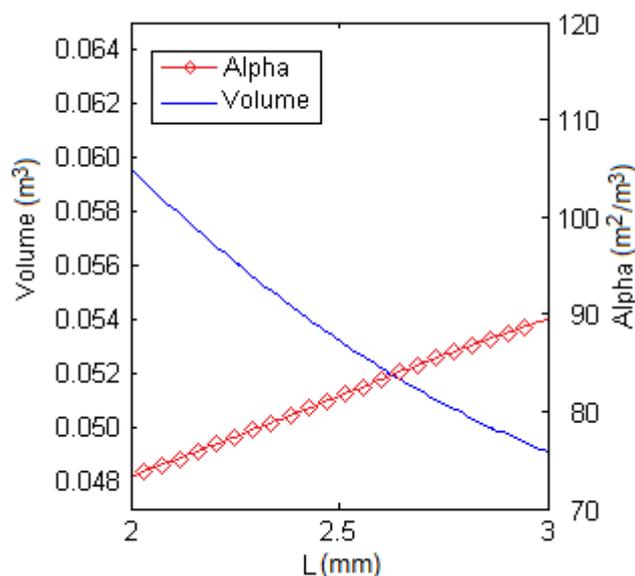


Figura 27 - - Análise de Sensibilidade - Altura das aletas

A análise em relação à espessura da aleta, apresentada na Figura 28, permite concluir que o menor valor de espessura alia o alcance dos objetivos da otimização do modelo, porém com uma sensibilidade menor do que as demais variáveis.

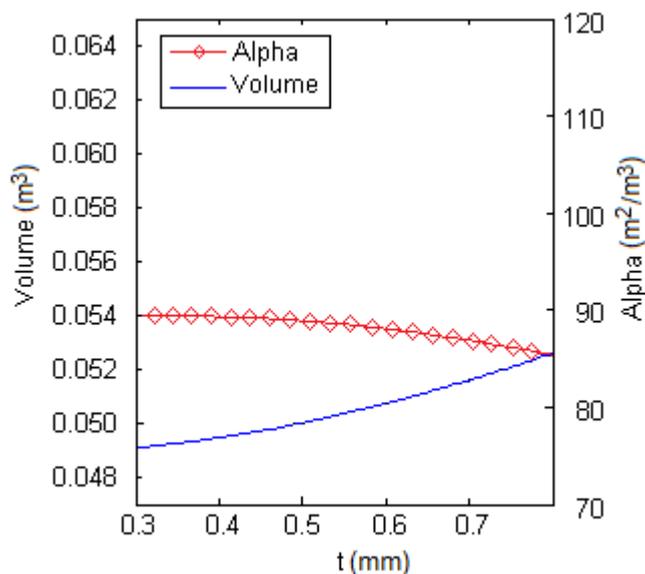


Figura 28- Análise de Sensibilidade - Espessura das aletas

Um resultado esperado foi encontrado em relação ao passo de aletamento F_p , apresentado na Figura 29. Para o maior passo de aletamento proposto no estudo, foram encontrados os menores volumes e a relação α foi incrementada.

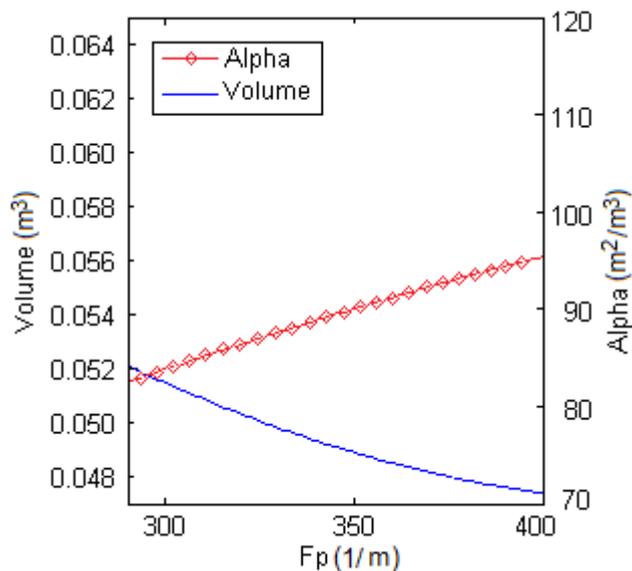


Figura 29 - Análise de Sensibilidade - Passo de aletamento

A variação do Diâmetro Hidráulico possui dois comportamentos distintos em relação aos parâmetros de avaliação para o trocador de escoamento cruzado (Figura 30). Em relação ao parâmetro α a variação do Dh em todo o seu intervalo leva a pequenas variações de α . No entanto, em relação ao volume do trocador de calor, o acréscimo do diâmetro hidráulico o eleva consideravelmente.

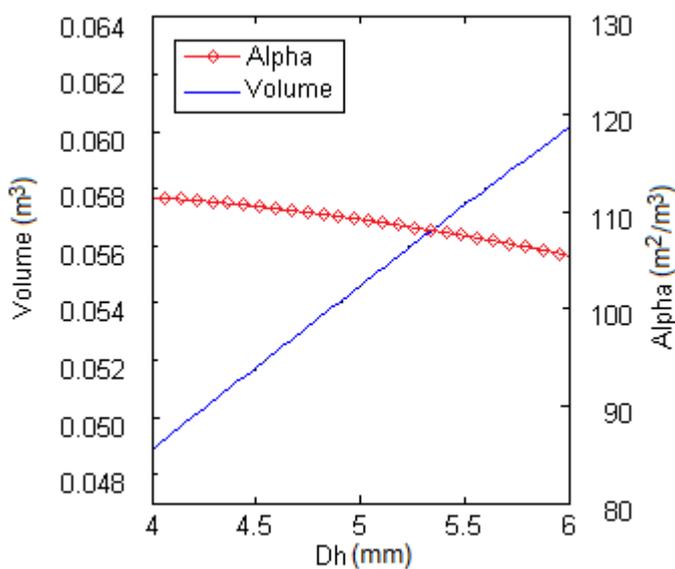


Figura 30 - Análise de Sensibilidade - Diâmetro Hidráulico

A variável que apresentou maior relevância dentro do modelo elaborado para a avaliação do equipamento foi a largura da base do trocador de calor – Dim1, conforme apresentado no gráfico da Figura 31. A variação de Dim1 apresenta grande sensibilidade para os dois parâmetros de otimização. Percebe-se um ponto de inflexão para o volume do trocador na proximidade do limite inferior de Dim1. Em relação a α percebe-se que valores próximos ao limite superior do intervalo tendem a manter α constante, ou seja, acréscimos de Dim1 não traria acréscimo a área de troca por unidade de volume do trocador.

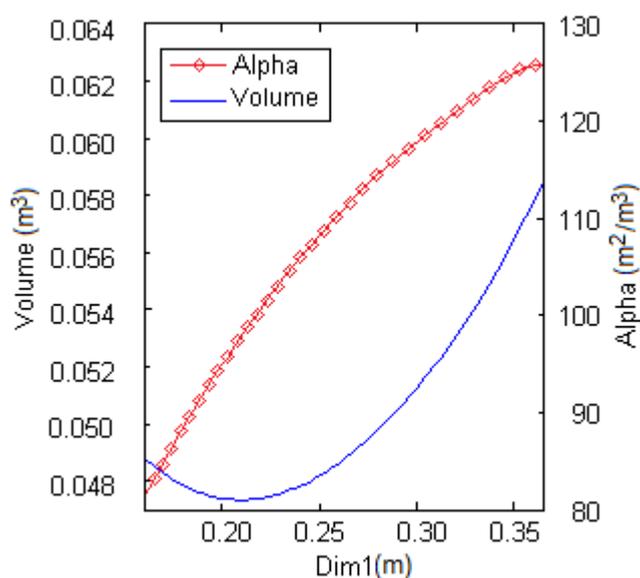


Figura 31 - Análise de Sensibilidade - Largura da base do trocador de calor

Portanto, analisando a sensibilidade das variáveis a partir dos dados obtidos, percebe-se que o modelo de otimização fez com que para atender os objetivos desejados os valores de D2, t e Dh tenderam ao seu valor mínimo. Por sua vez os valores de L e Fp tenderam aos seus máximos. A variável Dim1 é a que apresentou variação dentro da curva de otimização e a partir desse resultado um confronto entre os dois objetivos deve ser feito, atribuindo pesos iguais para cada variável, de modo a avaliar a curva apresentada na Figura 32.

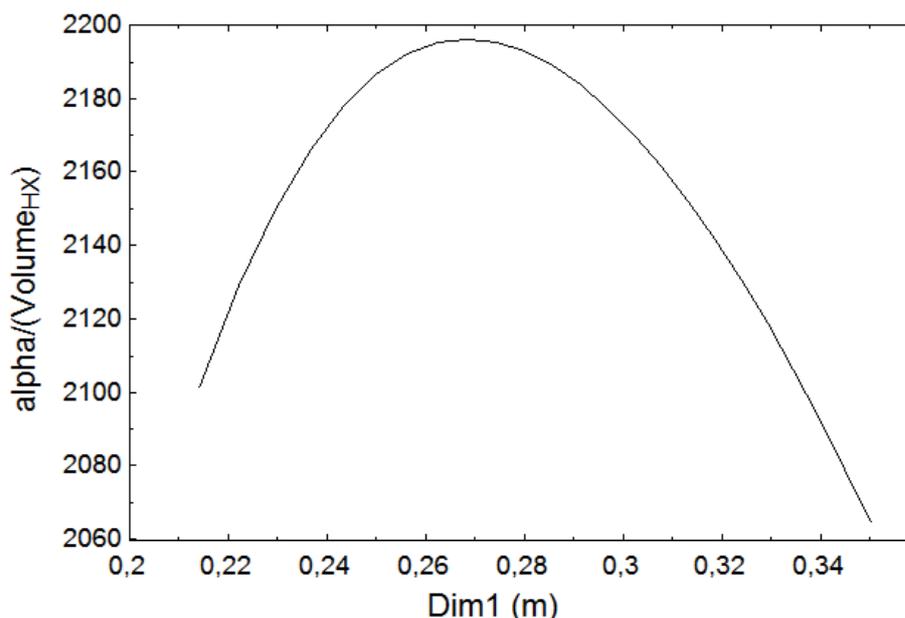


Figura 32 – Escolha do ponto ótimo (Dim1): área máxima

Após análise da curva apresentada na Figura 32, o valor ótimo para Dim1 foi selecionado através do critério do ponto que representa a “área máxima” sob a curva, através da atribuição de pesos iguais. Com o intuito de facilitar a compreensão, o gráfico apresentado na Figura 32 traz a relação de alfa sobre o volume do trocador, ou seja, $\alpha / \text{Volume}_{\text{HX}}$. O ponto onde foi obtida a área máxima de acordo com a otimização considerado para fabricação do equipamento foi de 0,28 m.

Finalmente, após realizada a etapa de otimização, foi possível obter para o objetivo determinado, o conjunto de valores para cada variável apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores escolhidos como ótimos para as variáveis independentes

Variável	Valor ótimo	Unidade
D ₂	33,4	mm
L	3	mm
t	0,3	mm
F _p	400	m ⁻¹
D _h	4	mm
Dim1	0,28	m

Fonte: Elaborada pelo autor.

6 SIMULAÇÃO

Nesse capítulo será apresentado o cenário da simulação realizada através de software de fluido-dinâmica computacional (CFD) para obter resultados do comportamento do escoamento do lado dos gases para a matriz de tubos aletados do trocador de escoamento cruzado proposto.

