

**UNIVERSIDADE IGUAÇU**  
**FACULDADE DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS**  
**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Lucas Zuchi de Andrade Brun

**AVALIAÇÃO DE MELHORIA NO RENDIMENTO DE UMA CALDEIRA GERADORA  
DE VAPOR ATRAVÉS DA INSTALAÇÃO DE UM ECONOMIZADOR**

Rio de Janeiro

2021.1

Lucas Zuchi de Andrade Brun

**AVALIAÇÃO DE MELHORIA NO RENDIMENTO DE UMA CALDEIRA GERADORA  
DE VAPOR ATRAVÉS DA INSTALAÇÃO DE UM ECONOMIZADOR**

Monografia submetida ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Iguacu - UNIG, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Orientador: Prof. M.Sc. Nelson Rodrigues Braga Junior

Rio de Janeiro

2021.1



B894a      Brun, Lucas Zuchi de Andrade.  
                Avaliação de melhoria no rendimento de uma caldeira  
                geradora de vapor através da instalação de um  
                economizador / Lucas Zuchi de Andrade Brun. – 2021.  
                109f. : il.

Graduação (Engenharia Mecânica). Universidade  
Iguaçu, Nova Iguaçu, 2021.  
Bibliografia: f.: 103-104.

1. Caldeiras a vapor. 2. Calor – Transmissão.  
3. Eficiência térmica. 4. Economizador – Instalação.  
I. Título.

CDD 621.183

**Lucas Zuchi de Andrade Brun**

**AVALIAÇÃO DE MELHORIA NO RENDIMENTO DE UMA CALDEIRA  
GERADORA DE VAPOR ATRAVÉS DA INSTALAÇÃO DE UM ECONOMIZADOR**

Monografia submetida à Coordenação do  
Curso de Engenharia Mecânica, da  
Universidade Iguaçu - UNIG, com  
requisito parcial à obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data de aprovação: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_.

Banca Examinadora:

Presidente: \_\_\_\_\_

Professor Msc. Jorge Luiz Coutinho Diniz.

Universidade Iguaçu - UNIG

1º. Examinador: \_\_\_\_\_

Professor Msc. Nelson Rodrigues Braga Junior.

Universidade Iguaçu - UNIG

2º. Examinador: \_\_\_\_\_

Professor Msc. Jorge João F. de Souza Junior.

Universidade Iguacu - UNIG

## **AGRADECIMENTO**

“Aprendi que deveríamos ser gratos a Deus por não nos dar tudo que lhe pedimos”

Deus sempre nos surpreende e nos dá muito mais do que pedimos e merecemos, e este trabalho é a prova viva desta afirmação.

Agradeço a Deus por me sustentar me dando forças e saúde para que eu consiga correr atrás dos meus sonhos, e por me tornar um impulsionador me permitindo trazer comigo muitos outros para a mesma caminhada em busca da realização dos seus sonhos.

Não cometerei o erro de tentar citar o nome de todas as pessoas que me ajudaram até aqui e ser injusto ao esquecer de alguém, até mesmo porque sou grato à Deus por tudo e todos que passaram na minha vida, sendo de forma positiva ou não, pois de alguma forma eles contribuíram para meu crescimento e aprendizado.

Agradeço aos companheiros de trabalho no qual sempre se mostraram solícitos e pacientes para sanar dúvidas durante o desenvolvimento deste artigo.

Agradeço a Universidade Iguaçu e a todos os professores que sempre nos ajudaram e apoiaram em nossos sonhos e iniciativas, sou grato ao Prof. M.Sc. Nelson Rodrigues Braga Junior por ter aceito me orientar e me guiar nesta última etapa para realização de um sonho, que hoje não é só meu, mas também de todos que estão ao meu lado.

À minha esposa, familiares e amigos que em muitos momentos pude contar com sua compreensão e apoio, sem que por algum estante me desanimasse de segui o meu caminho.

---

*Porque as pessoas que são loucas o suficiente para achar que podem mudar o mundo são as que, de fato, mudam.*

---

- Jobs, Steve

## **RESUMO**

Este trabalho tem como objetivo realizar a análise de viabilidade na instalação de um trocador de calor do tipo economizador na linha de alimentação de água de uma caldeira de vapor flamotubular alimentada à gás natural, no qual será avaliado a utilização do calor sensível dos gases provenientes da descarga da chaminé da caldeira, e serão dimensionados quatro tipos de trocadores de calor possíveis para realizar este trabalho através do método da ‘Efetividade – NUT’ e ‘Média Logarítmica de Diferença de Temperatura – MLDT’, o pré-aquecimento da água será através dos gases de exaustão que resultam da queima do gás natural no interior da caldeira. Após o aquecimento da água e geração do vapor, os gases remanescentes deixam o sistema com a temperatura de aproximadamente de 215°C, e para promover um ganho ainda mais significativo será considerada a utilização da água de retorno de condensado no qual encontra-se à uma temperatura em torno de 85°C como água de alimentação da caldeira, tendo como objetivo maximizar a performance da troca reduzindo o impacto da diferença de temperatura da água de alimentação da caldeira, e a temperatura interna da mesma que provoca uma queda de pressão e tendo como resultado a redução da demanda de calor na caldeira para produzir a mesma quantidade de vapor.

Palavras-chave: Caldeira. Transferência de calor. Economizador. Eficiência.

Áreas de conhecimento: Engenharia térmica; Engenharia Térmica.

## **ABSTRACT**

This work aims to carry out the feasibility analysis in the installation of an economizer-type heat exchanger in the water supply line of a flamotubular steam boiler fed by natural gas, in which the use of the sensible heat of the gases coming from the discharge from the boiler chimney, and four types of possible heat exchangers will be sized to perform this work through the method of 'Effectiveness - NTU' and 'Log Mean Temperature Difference - LMTD', the pre-heating of the water will be through the exhaust gases that result from burning natural gas inside the boiler. After heating the water and generating steam, the remaining gases leave the system with a temperature of approximately 215°C, and to promote an even more significant gain, the use of the condensate return water in which it is at a temperature around 85°C as boiler feedwater, aiming to maximize the exchange performance by reducing the impact of the boiler feedwater temperature difference, and its internal temperature which causes a pressure drop and resulting in reduced heat demand in the boiler to produce the same amount of steam

**Keywords:** Boiler. Heat transfer. Economizer. Efficiency.

**Areas of knowledge:** Thermal engineering; Thermal Engineering.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.4.1 - CONDUÇÃO ATRAVÉS DE UM SÓLIDO/FLUIDO ESTACIONÁRIO - . INCROPERA (2011)	27
FIGURA 2.4.2 - CONVEÇÃO DE UM FLUIDO EM MOVIMENTO POR UMA SUPERFÍCIE - INCROPERA (2011)	28
FIGURA 2.4.3 - PLACA PLANA EM FLUXO PARALELO - INCROPERA (2011)	32
FIGURA 2.5.1 - CALDEIRA FLAMOTUBULAR - FOTO REAL DO OBJETO DE ESTUDO	35
FIGURA 2.5.2 - MUDANÇA DE FASES DE UMA SUBSTÂNCIA PURA - ENGEL .7°ED	37
FIGURA 2.5.3 - CALDEIRA ÁGUATUBULAR (A) / CALDEIRA FLAMOTUBULAR (B)	38
FIGURA 2.5.4 - ESQUEMA DE PASSAGEM DE GASES DE UMA CALDEIRA FLAMOTUBULAR - AUTORIA PRÓPRIA	39
FIGURA 2.5.5 - ESQUEMA DE PASSAGEM DE GASES DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR - AUTORIA PRÓPRIA	39
FIGURA 2.5.6 - CALDEIRA FLAMOTUBULAR - MARTINELLI (1998)	40
FIGURA 2.5.7 - ESQUEMA DE PASSAGEM DE GASES CALDEIRA FLAMOTUBULAR DE 3 PASSES	41
FIGURA 2.5.8 - PARTES DE UMA CALDEIRA FLAMOTUBULAR - TOGAWA ENGENHARIA	43
FIGURA 2.5.9 - PLAQUETA DE IDENTIFICAÇÃO DE UMA CALDEIRA FLAMOTUBULAR	46
FIGURA 2.5.10 - DESPERDÍCIO DE VAPOR POR VAZAMENTO – ADAPTAÇÃO SPIRAX SARCO (2011)	
48	
FIGURA 2.6.1 - TIPOS DE FLUXO DE UM TROCADOR DE CALOR	50
FIGURA 2.6.2 - TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO - INCROPERA (2011)	51
FIGURA 2.6.3 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DE UM TROCADOR DE CALOR (A) PARALELO, (B) CONTRAFLUXO - INCROPERA (2011)	51
FIGURA 2.6.4 - TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO - INCROPERA (2011)	53
FIGURA 2.6.5 - ALETAS TIPO 'L' - FABRICANTE TUBAL	54
FIGURA 2.6.6 - ALETAS TIPO 'G' - FABRICANTE TUBAL	55
FIGURA 2.6.7 - ALETAS TIPO 'I' - FABRICANTE TUBAL	55
FIGURA 2.6.8 - ALETAS TIPO 'CORRUGADO' - FABRICANTE TUBAL	56
FIGURA 2.6.9 - ALETAS TIPO 'ESPIRALADO' - FABRICANTE TUBAL	56
FIGURA 2.6.10 - TROCADOR DE CALOR DE PLACAS/COMPACTOS - INCROPERA (2011)	57
FIGURA 2.6.11 - ECONOMIZADOR INSTALADO EM UMA CALDEIRA FLAMOTUBULAR - OBJETO DE ESTUDO	59