Para simplificação da simulação, foi admitida a hipótese de que o escoamento dos gases na seção de entrada do trocador é uniformemente distribuído. Tal situação na prática não ocorre, visto que a tubulação de escape dos gases tem dimensões inferiores aos lados da base do trocador de calor, porém, não foram encontrados estudos prévios que preveja qual seria a trajetória dos gases ao deixar a tubulação e ir para uma seção maior.

Tendo em vista que o desenvolvimento do modelo está considerando que não há perdas de calor para a vizinhança do trocador, a modelagem da simulação considera a condição adiabática para as paredes do trocador.

O modelo de turbulência utilizado na simulação foi o TIL (*Turbulence Intensity and Length*). O nível de Turbulência é definido de acordo com a Equação 6.1.

$$I = \frac{u^*}{U} \quad (6.1)$$

Onde u^* é a raiz quadrada média das flutuações de velocidade turbulenta e U é a velocidade média. Sendo a energia cinética representada pela letra k , é possível calcular u^* através da Equação 6.2.

$$u^* = \sqrt{1 / 3 \cdot (u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)} = \sqrt{2 / 3 \cdot k} \quad (6.2)$$

U é calculado através da soma vetorial das componentes das velocidades nos eixos x , y e z , U_x , U_y e U_z , respectivamente.

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \quad (6.3)$$

Uma estimativa para o valor de turbulência a ser aplicado na simulação é através da utilização da Equação 6.4 que é função do número de Reynolds calculado utilizando o diâmetro hidráulico do trocador, que para o presente trabalho foi igual a 4,568%.

$$I = 0,16 \cdot Re_{dh} \left[\frac{-1}{8} \right] \quad (6.4)$$

Fluxos em altas velocidades escoando em geometrias complexas como trocadores de calor, turbo-máquinas, possuem valores típicos de turbulência entre 5% e 20%. (CFDOnline, 2012). As condições de contorno para o escoamento dos fluidos de trabalho são apresentadas nas Tabelas 6 e 7.

Tabela 6 - Condições de Contorno da Simulação do Escoamento para Água

Água	
Parâmetros termodinâmicos	Pressão Estática: 500.0 kPa Temperatura entrada: 303.20 K Temperatura saída: 315.20 K
Parâmetros de velocidade	Velocidade do escoamento: 2 m/s
Modelo de Turbulência	<i>Turbulence intensity and length</i>
Intensidade	4.57 %
Comprimento	0.003 m
Tipo do fluxo	Laminar e Turbulento
Cavitação	Não
Estado	Líquido
Grandeza	Vazão
Eixo de Referência	X
Parâmetros do escoamento	Direção dos vetores do fluxo: Normais a face de entrada Vazão volumétrica: 5.0 m ³ /h Escoamento Plenamente desenvolvido: Não

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 7 - Condições de Contorno da Simulação do Escoamento para os Gases de Exaustão

Gases de Exaustão	
Parâmetros termodinâmicos	Pressão Estática: 101.32 kPa Temperatura de entrada: 623.20 K Temperatura de saída: 357,20 K
Parâmetros de velocidade	Velocidade do escoamento: 15 m/s
Modelo de Turbulência	<i>Turbulence intensity and length</i>
Intensidade	4.57 %
Comprimento	0.003 m
Tipo do fluxo	Laminar e Turbulento
Eixo de referência	Y
Estado	Gás
Grandeza	Fluxo mássico
Parâmetros do escoamento	Direção dos vetores do fluxo: Normais a face de entrada Fluxo mássico: 0.2374 kg/s Escoamento Plenamente desenvolvido: Não

Fonte: Elaborada pelo autor.

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesse capítulo serão discutidos os principais resultados obtidos através da realização do presente trabalho.

Os resultados foram encontrados a partir da rotina computacional (ver Apêndice A) e da otimização desenvolvidas. A partir das condições do escoamento apresentadas na Tabela 1, e dos valores das variáveis de interesse apresentadas na Tabela 5 as dimensões e características de desempenho do trocador de calor foram obtidas.

Uma visualização geral do núcleo do trocador de calor de escoamento cruzado com tubos aletados desenvolvido pode ser verificada na Figura 33.

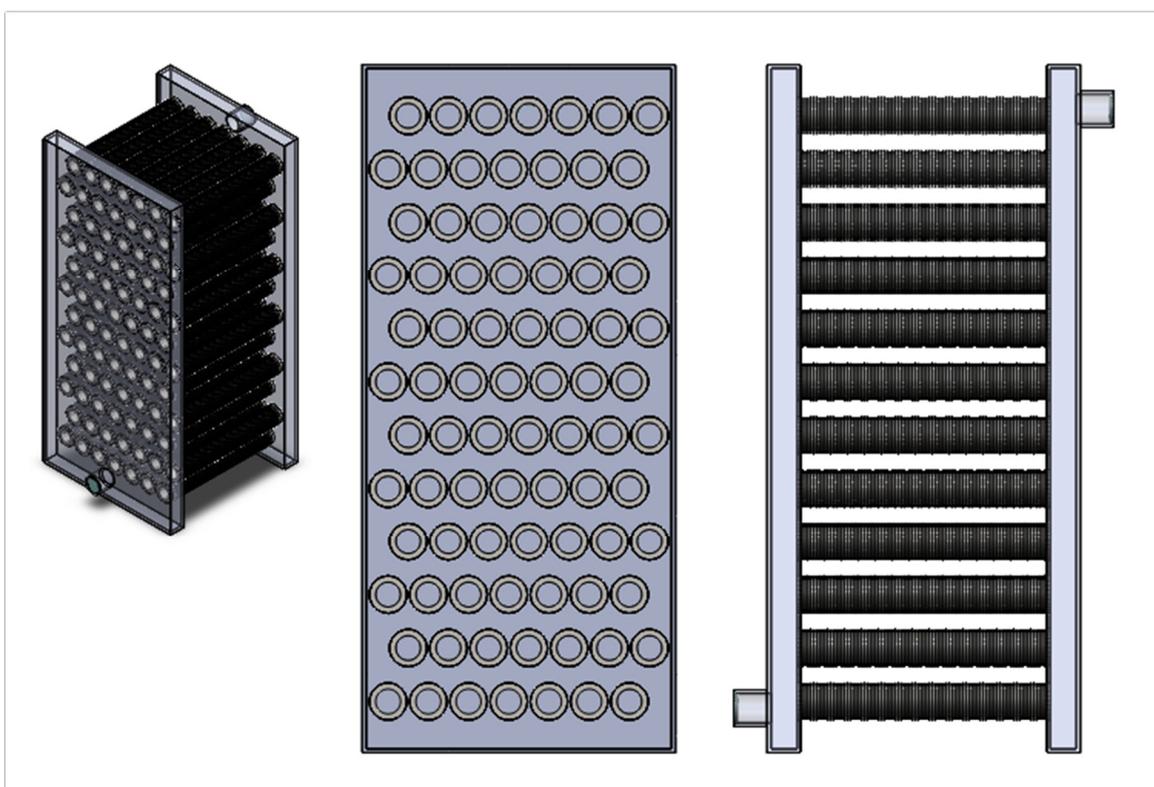


Figura 33 - Matriz de Tubos Aletados proposta

A configuração consiste em uma matriz com número de fileiras - $NF = 7$ no arranjo alternado. Após realizar iterações a partir do fluxograma apresentado na Figura 22, através do método das Aproximações Quadráticas o valor encontrado para o número de tubos por fileira - NTF é igual a 12, totalizando 84 tubos em toda matriz, que correspondem a uma área total de troca - $A_{total,troca}$ igual a $5,769 \text{ m}^2$. A largura da base do trocador - $Dim 1$, foi uma das variáveis otimizada durante o

desenvolvimento desse trabalho. A fim de utilizar de maneira mais uniforme o fluxo dos gases oriundos da tubulação de escape do GMG, foi decidido que o comprimento da base do trocador – Dim2 fosse igual a Dim1. Desse modo, obtendo um total de 12 fileiras, o núcleo da matriz de tubos aletados possui uma altura – Dim3 igual a 0,62 m, e por sua vez o trocador possui um volume – Volume_{hx} igual a $4,8 \times 10^{-2} \text{ m}^3$, o que leva a uma relação $\text{Volume}_{hx}/\alpha$ igual a $118 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

A célula básica do sistema é apresentada na Figura 34. A partir da determinação do Diâmetro Hidráulico – Dh igual a 4,0 mm, de largura da base do trocador de calor - Dim1 igual a 0,28m, e do diâmetro externo dos tubos - D₂ igual a 33,40 mm, foram obtidos os valores de passo longitudinal – Sl = 48 mm, transversal – St = 35 mm e diagonal – Sd = 51 mm.

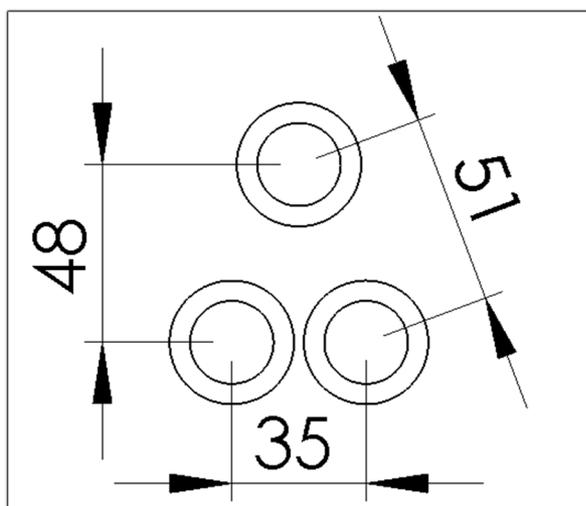


Figura 34 - Célula básica da configuração dos tubos no trocador de calor

O resultado encontrado através da otimização para a altura das aletas – L = 3,00 mm, passo de aletamento – Fp = 400 aletas/m e espessura da aleta – t = 0,3 mm. O dimensionamento resultou em um comprimento útil – H de 217 mm, e os diâmetros D₁ e D₂, apresentados na Figura 35, foram 22,42 mm e 33,40 mm respectivamente. Cada tubo possui um total de 86 aletas distribuídas ao longo do seu comprimento útil. Cada aleta possui uma área de troca - A_a igual a $6,05 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ e volume – V_a igual a $8,601 \times 10^{-8} \text{ m}^3$.

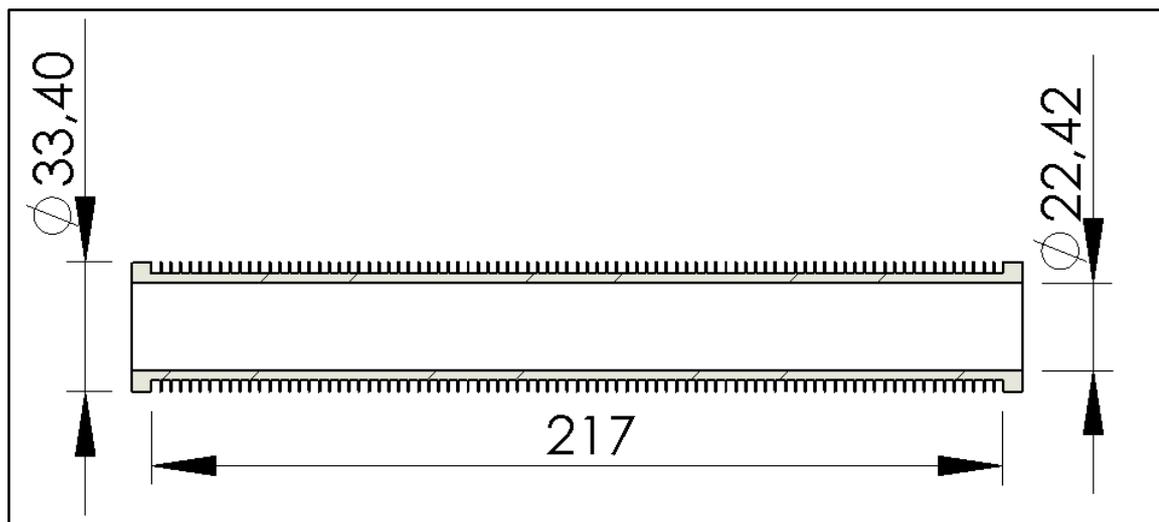


Figura 35 - Tubo aletado do trocador de calor

A geometria das aletas é apresentada na Figura 36. O valor do espaço entre aletas – s , encontrado foi de 2,2 mm, esse valor possui elevada importância, pois pode se tornar um critério que torna difícil a fabricação das aletas na parede do tubo, porém, o valor encontrado torna possível a fabricação das aletas até por métodos convencionais de usinagem. A eficiência de cada aleta - η_a , calculada através da Equação 4.24, foi de 92,62%. A eficiência total do aletamento do lado dos gases de exaustão, calculada através da Equação 4.27, é de 94,38%.