FIGURA 4.1.1 - DESENHO DA VISTA FRONTAL DA CALDEIRA FONTE DO ESTUDO	63
FIGURA 4.3.1 - FATOR DE CORREÇÃO 'F' - INCROPERA (2011)	74
FIGURA 5.1.1 - VISTA EM CORTE DO TROCADOR TUBO E TUBO - AUTORIA PRÓPRIA	81
FIGURA 5.1.2 – PERFIS DE DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA - TUBO E TUBO	82
FIGURA 5.1.3 - DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR TUBO E TUBO	83
FIGURA 5.1.4 - ILUSTRAÇÃO DE FUNCIONAMENTO - FLUXO PARALELO	84
FIGURA 5.1.5 - ILUSTRAÇÃO DE FUNCIONAMENTO – CONTRAFLUXO	86
FIGURA 5.2.1 - VISTA EM CORTE DO TROCADOR CASCO E TUBO - AUTORIA PRÓPRIA	88
FIGURA 5.2.2 - ILUSTRAÇÃO DE FUNCIONAMENTO - CASCO E TUBO (TUBOS LISOS)	89
FIGURA 5.2.3 - DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO (TUBO LISO)	91
FIGURA 5.2.4 - ILUSTRAÇÃO DE FUNCIONAMENTO - CASCO E TUBO (TUBO ALETADO)	94
FIGURA 5.2.5 - DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO (TUBO ALETADO)	95



## **LISTA DE TABELAS**

TABELA 2.1.1 – CALOR ESPECÍFICO MÉDIO À PRESSÃO CONSTANTE - HORTA (2005)	18
TABELA 2.1.2 – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS SÓLIDOS - HORTA (2005)	19
TABELA 2.4.1 - VALORES TÍPICOS DE COEFICIENTES CONVECTIVOS - HORTA (2005)	30
TABELA 2.4.2 - CONSTANTES DA EQUAÇÃO DE FLUXO CRUZADO EM UMA SUPERFÍCIE CILÍNDRICA - INCROPERA (2011)	33
TABELA 4.1.1 - DADOS DE REFERÊNCIA DA CALDEIRA SEM ECONOMIZADOR	64
TABELA 4.3.1 - FATOR DE INCRUSTAÇÃO - INCROPERA (2011)	68
TABELA 4.3.2 - VALORES PARA O COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR – INCROPERA (2011)	70
TABELA 4.3.3 - RELAÇÕES DA EFETIVIDADE – E – INCROPERA (2011)	76
TABELA 4.3.4 - RELAÇÕES DE NUT - INCROPERA (2011)	77
TABELA 4.3.5 - TABELA DE TUBOS ALETADOS - FABRICANTE ‘IMPÉRIO DOS METAIS’	78
TABELA 5.1.1 - RESULTADO OBTIDOS - TUBO E TUBO EM FLUXO PARALELO	85
TABELA 5.1.2 - RESULTADO OBTIDOS - TUBO E TUBO EM CONTRAFLUXO	87
TABELA 5.2.1 - RESULTADOS OBTIDOS - CASCO E TUBO (TUBO LISO)	92
TABELA 5.2.2 - RESULTADOS OBTIDOS - CASCO E TUBO (ALETADO)	97
TABELA 5.3.1 - COMPARAÇÃO DE RESULTADOS	98
TABELA 5.5.1 - FAIXA DE PREÇO DE GÁS NATURAL - NATURGY	100