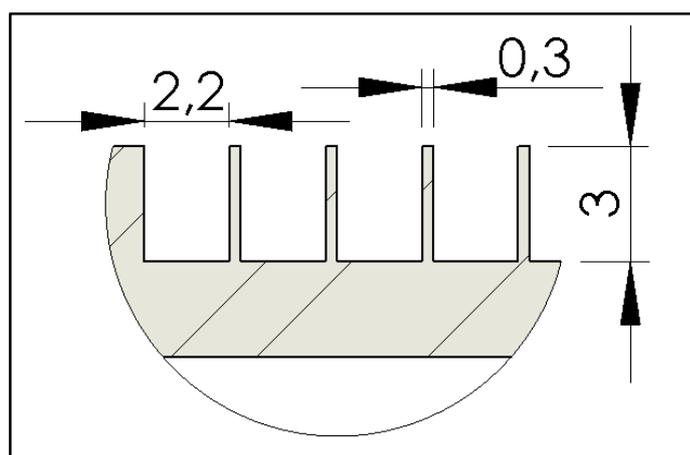


Figura 36 - Dimensões das aletas

Através da utilização do modelo desenvolvido, foi possível também determinar os valores de coeficientes de convecção do lado do gás e da água. Com base na utilização das Equações 4.15 a 4.21 o coeficiente convectivo dos gases de exaustão – h_{gas} foi igual a 66,49 W/(m²-K). Yan (2000) encontrou experimentalmente valores

de coeficiente de convecção para um trocador de calor de água e ar, com troca envolvendo 80 kW térmicos, uma faixa de valores de 45 a 100 W/(m²-K), o que dá confiabilidade ao valor encontrado para o atual trabalho. O valor encontrado para o coeficiente convectivo da água – $h_{\text{água}}$ foi de 5814 W/(m²-K). Através da biblioteca interna do software utilizado para implementação da rotina computacional, os fatores de incrustação $R''_{d,\text{água}}$ e $R''_{d,\text{gas}}$ encontrados foram de $4,40 \times 10^{-4}$ (m²-K)/W e $1,76 \times 10^{-4}$ (m²-K)/W respectivamente. Conhecendo-se os valores de coeficiente convectivo de cada lado, fatores de incrustação e o coeficiente de condução do material do tubo, o coeficiente de transferência global encontrado para o trocador de calor proposto foi de 56,990 W/(m²-K), valor que se encontra próximo à faixa de valores representativos de coeficientes de transferência global apresentados por Incropera (2008, p. 428) que afirma que coeficientes para trocadores de calor com tubos aletados (água nos tubos, ar em escoamento cruzado) estejam no intervalo entre 25-50 W/(m²-K).

Um resultado útil para trocadores de calor de escoamento cruzado é verificar a geometria da célula unitária do trocador versus Reynolds vs Fator de atrito e Fator j de Colburn. Tais gráficos foram apresentados primeiramente por Kays e London (1984) para diversas geometrias de trocador de escoamento cruzado e são reproduzidos por inúmeros artigos científicos e literaturas relacionadas ao tema.

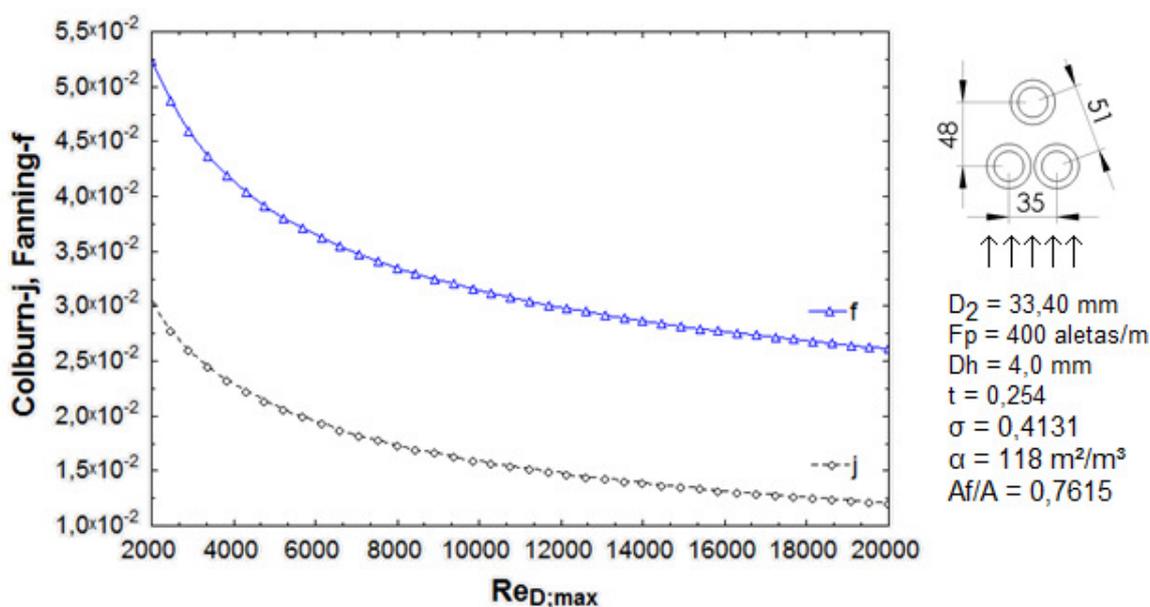


Figura 37 - Número de Reynolds vs fatores f e j

A partir dos resultados obtidos no gráfico apresentado na Figura 37, utilizando as Equações 4.31, 4.32 e 4.33 o valor da queda de pressão encontrado foi de 221,9 Pa, para valores de f igual a 0,025 e j igual a 0,0114. O gradiente de pressão obtido através da simulação CFD (Figura 38) apresentou uma queda de pressão de 1400 Pa, que pode ser considerada como uma pequena variação ($1 \text{ Pa} = 9,86 \times 10^{-6} \text{ atm}$), portanto, tanto no modelo desenvolvido quanto na simulação a queda de pressão no núcleo do trocador de calor obteve valores pequenos, fato que já era esperado devido a natureza do equipamento.

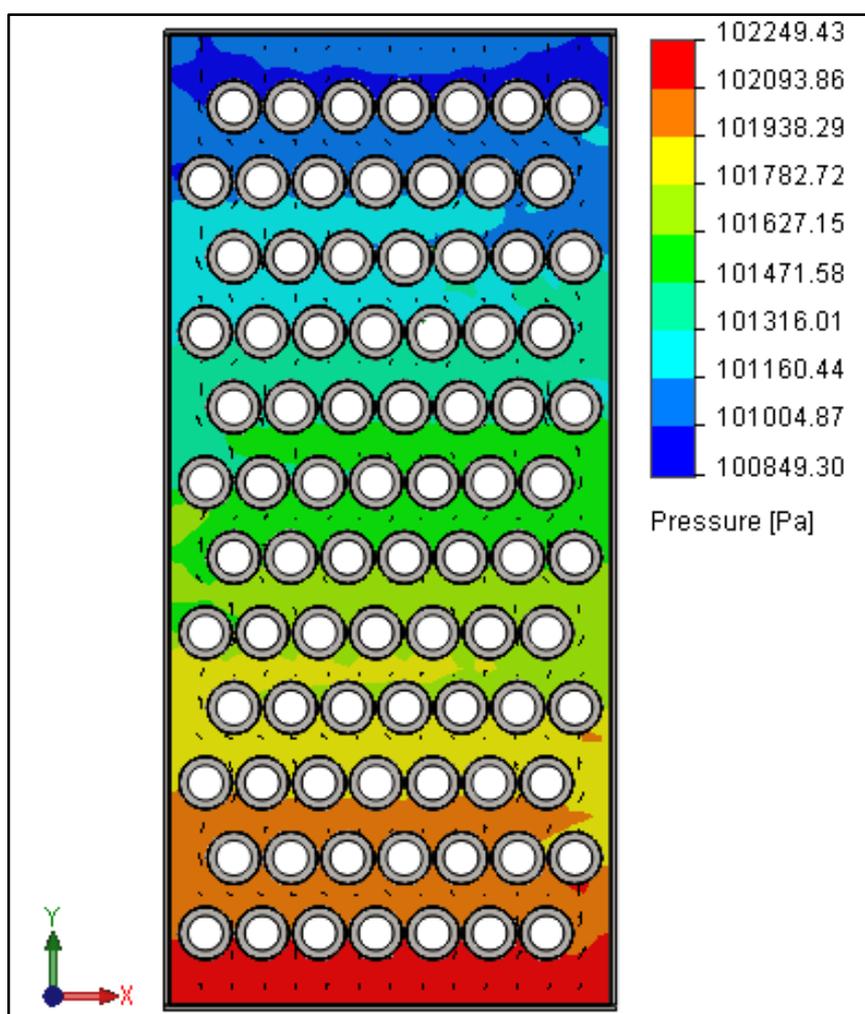


Figura 38 - Gradiente de pressão encontrado através da simulação CFD

Também através da simulação foi possível encontrar o gradiente de velocidade e a trajetória das partículas no interior da matriz tubular do trocador. Através do gradiente apresentado na Figura 39 é possível verificar que a velocidade máxima do fluido é de 36,72 m/s. O resultado da simulação permite afirmar que o

comportamento do escoamento é semelhante aos demonstrados na literatura (Figura 6) para o arranjo alternado, e o fluido utiliza a área de troca dos tubos de forma mais efetiva.