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>14</b>
1.1 OBJETIVOS	15
1.1.1 OBJETIVOS GERAIS	15
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>16</b>
2.1 DEFINIÇÕES INICIAIS	16
2.1.1 CAPACIDADE DO GERADOR DE VAPOR	16
2.1.2 SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO	16
2.1.3 CALOR	17
2.2 PROPRIEDADES FÍSICAS DE UMA SUBSTÂNCIA	20
2.2.1 ENERGIA INTERNA	20
2.2.2 ENTALPIA	20
2.2.3 MASSA ESPECÍFICA	21
2.2.4 VOLUME ESPECÍFICO	21
2.2.5 TEMPERATURA	21
2.2.6 PRESSÃO	22
2.3 ELEMENTOS DE TERMODINÂMICA	23
2.3.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS	23
2.3.2 ESTADOS DE UM SISTEMA TERMODINÂMICO	23
2.3.3 PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DE MASSA	24
2.3.4 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA	24
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	26
2.5 GERADORES DE VAPOR	34
2.5.1 VAPOR	36
2.5.2 PRINCIPAIS TIPOS DE CALDEIRAS	38
2.5.3 CALDEIRAS FLAMOTUBULARES	40
2.5.4 CARACTERÍSTICAS GERAIS	42
2.5.5 PARTES ESSENCIAIS DE UMA CALDEIRA FLAMOTUBULARES	43
2.5.6 COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO	46

2.5.7	SISTEMA DE TIRAGEM	47
2.5.8	REDE DE VAPOR E ISOLAMENTO	47
2.6	TROCADORES DE CALOR	49
2.6.1	CARACTERÍSTICAS DO FLUXO	49
2.6.2	TIPOS DE TROCADORES DE CALOR	50
2.6.2.1	TROCADOR DE CALOR TUBO E TUBO	51
2.6.2.2	TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO	52
2.6.2.3	TROCADOR DE CALOR COMPACTO TIPO PLACA	57
2.6.3	ECONOMIZADORES	59
<b>3</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b>	<b>61</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA DO TRABALHO</b>	<b>62</b>
4.1	DESCRÍÇÃO DA CALDEIRA GERADORA DE VAPOR	63
4.2	CÁLCULO DO RENDIMENTO ATUAL DA CALDEIRA	64
4.3	DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR	66
4.3.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	66
4.3.2	COEFICIENTES COVECTIVOS DOS FLUIDOS	70
4.3.3	BALANÇO DE ENERGIA	72
4.3.4	MÉTODO DE ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR	73
4.3.4.1	MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA	73
4.3.4.2	MÉTODO DA EFETIVIDADE – NÚMERO DE UNIDADE DE TRANSFERÊNCIA (NUT).....	..75
<b>5</b>	<b>RESULTADO E DISCUSSÕES</b>	<b>79</b>
5.1	TROCADOR DE CALOR TUBO E TUBO	81
5.1.1	TUBO E TUBO - FLUXO PARALELO	84
5.1.2	TUBO E TUBO - CONTRAFLUXO	86
5.2	TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO	88
5.2.1	CASCO E TUBO – TUBULAÇÃO LISA	89
5.2.2	CASCO E TUBO – ALETADO	93

5.3 COMPARATIVO ENTRE RESULTADOS	98
5.4 CÁLCULO DO RENDIMENTO DA CALDEIRA COM ECONOMIZADOR	99
5.5 CALCULO DO CUSTO DE GERAÇÃO DE VAPOR	100
5.5.1 SEM ECONOMIZADOR	101
5.5.2 COM ECONOMIZADOR	101
5.5.3 QUANTIFICAÇÃO DA ECONOMIA	102
<b>6 CONCLUSÃO</b>	<b>102</b>
<b>7 REFERÊNCIAS</b>	<b>103</b>
<b>ANEXO A – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA SATURADA</b>	105
<b>ANEXO B – PROPRIEDADES TERMO FÍSICAS DE GASES À PRESSÃO ATMOSFÉRICA</b>	107
<b>ANEXO C – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA ÁGUA</b>	108
<b>ANEXO D – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR SUPERAQUECIDO</b>	109

## 1 INTRODUÇÃO

O estudo de viabilidade de instalação de sistemas capazes de reaproveitamento de recursos primariamente descartados visando o aumento da eficiência energética, vem aumentando devido à competitividade do mercado em busca de processos e métodos mais baratos e rentáveis, além da tendência à redução de utilização de demandas energéticas de recursos naturais de todos os tipos, além da diminuição de poluentes que emanam dos processos de fabricação como um todo.

Os sistemas que envolvem transferência de calor estão entre os sistemas mais comumente estudados para desenvolvimento e definições de metas que visam aumentar a eficiência de transferência de energia, e redução de custos de operação dentro dos limites financeiros e operacionais.

Podem ser tomados como exemplos desses sistemas as caldeiras geradoras de vapor que tem como sua fonte de combustão os combustíveis fósseis para converter a água em vapor para uso no aquecimento, esterilização, acionamento de turbinas a vapor para geração de energia elétrica e em outros diversos processos de fabricação.

Além das caldeiras é possível citar os fornos e sistemas de processamento de alimentos que utilizam os combustíveis fósseis como fonte energética para aquecimento e produção de uma variedade de produtos.

Os combustíveis fósseis consumidos durante o ano nesses e diversos outros sistemas podem chegar a milhões de reais e, portanto, para conseguirmos através do reaproveitamento desses recursos através de métodos e projetos para o aumento da eficiência podem trazer grande economia para toda a indústria.

Por isso, se torna essencial a realização de investigações mais profundas a respeito dos equipamentos que compõem as caldeiras visando a garantia de sua melhor eficiência, e dentre alguns fatores importantes especificam-se as características da caldeira e do sistema que a compõe, manutenibilidade e consumo de combustível.

É possível descrever a eficiência de uma caldeira como sendo a diferença da energia aplicada na entrada da caldeira através do queimador e a energia de saída em forma de vapor para realizar o trabalho proposto pelo projeto.

Dentre todos os métodos possíveis de serem utilizados para a redução de consumo de uma caldeira, será destacado o ‘pré-aquecimento da água de alimentação’ como um dos métodos mais eficazes no aumento de sua eficiência no que diz respeito a caldeiras a vapor.

Quanto maior a temperatura da água de alimentação da caldeira, menor e a taxa de aquecimento necessária para atingir uma potência específica, portanto, com a elevação da água de entrada à uma temperatura acima de 100°C, é alcançada uma economia de consumo significativa de combustível e é verificada uma elevada melhora na sua eficiência.

## **1.1 OBJETIVOS**

### **1.1.1 OBJETIVOS GERAIS**

Este trabalho tem como objetivo dimensionar um sistema para pré-aquecimento de água de uma caldeira a fim de melhorar a sua eficiência e calcular o consumo de uma caldeira geradora de vapor de capacidade de geração de 8ton Vapor/hora antes da instalação de um equipamento de regeneração, denominado economizador, economizadores são constituídos de superfícies tubulares de transferência de calor com a finalidade de recuperar parte da energia dos gases, ele aproveitará o calor irradiado pelas chaminés de descarga de gases resultantes da queima de Gás Natural, que são superiores à temperatura de entrada de água para a caldeira, fazendo assim o pré-aquecimento da água que é utilizada na caldeira para geração de vapor, logo, haverá uma aumento da temperatura da água que circulará no interior da caldeira e reduzirá a necessidade de uma parcela de energia em forma de queima de gases para que ela chegue até seu ponto de ebulição, sendo assim, o aumento da eficiência de um regenerador economiza uma grande parte de combustível desde que consiga elevar a água em uma temperatura ideal, bem próximo ao ponto de ebulição, serão feitos os cálculos para avaliar se a instalação de um economizador neste tipo de caldeira aumentará o seu rendimento térmico e poupará gás natural o suficiente para que exceda os custos adicionais envolvidos.