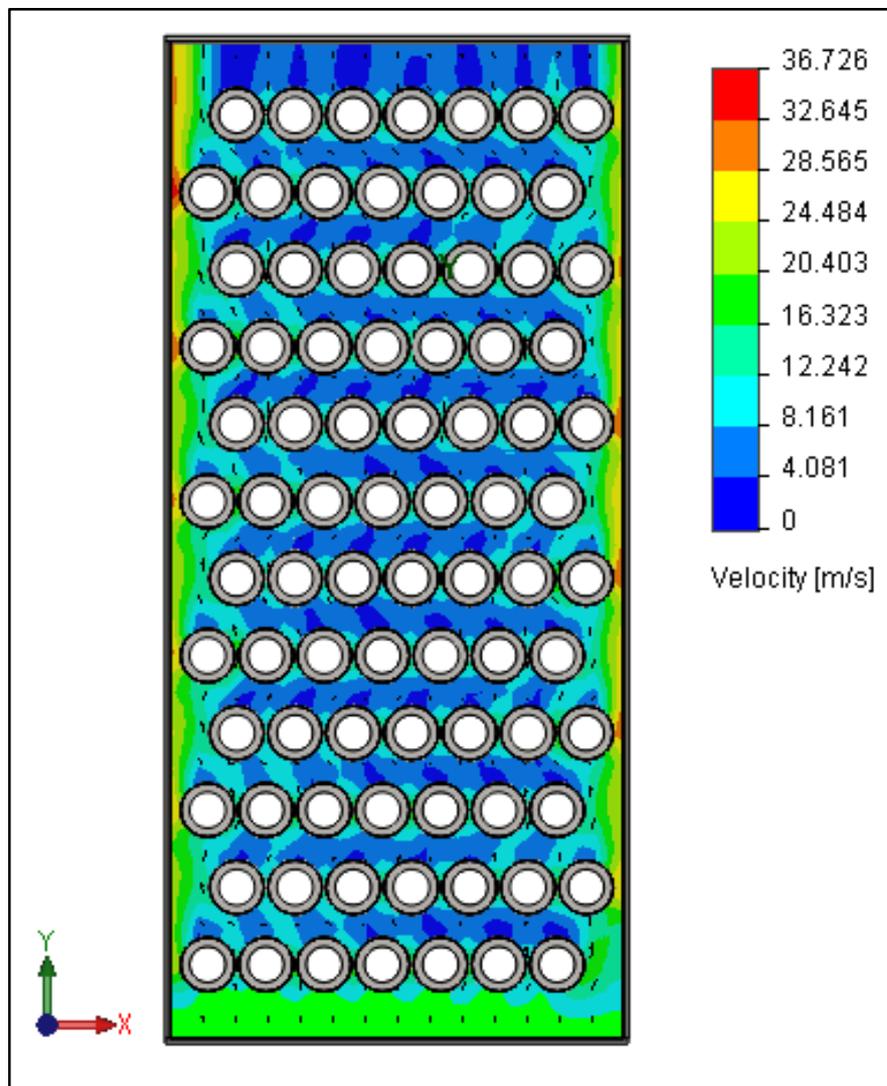


Figura 39 - Gradiente de velocidade no núcleo do trocador

Outro resultado de extrema importância é a medida da efetividade do trocador estudado e o seu Número de Unidades de Transferência. De acordo com os valores fornecidos, a efetividade - ϵ encontrada para o trocador proposto foi de 83,11 %, com o NUT igual a 1,854. Esses valores estão de acordo com o gráfico proposto por Filho (2004, p.584), para trocador de calor de escoamento cruzado, com passe único, um fluido misturado e o outro não-misturado, com um $Z' = C_r = 0,0451 \approx 0$. O valor de $C_r = C_i/C_q$, foi próximo a zero devido ao fato que para a modelagem do trocador foi assumido que ambos os lados (água e gases) transportam o calor de 66 kW, apresentado na Figura 40.

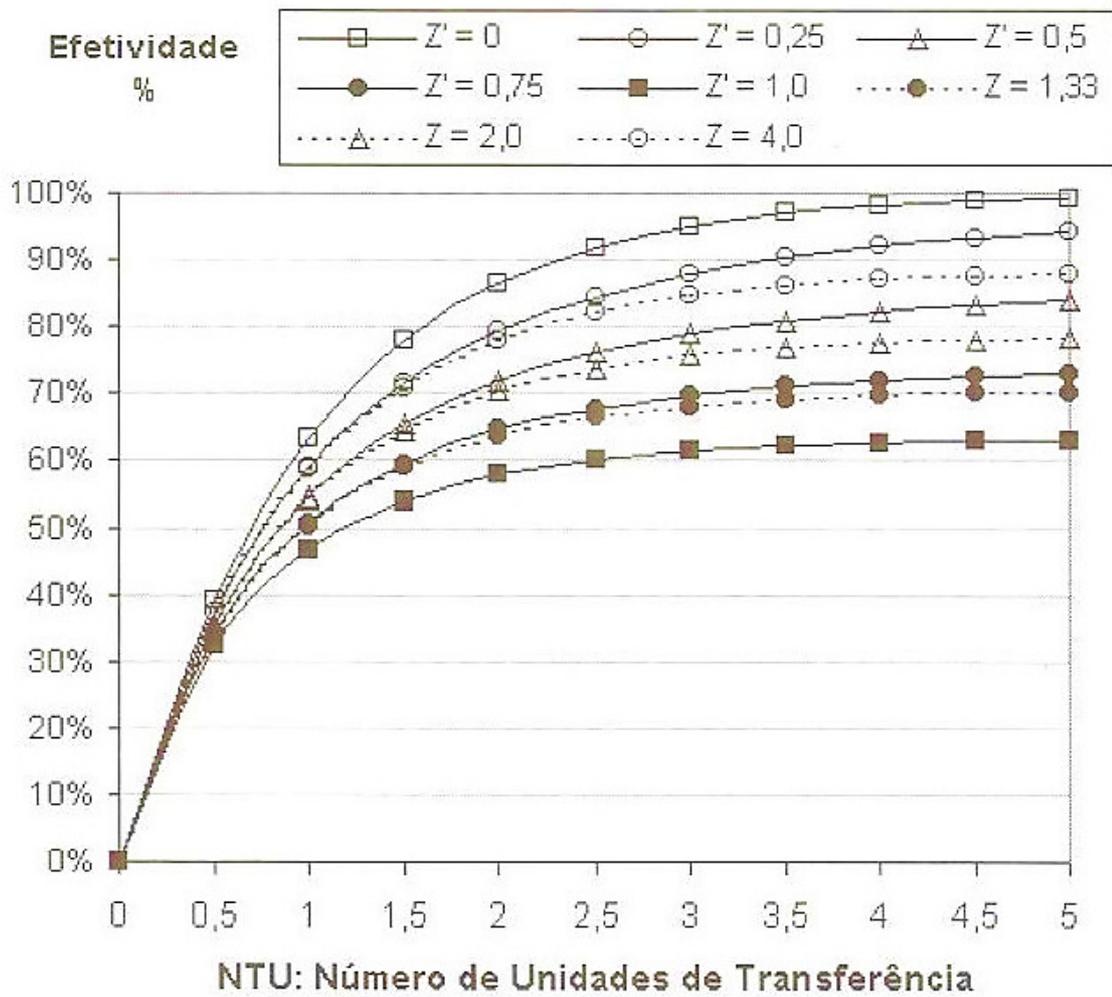


Figura 40 - Efetividade - Trocador de Correntes Cruzadas, uma única corrente misturada.

Fonte: FILHO, 2004.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O desenvolvimento do trocador de calor com o objetivo de recuperar gases da exaustão de um GMG foi realizado neste trabalho. No desenvolvimento do trabalho, diversas soluções foram consideradas e avaliadas, e a solução que se apresentou mais viável para a concepção do equipamento foi o trocador de calor de escoamento cruzado. Além de um trocador desse tipo ter sido selecionado, a matriz de tubos do trocador foi composta por tubos aletados, que incrementam consideravelmente a área de troca do equipamento e permitem que ele seja capaz de recuperar a quantidade de energia a qual se propõe.

No desenvolvimento do trabalho foram utilizadas diversas técnicas de computação, otimização e simulação que permitem uma avaliação mais robusta do equipamento em questão. Vale salientar que o aprendizado dessas ferramentas se tornou fator de aprendizagem no desenvolvimento do modelo utilizado, e que essas técnicas utilizadas em conjunto permitiram que a seleção da geometria fosse realizada de modo sistemático, com base na análise de sensibilidade e na calibração realizadas para que os valores ótimos das variáveis fossem encontrados em função dos objetivos de otimização: minimização do volume e maximização de α .

O resultado foi um trocador de calor de escoamento cruzado utilizando tubos aletados de Aço inoxidável 304, SCH 80, com diâmetro externo, $D_2 = 33,40$ mm; altura da aleta, $L = 3$ mm, espessura da aleta, $t = 0,3$ mm, passo de aletamento, $F_p = 400$ aletas/metro, diâmetro hidráulico, $D_h = 4$ mm e a largura da base do trocador, $Dim1 = 0,28$ m.

Apesar de uma avaliação extensa sobre o equipamento ter sido realizada através desse trabalho, algumas sugestões de continuação e oportunidades de estudo podem ser destacadas de modo que seja dada continuidade a investigação de um equipamento capaz de recuperar energia de GMGs auxiliando na eficiência energética dos equipamentos, são elas:

- Avaliar a variação do material utilizado para a fabricação dos tubos, p. ex., cobre, alumínio, dentre outros;
- Realizar experimentos e pesquisa que determinem qual método de fabricação é o mais adequado para a fabricação das aletas usinadas na parede do tubo,

se através de equipamentos destinados exclusivamente para esse fim ou técnicas de usinagem convencional ou ainda CNC;

- Realizar testes experimentais com a bancada desenvolvida mas ainda não instalada no laboratório do NMC, de modo a refinar ainda mais o modelo e obter valores práticos das condições estipuladas nesse trabalho,
- Pesquisar sobre o comportamento do escoamento de gases, no que concerne a trajetória das partículas e queda de pressão com mudanças abruptas de seção transversal, ao sair de uma seção transversal e adentrar em dutos de trocadores de calor.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BHUTTA, Muhammad Mahmood Aslam; HYAT, Nasir; BASHIR, Muhammad Hassan; KHAN, Ahmer Rais; AHMAD, Kanwar Naveed; KHAN, Sarfaraz. **CFD Applications in various heat exchangers design: A review**. Applied Thermal Engineering. Vol. 32. 2012, pp. 1-12.

BRAGA FILHO, Washington. **Transmissão de Calor** / Washington Braga Filho. -- São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

CAO, Eduardo. **Heat Transfer in Process Engineering**. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat Transfer: A Pratical Approach**. McGraw-Hill Science, 2002.

CHAPMAN, Alan J. **Heat Transfer**. Second Edition. New York: The Macmillan Company, 1969

DONG, Junqi. CHEN, Jiangping; CHEN, Zhijiu; ZHOU, Yimin. **Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers**. Applied Thermal Engineering. Vol. 27. 2007, pp. 306-313.

EREK, Aytunç; OZERDEM, BARIS; BILIR, Levent; ILKEN, Zafer. **Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering. Vol. 25. 2005, pp. 2421-2431.

F-Chart Software. **Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems**. 2009.

FILHO, Washington Braga. **Transmissão de Calor**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

FPT – Fiat Powertrain Technologies. **Série-N – Sistema de Injeção Mecânica. Utilização e Manutenção**. 2009.

GENIC, Srbislav B.; JACIMOVIC, Branislav M.; LATINOVIC, Boris R. **Research on air pressure drop in helically-finned tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering. Vol. 26. 2006, pp. 478-485.

GRILLOT, J. M. **Compact Heat Exchangers Liquid-Side Fouling**. Applied Thermal Engineering. Vol. 17. 1997, pp. 717-726.

HESSELGREAves, John E. **Compact heat exchangers: selection, design and operation**. 1st edition. Kidlington, Oxford – UK: Elsevier Science Ltd, 2001.

INCROPERA, Frank P. DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L. LAVINE, Adriene S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Frank P.

Incropera... [et al.]; tradução e revisão técnica Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. – Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JUNQI, Dong; JIANGPING, Chen; ZHIJIU, Chen; YIMIN, Zhou; WENFENG, Zhang. **Heat Transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers**. Applied Thermal Engineering. Vol. 27. 2007, pp. 2066-2073.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design**. CRC Press, Boston, D.C., 1998, pp. 306–315.

KANG, Hie Chan; KIM, Moo Hwan. **Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger**. International Journal of Refrigeration. Vol. 22. 1999, pp. 302-312.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. **Compact Heat Exchangers**, third ed. McGraw Hill, New York, 1984.

KHAN, W. A.; CULHAM, J. R.; YOVANOVICH, M. M. **Convection Heat Transfer from tube banks in cross flow: Analytical Approach**. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 49. 2006, pp. 4831-4838.