### **1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

1. Analisar o sistema de alimentação da caldeira e calcular os custos ao utilizar água fria;
2. Cálculo do rendimento atual;
3. Detalhar o projeto de dimensionamento do economizador;
4. Avaliação do tipo de trocador mais eficiente para o projeto;
5. Verificar a redução do consumo do sistema da caldeira após a instalação do economizador;

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Será apresentado neste capítulo uma revisão bibliográfica a respeito dos geradores de vapor e seus componentes, com ênfase ao objeto de estudo deste trabalho sendo as caldeiras de vapor do tipo flamotubulares e trocadores de calor do tipo economizador com tubulação aletada, e tem como objetivo servir como referencial teórico do desenvolvimento deste trabalho.

### **2.1 DEFINIÇÕES INICIAIS**

Seguindo as referências citadas no livro “Eficiência Energética no Uso de Vapor. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005”, serão tomados como base alguns fatores importantes para definição de parâmetros e definições iniciais para o entendimento do conteúdo relacionado à geradores de vapor.

#### **2.1.1 CAPACIDADE DO GERADOR DE VAPOR**

É a capacidade de vapor produzida pela caldeira e pode ser representada por:

- a) Peso por unidade de tempo na unidade SI, kg/h ou t/h
- b) BHP – “Boiler Horse-Power”, onde  $1\text{BHP} \cong 15,65\text{kg/h}$ ;
- c) Quilo de vapor por metro quadrado  $\text{kg/m}^2$  de superfície de aquecimento

#### **2.1.2 SUPERFÍCIE DE AQUECIMENTO**

Define-se este termo como sendo a área de tubulação que realizará a troca térmica dos gases quentes para a água, responsável por vaporizar a água ( $m^2$ ).

### 2.1.3 CALOR

O Calor ( $Q$ ) pode ser definido como a energia térmica transmitida em consequência da agitação das moléculas devido à diferença de temperatura entre dois corpos próximos ou em contato, ou então entre as vizinhanças.

No processo de vaporização, o ‘Calor útil’ é o calor produzido pela queima dos combustíveis e transferidos para a água.

Assim como o Calor, o Trabalho também é uma forma de fluxo energéticos e são medidos pelas mesmas unidades, Joule (J) em que  $1\text{ J} = 1\text{ N.m}$ .

Quando há uma troca de calor entre dois corpos inicia-se uma mudança de estado de agitação térmica de suas moléculas; e por consequência sua temperatura varia, da temperatura mais elevada para a menos elevada. O calor que é medido quanto ao calor recebida ou cedida por um corpo durante a troca térmica é chamado de Calor Sensível, e depende de sua massa, da variação de temperatura e da natureza do material que o constitui.

A expressão é dada por:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad [\text{kJ}^\circ\text{C}] \quad (2.1.1)$$

em que:

$c$  – Calor específico [ $\text{kJ/kg.K}$ ];

$Q$  – Calor sensível recebido ou cedido [ $\text{kJ}$ ];

$m$  – Massa do corpo [ $\text{kg}$ ];

$\Delta T = T_2 - T_1$  – Variação de temperatura do corpo [ $^\circ\text{C}, \text{K}$ ];

Assim como o calor sensível, ( $Q$ ) o calor específico ( $c$ ) varia de acordo com cada material e condições de processo de aquecimento, pois um corpo a pressão constante requer mais calor do que em volume constante para variar a mesma razão de temperatura. A Tabela 2.1.1 apresenta os calores específicos de algumas substâncias sólidas, líquidas e gasosas.

FLUIDO	CALOR ESPECÍFICO MÉDIO (0 à 100[°C])	
	(kcal/kg.°C)	(kJ/kg.K)
Água	1,000	4,186
Óleo mineral a 20°C	0,450	1,884
Ar seco	0,240	1,005
Porcelana, 0/1000°C	0,91/0,31	3,81/1,30
Tijolo, tijolo refratário	0,200	0,837
Rocha/Vidro	0,200	0,837

Tabela 2.1.1 – Calor específico médio à pressão constante - HORTA (2005)

Para qualquer processo a pressão constante o calor específico é definido como:

$$c_p = \left( \frac{q}{\Delta T} \right)_p = \left( \frac{\Delta h}{\Delta T} \right)_p \left[ \frac{kJ}{kg} \cdot K \right] \quad (2.1.2)$$

Para um processo à volume constante e sem escoamento:

$$c_v = \left( \frac{q}{\Delta T} \right)_v = \left( \frac{\Delta u}{\Delta T} \right)_v \left[ \frac{kJ}{kg} \cdot K \right] \quad (2.1.3)$$

Para quantificar a quantidade de calor ( $Q$ ) por unidade de massa ( $m$ ) que uma dada substância cede ou recebe em sua mudança de estado é denominado calor latente e durante a transformação de fase enquanto não há variação de temperatura. A quantidade de calor recebida ou cedida por uma substância pura para que esta mude de estado físico (mantendo constante sua temperatura) é diretamente proporcional à sua massa:

A expressão é dada por:

$$\frac{Q}{m} = \text{constante} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.1.4)$$

A constante de proporcionalidade, denominada calor latente, depende da substância e da mudança de estado que esta sofre. A Tabela 2.1.2 conforme Luiz

AUGUSTO HORTA (2005), apresenta valores do calor latente de fusão e vaporização de alguns materiais sólidos, além da densidade e calor específico.

MATERIAIS	DENSIDADE $10^3 \times [\text{kg/m}^3]$	CALOR ESPECÍFICO MÉDIO (0 a 100°C), [kcal/kg.°C]	PONTO DE FUSÃO [°C]	CALOR DE FUSÃO [kcal/kg]	PONTO DE EBULIÇÃO [°C]	CALOR DE EBULIÇÃO [kcal/kg]
Água	1	1	0	80	100	500-650
Alumínio	2,7	0,22	660	85	2270	2800
Chumbo	11,34	0,031	327	5,7	1730	220
Ferro	7,86	0,111	1530	65	2500	1520
Cobre	8,96	0,092	1083	50	2330	1110

*Tabela 2.1.2 – Propriedades dos materiais sólidos - HORTA (2005)*

E conforme é possível visualizar na tabela 2.1.2, os valores referentes ao calor específico demonstram a quantidade de calor requerido para elevar um grama da substância analisada em um grau Celsius, por este motivo é possível escrever sua unidade de medida tanto em quilocaloria por quilo por grau Celsius, ou até mesmo Joule por grama por grau Celsius, é possível visualizar na tabela acima que para elevar 1 grama de água em 1 grau Celsius são necessárias 1 caloria até os 100°C, e é possível visualizar que cada material tem seu próprio calor específico, sendo assim, possuem diferentes quantidade de calor necessário para elevar a mesma quantidade de temperatura, porém, esta relação entre calor e temperatura não é aplicada durante a mudança de fase de uma determinada substância, pois o calor adicionado ou removido durante este processo não alteram a temperatura.

## 2.2 PROPRIEDADES FÍSICAS DE UMA SUBSTÂNCIA

Devido ao estudo direcionado às caldeiras geradoras de vapor, serão utilizados conceitos importantes e específicos para esta aplicação, tais como, densidade, volume específico, energia interna e entalpia, propriedades estas de suma importância para relacionar volumes e massas das substâncias.

### 2.2.1 ENERGIA INTERNA

Sabendo que a energia de um corpo é dada em virtude dos movimentos de suas moleculares, e da energia das forças internas atrativas e repulsivas entre partículas. esta energia é denominada energia interna. A energia interna por unidade de massa é denominada energia interna específica.

$$U = m \cdot u \quad [\text{kJ}] \quad (2.2.1)$$

$U$  - Energia interna [kJ]

$u$  - Energia interna específica [kJ/kg]

$m$  – Massa específica [kg]

### 2.2.2 ENTALPIA

A entalpia é uma propriedade para determinar os balanços de energia, pois a energia que um fluido “transporta” ao entrar ou sair de um sistema é determinado exatamente por sua entalpia, e é obtida pela soma da energia interna ( $U$ ) com o produto da energia de expansão, obtida multiplicando os valores de pressão ( $P$ ) e volume ( $V$ ).