KIM, Ye Yong; KIM, Kui Soon; JEONG, Gi Ho; JEONG, Sooin. **An experimental study on the quantitative interpretation of local convective heat transfer for a plate fin and tube heat exchanger using the lumped capacitance method**. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 49. 2006, pp.230-239.

KOLANOWSKI, Bernard F. **Small-Scale Cogeneration Handbook**. Bernard F. Kolanowski – 2nd ed. Marcel Dekker, New York. 2003.

KRAUS, Allan D., **Extended surface heat transfer**. Allan D. Kraus, Abdul Aziz, James Welty. JOHN WILEY & SONS, INC, 2001.

KUNDU, B.; DAS, P. K. **Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers**. International Journal Heat and Fluid flow. Vol. 18. 1997, pp. 530-537.

KUNDU, B.; DAS, P. K. Performance and optimum dimensions of flat fins for tube-and-fin heat exchangers: **A generalized analysis**. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 30. 2009, pp. 658-668.

KUPAN, T. **Heat Exchanger Design**. New York: Marcel Dekker Inc., 2000.

KUVANNARAT, Thirapat; WANG, Chi-Chuan; WONGWISES, Somchai. **Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions**. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 49. 2006, pp. 2587-2596.

LEE, Mooyeon; KIM, Yongham. LEE, Hosung; KIM, Yongchan. **Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions**. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 53. 2010, pp. 2655-2661.

LI, Wei; WANG, Xialing. **Heat Transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins.** International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 53. 2010, pp. 2955-2962.

MALISKA, Clovis Raimundo. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional** – 2 ed. Rev. E ampliada – Rio de Janeiro: LTC, 2010.

MARTÍNEZ, E.; VICENTE, W. SOTO, G.; CAMPO, A.; SALINAS, M. **Methodology for determining the optimal fin dimensions in helically segmented finned tubes.** Applied Thermal Engineering. Vol. 31. 2011, pp. 1744-1750.

MAVRIDOU, S.; MAVROPOULOS, G. C.; BOURIS, D.; HOUNTALAS, D. T. BERGELES, G. **Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements.** Applied Thermal Engineering. Vol. 30. 2010, pp. 935-947.

MATHWORKS. Matlab & Simulink. **Model-Based Calibration Toolbox 4™. Model Browser User's Guide.** 2010.

McADAMS, William H. **Heat Transmission.** 3rd Edition. International Student Edition, 1954.

NAESS, Erling. **Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts.** Applied Thermal Engineering. Vol. 30. 2010, pp. 1531-1537.

NAPHON, Paisarn. **Thermal Performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins.** International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 34. 2007, pp. 321-330.

ONOVWIONA, Hycienth I. **Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications.** Hycienth I. Onovwiona, V. Ismet Ugursal, Alan S. Fung. Applied Thermal Engineering. 2006.

PANDIYARAJAN, V.; PANDIAN, M. Chinna; MALAN, E.; VELRAJ, R.; SEENIRAJ, R. V. **Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system.** V. Pandiyarajan, M. Chinna Pandian, E. Malan, R. Velraj, R.V. Seeniraj. Applied Energy, Vol. 88. 2011, pp. 77-87.

RATHOD, M. K.; NIYATI, K. Shah; PRABHAKARAN, P. **Performance evaluation of flat finned tube fin heat with different fin surfaces.** Applied Thermal Engineering. Vol. 27. 2007, pp. 2131-2137.

SAHIN, Besir; OZTURK, Nurhan Adil; GURLEK, Cahit. **Horseshoe vortex studies in the passage of a model plate-fin-and-tube heat exchanger.** International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 29. 2008, pp. 340-351.

RIFFEL, Douglas Bressan. **Estudo Teórico e Experimental da Dinâmica e da Otimização de Refrigeradores Térmicos por Adsorção.** Tese de Doutorado – Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa-PB. 2008.

SELIN, M. Y. **Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine.** Energy Conversion and Management. v.44; pp.707 – 721. 2003.

SHAH, R.K.; SEKULIC, P. Dusan. **Fundamentals of Heat Exchangers.** Design, John Wiley & Sons, New York, 2003.

SHI, Xiaojun; CHE, Defu; AGNEW, Brian; GAO, Jianmin. **An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust fuel gases.** International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 54. 2011, pp.E 660-615.

TANG, L. H.; ZENG, M.; WANG, Q. W. **Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns.** Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 33. 2009, pp. 818-827

TROCALOR. **Boletim Técnico – Tubos Aletados - revisão 4.** Rio de Janeiro – RJ: Trocalor Indústria Mecânica Ltda, maio de 2006.

TSI – Tube Supply International. **Helical High, HF Welded Helical and Integrally Finned Tubes.** United Kingdom: 2013.

WANG, Chi-Chuan.; LIAW, Jane-Sunn; YANG, Bing-Chwen. **Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers data with larger diameter tube.** International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 54. 2011, pp. 1024-1029.

WANG, Chi-Chuan; TAO, Win-Han; CHANG, Chun-Jung. **An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers.** International Journal of Refrigeration. Vol. 22. 1999, pp. 595-603.

WANG, C. C.; FU, W. L.; CHANG, C. T. **Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers.** Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 14. 1997, pp. 174-186.

YAKINTHOS, Kyros; MISSIRLIS, Dimitris; PALIKARAS, Achilles; STORM, Paul; SIMON, Burkhard; GOULAS, Apostolos. **Optimization of the design of recuperative heat exchangers in the exhaust of an aero engine.** Applied Mathematical Modeling. Vol. 31. 2007, pp. 2524-2541.

YAN, Wei-Mon; SHEEN, Pay-Jen. **Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers.** International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 43. 2000, pp. 1651-1659.

Turbulence Intensity. CFD Online.com. Disponível em: < http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity>. 03 de janeiro de 2012. Acessado em: 14 de março de 2013.

APÊNDICES

Apêndice A – Rotina computacional implementada no EES

"UFS - Universidade Federal de Sergipe"
 "CCET - Centro de Ciências Exatas e Tecnologia"
 "NMC - Núcleo de Engenharia Mecânica"
 "Trabalho de Conclusão de Curso 2012/2 - Prof. Dr. Douglas B. Riffel"
 "Aluno: Danilo Rodrigues Santos"

"Trocador de Calor para GMG a Diesel - Configuração dos tubos: Alternados"

```
Function valorz(St;D_1;D_2;t;FP)
x = ((St-D_1)-(D_2-D_1)*t*FP)
y = 2*(((St/2)^2+St^2)^(0,5)-D_2-(D_2-D_1)*t*FP)
  If (x>y) Then
    valz := y
  Else
    valz :=x
  Endif
valorz := valz
END
```

```
Function vmaxima(V_en_gas; D_2; St; Sd)
a = 2*(Sd-D_2)
a1 = (St-D_2)
  If(a<a1) Then
    Vmax = (St/(2*(Sd - D_2))) * V_en_gas
  Else
    Vmax = (St*V_en_gas)/(St-D_2)
  Endif
vmaxima := Vmax
END
```

"Dados de Entrada"
 D_2 = 33,42*convert(mm;m) "Diâmetro externo do tubo aletado"
 L = 3*convert(mm;m) "Altura da Aleta"
 t = 0,3*convert(mm;m) "Espessura da aleta"
 Fp = 400 "# aletas por metro"
 D_h = 4*convert(mm;m)"Diâmetro Hidráulico"
 Dim1 =28*convert(cm;m) "Largura da estrutura do trocador de calor"

"Configuração do trocador e dos tubos"
 t_tubo = 1,6/1000 "Espessura da parede abaixo da parte aletada do tubo"
 H = Dim1-2*T_h "Comprimento útil de cada tubo do trocador"
 Dim2 = Dim1 "Base da estrutura do trocador de calor"
 N_F = Dim1/(St)-1-10*D_2 "Número de filas de tubos"
 Dim3= (N_TF+1)*SI "Altura da estrutura do trocador de calor"
 D_saida_gases = 76,20/1000 "Diâmetro da tubulação de saída dos gases de exaustão"
 D_entre_tubos = 0,435*D_2 "Distância útil entre os tubos por cada coluna para realizar soldagem"
 N_TF = 12 "Numero de tubos por fila"
 SI = D_entre_tubos+D_2 "Passo longitudinal dos tubos do trocador"
 razaoS = St/SI "Razão entre passos longitudinal e transversal"
 Sd = ((SI^2+(St/2)^2)^(1/2)) "Passo diagonal dos tubos do trocador"
 T_h = 31,75/1000 "Diâmetro do tubo utilizado na coluna que distribui o fluxo para os tubos"
 StDo = St/D_2 "Relação entre passo longitudinal e Diâmetro do tubo"
 SIdo = SI/D_2 "Relação entre passo transversal e Diâmetro do tubo"

"Condições de temperatura e vazão do escoamento"

$m_{\text{dot_agua}} = 1,329$ "Vazão mássica da água"

$m_{\text{dot_gas}} = 0,2374$ "Vazão mássica dos gases de exaustão"

$T_{\text{agua_ent}} = 303,15$ "Temperatura de entrada da água"

$T_{\text{agua_sai}} = 315,15$ "Temperatura de saída da água"

$\Delta T_{\text{agua}} = T_{\text{agua_sai}} - T_{\text{agua_ent}}$ "Diferença de temperatura da água"

$T_{\text{gas_ent}} = 623,15$ "Temperatura de entrada dos gases de exaustão"

$T_{\text{gas_sai}} = T_{\text{gas_ent}} - (q/C_q)$ "Temperatura de saída dos gases de exaustão"

$\Delta T_{\text{gas}} = T_{\text{gas_ent}} - T_{\text{gas_sai}}$ "Diferença de temperatura para os gases"

$T_b = (T_{\text{gas_ent}} + ((1/h_{\text{gas}} + R''_d_{\text{gas}})/(1/h_{\text{agua}} + R''_d_{\text{agua}})) * T_{\text{agua_ent}}) / (1 + ((1/h_{\text{gas}} + R''_d_{\text{gas}})/(1/h_{\text{agua}} + R''_d_{\text{agua}})))$ "Temperatura na base da aleta"

$V_{\text{en_gas}} = 15$ "Velocidade do escoamento dos gases de exaustão"

$P_{\text{gas}} = 101,325$ "Pressão de saída dos gases de exaustão"

$P_{\text{agua}} = 567,00$ "Pressão da água no interior dos tubos"

"Dimensões características e corrigidas dos tubos"

$D_1 = (D_2 - 2 * L)$ "Diametro externo da parte cilíndrica abaixo da aleta"

$D_0 = D_1 - 2 * t_{\text{tubo}}$ "Diametro interno do tubo"

$r_1 = (D_1)/2$ "Raio do tubo"

$r_2 = (D_2)/2$ "Raio considerando a parte aletada"

$r_{2c} = r_2 + (t/2)$ "Raio corrigido"

$L_c = L + (t/2)$ "Comprimento corrigido"

$L_{\text{tubos}} = N_{\text{total_tubos}} * H$

$A_a = 2 * \pi * (r_{2c}^2 - r_1^2)$ "Área da Aleta"

$V_a = \pi * (r_2^2 - r_1^2) * t$ "Volume da Aleta"

$V_{\text{tubo}} = \pi * (D_1^2 - D_0^2) * H$ "Volume do cilindro do tubo abaixo da aleta"

"Aço"

$k = k('Stainless_AISI304'; T_{\text{gas_ent}})$ "Coeficiente de Condução do material do tubo - Aço Inox AISI 304"

"Gases da Exaustão"

$\nu_{\text{gas}} = (9 * 10^{-5}) * T_{\text{gas_ent}}^2 + 0,0408 * T_{\text{gas_ent}} - 3,7534 * 10^{-6}$ "Viscosidade dinâmica dos gases de exaustão"

$c_{p_gas} = Cp(\text{Air}; T = T_{\text{gas_ent}})$ "Calor específico dos gases de exaustão"

$\mu_{\text{gas}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = (T_{\text{gas_ent}} + T_{\text{gas_sai}})/2)$ "Viscosidade dos gases de exaustão"

$k_{\text{gas}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = (T_{\text{gas_ent}} + T_{\text{gas_sai}})/2)$ "Coeficiente de condução dos gases de exaustão"

$Pr_{\text{gas}} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = (T_{\text{gas_ent}} + T_{\text{gas_sai}})/2)$ "Número de Prandtl para os gases de exaustão"

$\rho_{\text{gas}} = \text{Density}(\text{Air}; T = T_{\text{gas_ent}}; P = P_{\text{gas}})$

$\mu_{\text{tubo}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = T_b)$ "Viscosidade utilizando T_b para considerar o efeito das propriedades variáveis na tc por convecção"

$Pr_{\text{tubo}} = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = T_b)$ "Número de Prandtl utilizando T_b para considerar o efeito das propriedades variáveis na tc por convecção"

"Água"

$\mu_{\text{agua}} = \text{Viscosity}(\text{Water}; T = (T_{\text{agua_ent}} + T_{\text{agua_sai}})/2; P = P_{\text{agua}})$ "Viscosidade da água"

$c_{p_agua} = Cp(\text{Water}; T = (T_{\text{agua_ent}} + T_{\text{agua_sai}})/2; P = P_{\text{agua}})$ "Calor específico da água"

$k_{\text{agua}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (T_{\text{agua_ent}} + T_{\text{agua_sai}})/2; P = P_{\text{agua}})$ "Coeficiente de condução da água"

$Pr_{\text{agua}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{\text{agua_ent}} + T_{\text{agua_sai}})/2; P = P_{\text{agua}})$ "Número de Prandtl da Água"

"Fatores de Incrustação"

$R''_d_{\text{agua}} = \text{FoulingFactor}('River\ water\ (average)')$ "Fator de incrustação da água"

$R''_d_{\text{gas}} = \text{FoulingFactor}('Engine\ Exhaust\ Gas')$ "Fator de incrustação dos gases de exaustão"

"Parâmetros do Aletamento"

$m = \text{SQRT}((2 * h_{\text{gas}})/(k * t))$ "Solução da EDP do balanço para superfícies estendidas"

$C_2 = ((2 * r_1)/m)/((r_{2c})^2 - r_1^2)$ "Parâmetro geométrico da aleta"

$\eta_a = \frac{C_2 \cdot ((\text{BesselK}(1; m \cdot r_1) \cdot (\text{BesselI}(1; m \cdot r_2_c)) \text{BesselI}(1; m \cdot r_1) \cdot \text{BesselK}(1; m \cdot r_2_c)) / ((\text{BesselI}(0; m \cdot r_1) \cdot (\text{BesselK}(1; m \cdot r_2_c)) + \text{BesselK}(0; m \cdot r_1) \cdot \text{BesselI}(1; m \cdot r_2_c)))}{\text{Eficiência da Aleta Unitária}}$
 $\eta_a \text{ EES} = \eta_{\text{fin_annular_rect}}(t; r_1; r_2_c; h_{\text{gas}}; k)$ "Eficiência Aleta Unitária - Função Interna EES"
 $N_{\text{total_tubos}} = N_F \cdot N_{TF}$ "Número de tubos no trocador"
 $N_{\text{aletas}} = H \cdot F_p$ "Número de aletas por tubo do trocador"
 $H_{\text{aletado}} = N_{\text{aletas}} \cdot t$ "Comprimento aletado do tubo"
 $H_{\text{liso}} = (H - H_{\text{aletado}})$ "Comprimento não aletado do tubo"
 $S = H_{\text{liso}} / (N_{\text{aletas}} - 1)$ "Passo das aletas"
 $A_{\text{aletada_tubo}} = N_{\text{aletas}} \cdot A_a$ "Área aletada do tubo"
 $A_{\text{liso_tubo}} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot H_{\text{liso}}$ "Área não aletada do tubo"
 $A_{\text{total_troca}} = A_{\text{aletada_tubo}} \cdot N_{\text{total_tubos}} + A_{\text{liso_tubo}} \cdot N_{\text{total_tubos}}$ "Área total de troca de calor no trocador"
 $\eta_o \text{ gas} = 1 - (N_{\text{aletas}} \cdot A_a \cdot N_{\text{total_tubos}}) / A_{\text{total_troca}} \cdot (1 - \eta_a)$ "Eficiência total de área de troca"
 $\text{volume_hx} = \text{Dim1} \cdot \text{Dim2} \cdot \text{Dim3}$
 $\alpha = (A_{\text{total_troca}}) / (\text{Dim1} \cdot \text{Dim2} \cdot \text{Dim3})$ "Área total de transferência de calor/Volume total"

"Diâmetro Hidráulico"
 $A_p = \pi \cdot D_1 \cdot (H \cdot N_{\text{aletas}}) \cdot N_{\text{total_tubos}}$ "Área da superfície dos tubos menos área bloqueada pelas aletas"
 $A_f = (2 \cdot \pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) / 4 + \pi \cdot D_2 \cdot t) \cdot N_{\text{aletas}} \cdot N_{\text{total_tubos}}$ "Área total da superfície aletada"
 $A_t = A_p + A_f$ "Superfície total de troca de calor"
 $z = \text{valorz}(St; D_1; D_2; t; FP)$ "Comprimento característico para cálculo do Diâmetro Hidráulico"
 $A_o = (((\text{Dim3}/St) - 1) \cdot z + (St - D_1) - (D_2 - D_1) \cdot t \cdot FP) \cdot H$ "Área livre de escoamento mínima"
 $D_h = (4 \cdot A_o \cdot H) / A_t$ "Diâmetro Hidráulico"

"Coeficiente Global de Transferência de Calor baseado no lado do gas"
 $\sigma = ((\text{Dim1} \cdot \text{Dim2}) - ((D_1 + D_2) / 2) \cdot H \cdot N_F) / (\text{Dim1} \cdot \text{Dim2})$ "Área livre de escoamento/Área frontal do trocador"
 $G = m_{\text{dot_gas}} / (\sigma \cdot \text{Dim1} \cdot \text{Dim2})$ "Fluxo massico de entrada de gas"
 $V_{\text{max}} = v_{\text{maxima}}(V_{\text{en_gas}}; D_2; St; Sd)$ "Velocidade máxima do escoamento"
 $Re_D = (G \cdot D_h) / \mu_{\text{gas}}$ "Número de Reynolds para o Escoamento Externo"
 $Re_{D_max} = (V_{\text{max}} \cdot D_h) / \nu_{\text{gas}}$ "Número de Reynolds para a matriz de tubos"
 $C = 0,35 \cdot (St/Si)^{(1/5)}$ "Constante de Correção para o Nusselt em matriz de tubos em escoamento cruzado"
 $C_3 = \text{Interpolate}('FatorCorrecaoC2'; 'NTF'; 'C_2_alt'; NTF = N_{TF})$
 $m_{\text{correcao}} = 0,60$ "Fator de correção"
 $Nus_D = (0,027 \cdot Re_D^{(4/5)} \cdot Pr_{\text{agua}}^{(1/3)} \cdot (\mu_{\text{agua}} / \mu_{\text{tubo}})^{(0,14)})$ "Correlação de Sieder-Tate"
 $Nus_{\text{bar_D}} = C_3 \cdot C \cdot (Re_{D_max})^{(m_{\text{correcao}})} \cdot Pr_{\text{gas}}^{(0,36)} \cdot (Pr_{\text{gas}} / Pr_{\text{tubo}})^{(1/4)}$ "Número de Nusselt de acordo com a correlação de Zhukauskas"
 $h_{\text{agua}} = (Nus_D \cdot k_{\text{agua}}) / D_0$ "Coeficiente de convecção do lado da água"
 $h_{\text{gas}} = (Nus_{\text{bar_D}} \cdot k_{\text{gas}}) / D_h$ "Coeficiente de convecção do lado dos gases"
 $R_p = \text{LN}(r_2/r_1) / (2 \cdot \pi \cdot N_{\text{total_tubos}} \cdot H \cdot k)$ "Resistência condutiva na parede do tubo"
 $\eta_o \text{ agua} = 1$ "No interior dos tubos não há aletas"
 $1/U_i = 1/h_{\text{agua}} + R_{\text{d_agua}} + R_{\text{d_gas}} + (D_1 \cdot \text{LN}(D_2/D_1) / (2 \cdot k)) + 1/h_{\text{gas}}$ "Coeficiente Global de Transferência de calor"

"Cálculo da efetividade ϵ -NUT"
 $C_f = m_{\text{dot_agua}} \cdot c_{p_agua}$ "Quantidade de Calor do fluxo de água"
 $C_q = m_{\text{dot_gas}} \cdot c_{p_gas}$ "Quantidade de Calor do fluxo de gas"
 $C_r = C_q / C_f$ "Razão entre Cmin/Cmax"
 $q = C_f \cdot (T_{\text{agua_sai}} - T_{\text{agua_ent}})$ "Taxa de calor que o trocador recupera pelo método ϵ -NUT"
 $q_{\text{max}} = C_q \cdot (T_{\text{gas_ent}} - T_{\text{agua_ent}})$ "Taxa de calor máxima teórica envolvida no trocador pelo método ϵ -NUT"
 $\epsilon = q / q_{\text{max}}$ "Efetividade do Trocador"
 $NUT = (-1/C_r) \cdot \text{LN}(C_r \cdot \text{LN}(1 - \epsilon) + 1)$ "Número de Unidades de Transferência do Trocador"

"Taxa de transferência de calor do trocador"

$DELTA_T_1 = T_{gas_ent} - T_{agua_ent}$

$DELTA_T_2 = T_{gas_sai} - T_{agua_sai}$

$DELTA_{ml} = (DELTA_T_2 - DELTA_T_1) / \ln(DELTA_T_2 / DELTA_T_1)$ "Média Logarítmica da Diferença de Temperaturas"

$P = (T_{agua_sai} - T_{agua_ent}) / (T_{gas_ent} - T_{agua_ent})$ "Parâmetro P para determinação do fator de correção"

$R = (T_{gas_ent} - T_{gas_sai}) / (T_{agua_sai} - T_{agua_ent})$ "Parâmetro R para determinação do fator de correção"

$F_{corr} = 1$ "Fator de correção para trocador de escoamento cruzado"

$F_{corr} = LMTD_CF('crossflow', P, R)$ "Função Interna do EES fator de correção para trocador de escoamento cruzado"

$DELTA_{ml_corr} = DELTA_{ml} * F_{corr}$ "Média Logarítmica da Diferença de Temperaturas Corrigida"

$q_{hx} = U_j * A_{total_troca} * DELTA_{ml_corr} * convert(w; kW)$ "Taxa Total de Transferência de Calor do Trocador"

$DELTA_q = abs(q_{hx} - q)$ "Variável auxiliar para executar a iteração numérica"

"Queda de pressão em matriz de tubos aletados"

$j = (Nus_bar_D) / (Re_D_max * Pr_gas^{1/3})$ "Fator j de Colburn, coeficiente de transferência de calor adimensional"

$f = 1 / (1,82 * \log_{10}(Re_D_max) - 1,64)^2$ "Fator f de Fanning ou fator de atrito, representa a queda entre pressão adimensional no escoamento"

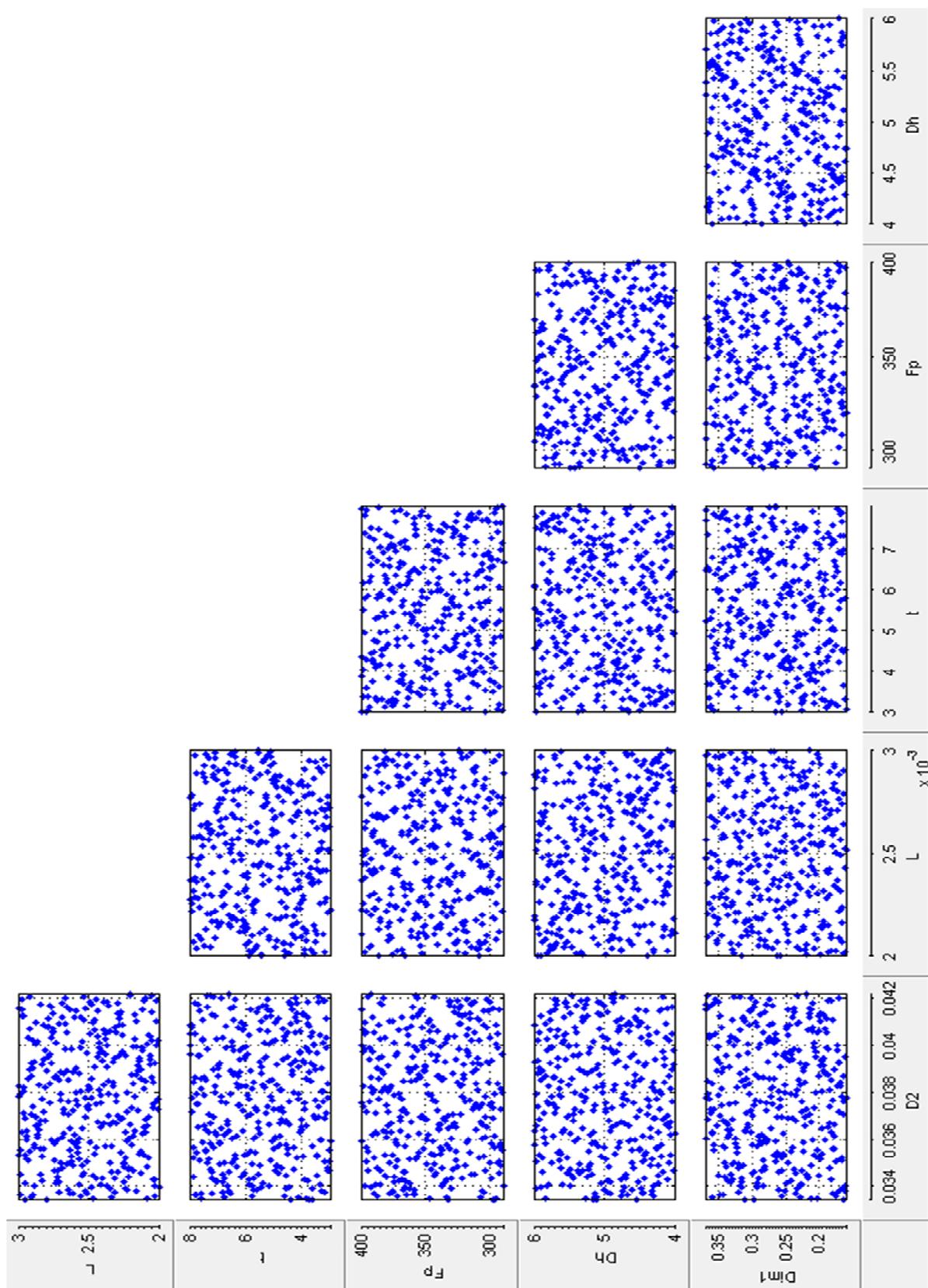
$nu_ent = Volume(Air; T=T_{gas_ent}; P=101,325)$ "Volume específico do gas na entrada"

$nu_sai = Volume(Air; T=T_{gas_sai}; P=101,325)$ "Volume específico do gas na saída"

$nu_med = (nu_ent + nu_sai) / 2$ "Volume específico médio"

$DELTA_P = ((G^2 * nu_ent) / 2) * ((1 + \sigma^2) * ((nu_sai / nu_ent) + 1) + (f * A_{total_troca} * nu_med) / ((Dim1 * Dim2) - (\pi * r_1 * H))) * nu_ent$ "Queda de pressão total do trocador"

Apêndice B – Projeção de Variação de Pares de Variáveis do planejamento experimental



Apêndice C – Distribuição Amostral das Variáveis de Interesse em HiperCubos Latinos

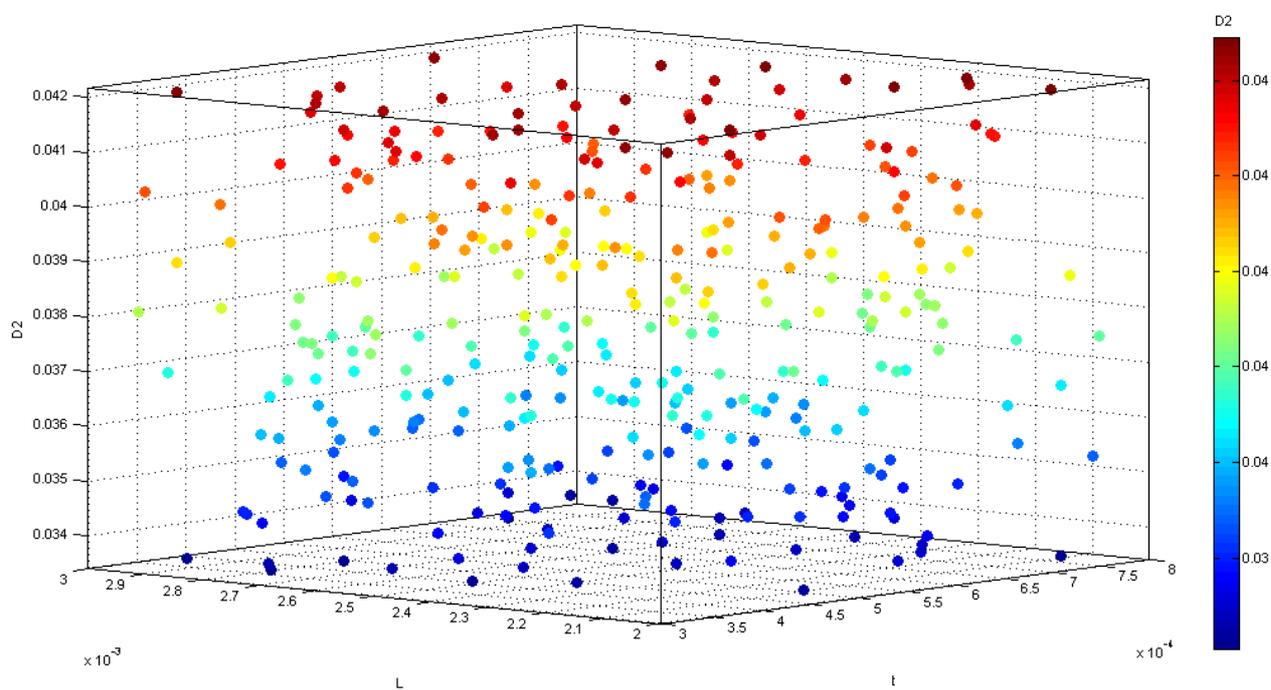


Figura APC1 – HiperCubo Latino com distribuição de L, t e D2 nos eixos x, y e z respectivamente.

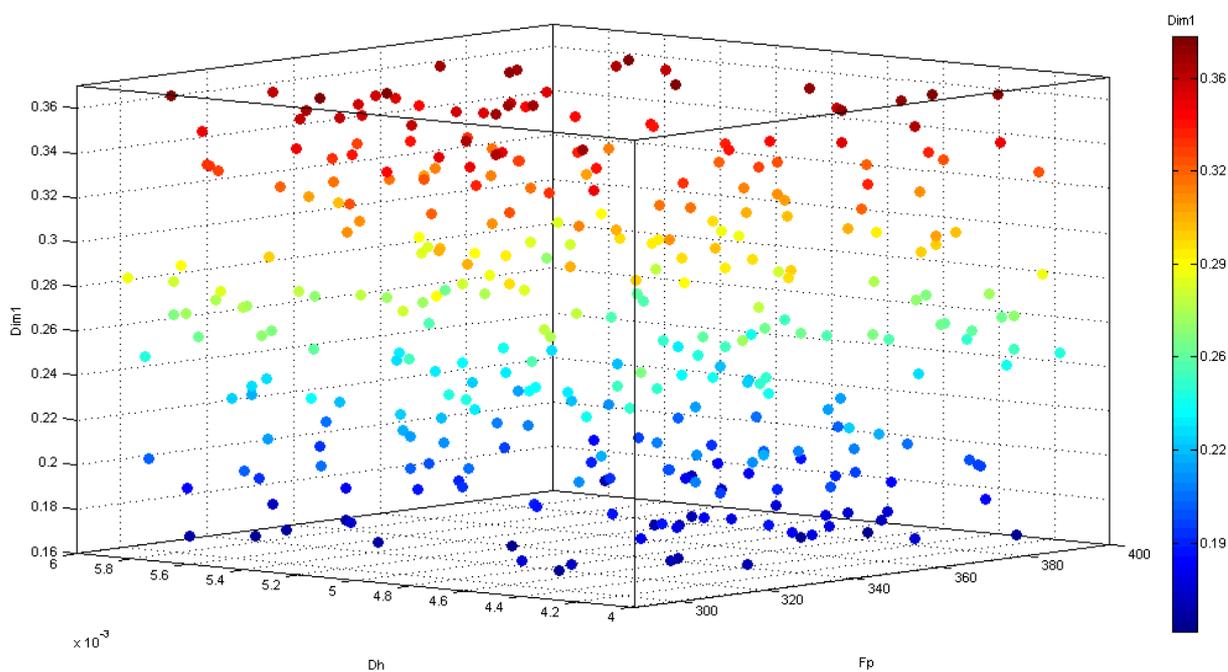
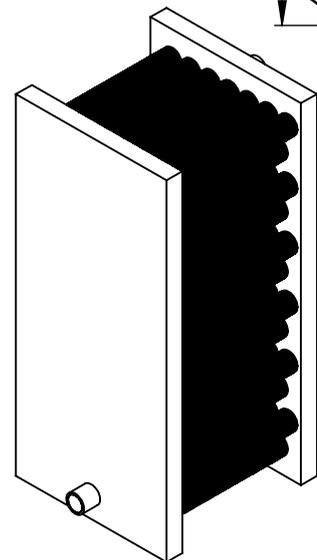
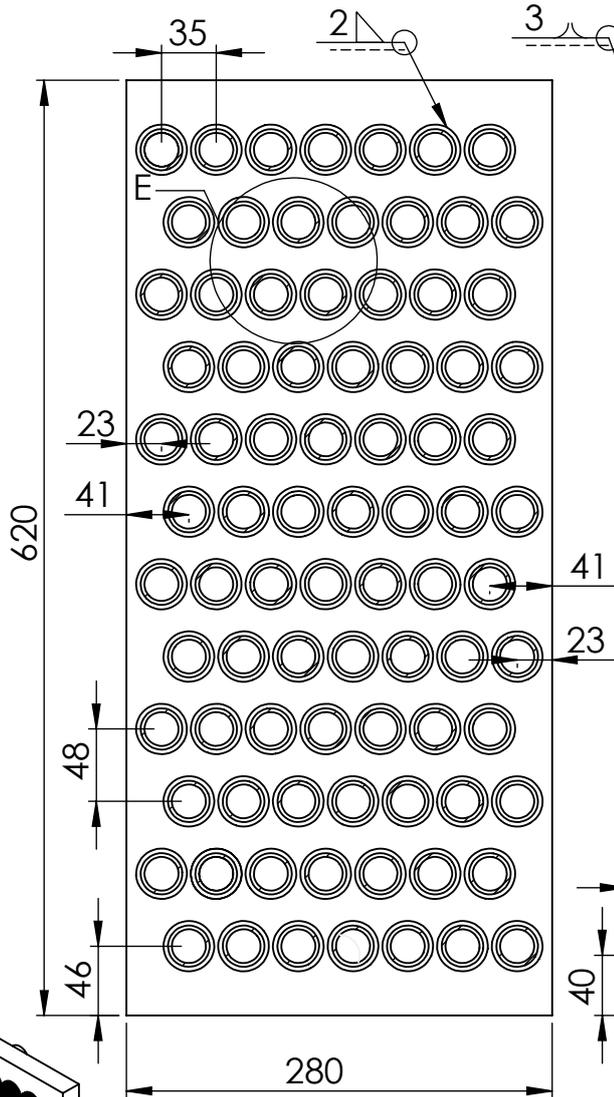
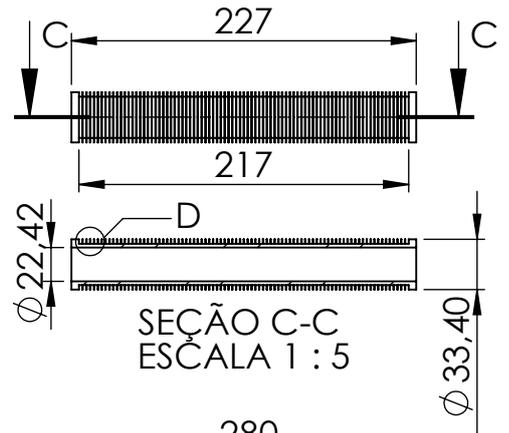
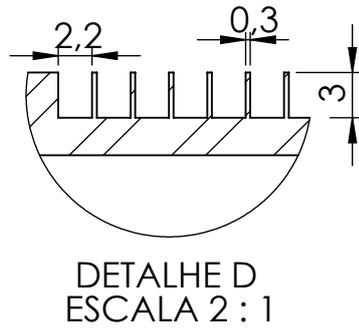
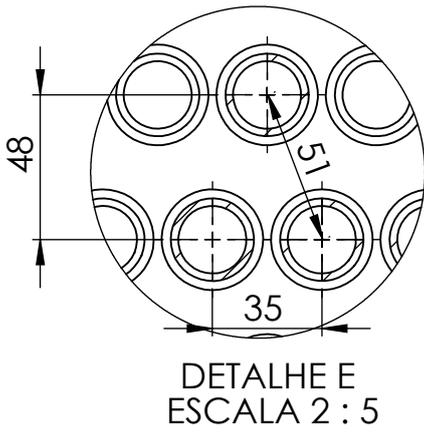


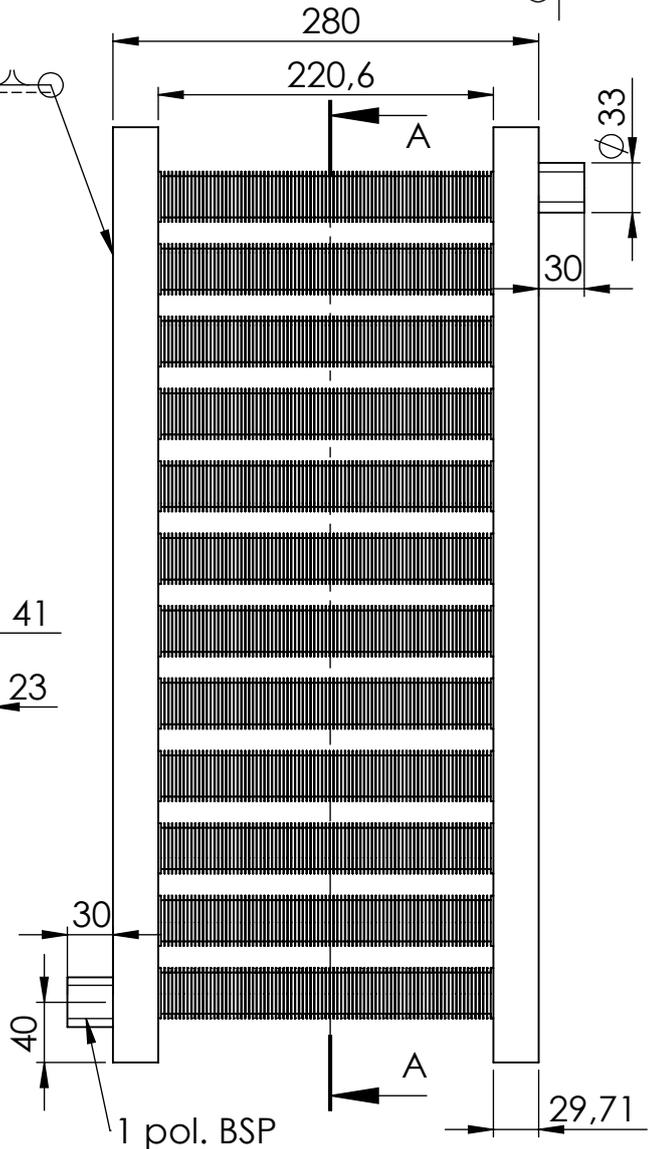
Figura APC2 – HiperCubo Latino com distribuição de Dh, Fp e Dim1 nos eixos x, y e z respectivamente.

Apêndice D - Desenho Técnico

Trocador de Calor de Escoamento Cruzado



Nº Total de Tubos: 84
Nº de aletas por tubo: 86
Tipo da aleta: Anular



Obs: Utilizar chapas de Aço inoxidável 304 1/8 pol. para fabricação dos espelhos; Utilizar tubos de Aço Inoxidável 304 de Schedule 80 - DN 1 pol com aletas usinadas.

Disciplina: TCC Período: 2012/2 UFS/CCET/NMC

Aluno:
Danilo Rodrigues

Professor:
Douglas B. Riffel

Trocador de Calor de Escoamento
Cruzado

A4

ANEXOS

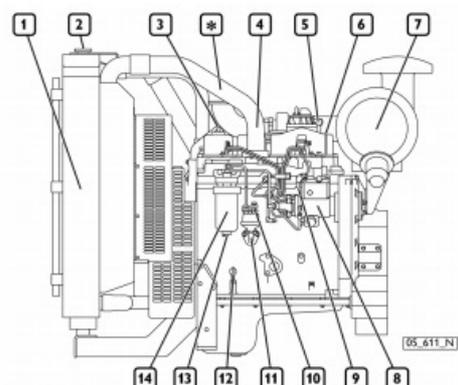
Anexo A – Dados Operacionais do Motor Diesel do GMG considerado como fonte de calor

Código	B-N45 SM1A/SM2A B-N45 TM1A/TM2A	Sistema elétrico	12 V
Família de motores	F4	Bateria(s) - capacidade - corrente de descarga	100 Ah ou superior 650 A ou superior
Ciclo	Diesel a 4 tempos	Desempenho(*)	B-N45 SM1A
Nº e disposição cilindros	4, em linha	(STAGE 2)	Prime 53,5 kWm @ 1.500 rpm Stand-by 59 kWm @ 1.500 rpm
Diâmetro x curso	104 x 132 mm	(TIER 2)	Prime 59 kWm @ 1.800 rpm Stand-by 65 kWm @ 1.800 rpm
Cilindrada total	4.500 cm3		
Sistema de ar	Supercomprimido, pós-refrigerado (1)		
Tipo de injeção	Direta com bomba rotativa		
Direção rotação motor	Para a esquerda (visto do volante motor)		
Regulador de velocidade	Mecânico		
Peso líquido	SM 480 kg TM 500 kg		
1) Excluindo versões SM			

Figura AN1 - Especificações básicas do motor FPT modelo N45 SM1A. Fonte: FPT, 2009.

B-N45 SM1A/SM2A
B-N45 TM1A/TM2A

1. Radiador(es)
 2. Tampa do abastecimento do líquido de refrigeração do motor
 3. Tampa do abastecimento de óleo
 4. Coletor de admissão de ar do motor
 5. Dreno do vapor de óleo
 6. Olhal de elevação
 7. Filtro de ar
 8. Bomba injetora
 9. Tubo de retorno de combustível
 10. Tubo de admissão de combustível a partir do reservatório
 11. Bomba manual de combustível de combustível
 12. Vareta de nível de óleo
 13. Bujão de drenagem do vapor condensado no filtro de combustível
 14. Filtro de combustível.
- (*) Excluindo versões SM


B-N45 SM1A/SM2A
B-N45 TM1A/TM2A

1. Coletor de descarga
 2. Admissão de ar do turbocompressor
 3. Saída de ar de turbocompressão
 4. Turbocompressor
 5. Saída de descarga
 6. Olhal de elevação
 7. Tubo de retorno do líquido de refrigeração a partir do motor
 8. Localização da válvula termostática
 9. Flange de entrada do líquido de refrigeração do motor
 10. Ventilador
 11. Alternador
 12. Dreno de descarga de óleo lubrificante
 13. Filtro de óleo
 14. Motor elétrico de partida
- (*) Excluindo versões SM

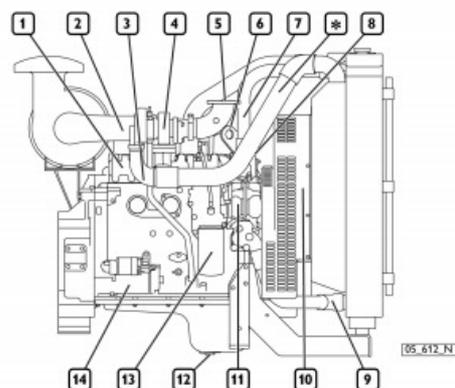


Figura AN2 - Vistas frontal e posterior e lista de componentes do motor N45 SM1A. Fonte: FPT, 2009.

Anexo B – Dimensões de Tubos de Aço Inoxidável

TUBOS PADRÃO SCHEDULE COM OU SEM COSTURA													
Diâmetro Externo		ESPESSURA DE PAREDE - mm											
Polegada	mm	5-S		10-S		20-S		40-S		80-S		160-S	
		Par.	Peso	Par.	Peso	Par.	Peso	Par.	Peso	Par.	Peso	Par.	Peso
1/8'	10,20	-	-	1,24	0,280	1,50	0,320	1,73	0,370	2,41	0,460	-	-
1/4'	13,72	-	-	1,65	0,500	2,00	0,580	2,24	0,630	3,02	0,810	-	-
3/8'	17,15	-	-	1,65	0,640	2,00	0,750	2,31	0,860	3,20	1,120	-	-
1/2'	21,34	1,65	0,813	2,11	1,020	2,50	1,160	2,77	1,290	3,73	1,640	4,75	1,94
3/4'	26,67	1,65	1,030	2,11	1,300	2,50	1,490	2,87	1,710	3,91	2,220	5,54	2,88
1'	33,40	1,65	1,310	2,77	2,120	3,00	2,250	3,38	2,540	4,55	3,290	6,35	4,24
1.1/4'	42,16	1,65	1,670	2,77	2,730	3,00	2,890	3,56	3,440	4,85	4,540	6,35	5,60
1.1/2'	48,26	1,65	1,930	2,77	3,160	3,00	3,350	3,68	4,110	5,08	5,480	7,14	7,24

Fonte: <http://www.metallica.com.br/tubo-padrao-schedule-com-ou-sem-costura-de-aco-inox>