A expressão é dada por:

$$H = U + P \cdot V \quad [\text{kJ}] \quad (2.2.2)$$

ou por unidade de massa, chamada entalpia específica, dada por:

$$h = u + P \cdot V \quad [\text{kJ}] \quad (2.2.3)$$

### 2.2.3 MASSA ESPECÍFICA

Todo material tem sua própria massa específica ( $\rho$ ), e esta grandeza serve para identificá-lo, e dizer que a massa específica ( $\rho$ ) é

inversamente proporcional ao volume, e pode ser definida como a relação entre a massa ( $m$ ) e o volume específico ( $\nu$ ) de cada material.

A expressão é dada por:

$$\rho = \frac{m}{\nu} \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (2.2.4)$$

#### 2.2.4 VOLUME ESPECÍFICO

O volume específico ( $\nu$ ) pode ser definido analisando a metragem cúbica, ou seja, o volume ( $V$ ), que a massa ( $m$ ) de determinada substância ocupa. Volume específico ( $\nu$ ). Pode ser dado pelo inverso da massa específica.

A expressão é dada por:

$$\nu = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \left[ \frac{m^3}{kg} \right] \quad (2.2.5)$$

#### 2.2.5 TEMPERATURA

Ao a pensar a respeito das sensações físicas de quente e frio que são sentidos em nossos próprios corpos dependendo dos estados térmicos no qual serão apresentados, então terá início ao pensamento sobre temperatura.

Pode-se dizer também que ao tocar em dois corpos diferentes e através deste toque são detectados que ambos os corpos apresentam a mesma sensação térmica, pode-se dizer então que os mesmos estão em equilíbrio térmico, ou seja, suas temperaturas externas são iguais.

No entanto, como cada corpo apresenta características termo físicas diferentes, não se pode afirmar com precisão a respeito da temperatura real de dois corpos apenas com as informações obtidas comparando as sensações do toque.

Temperatura é uma grandeza física escalar, uma variável termodinâmica, que pode ser definido como a medida do grau de agitação das moléculas que compõem um corpo. Quanto maior a agitação das moléculas, maior será a temperatura do corpo e mais quente ele estará e vice-versa.

Contudo, o sentido de temperatura é muito abstrato e depende da referência.

#### 2.2.6 PRESSÃO

A pressão de um fluido sobre uma superfície ( $P$ ) é a relação entre uma determinada força ( $F$ ) aplicada pelo fluido e sua área ( $S$ ) de distribuição:

A expressão é dada por:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{N}{m^2} \quad [Pa] \quad (2.2.6)$$

Existem duas maneiras em que a pressão é usualmente apresentada, como pressão absoluta e pressão relativa.

Na forma de pressão absoluta ( $P$ ), representada na fórmula acima, é referida a pressão zero absoluto.

A denominada pressão relativa, ou pressão manométrica, se refere à pressão atmosférica encontrada no local da medição ( $P_{atm}$ ), ela é referenciada pelo peso de ar exercido pela coluna de ar existente na atmosfera, a altitude é um fator de grande influência para esta grandeza.

A pressão manométrica, medida pelos manômetros, pode ser positiva se estiver acima da pressão atmosférica que, ao nível do mar, a pressão atmosférica média é cerca de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>, ou negativa caso esteja abaixo da pressão atmosférica.

## 2.3 ELEMENTOS DE TERMODINÂMICA

Nestes tópicos serão visualizadas as leis físicas que atuam sobre as transformações energéticas nas caldeiras e nos sistemas que utilizam vapor.

### 2.3.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

São considerados como sistemas termodinâmicos todo aquele sistema que está sendo analisado. O mesmo é demarcado por uma fronteira ou superfície de controle, que pode ser móvel ou fixa, bem como real ou imaginária, e é definido como vizinhança os demais sistemas fora do sistema termodinâmico. Os sistemas termodinâmicos podem ser:

- Sistema fechado – É aquele em que não há nenhum fluxo de massa em sua superfície de controle.
- Volume de controle – Quando há um fluxo de massa na superfície de controle que define o sistema.

### **2.3.2 ESTADOS DE UM SISTEMA TERMODINÂMICO**

O termo mudança de estado no sistema termodinâmico está relacionado quando qualquer propriedade do sistema é alterada, como por exemplo, pressão, massa, temperatura e etc.

O caminho definido por uma sucessão de estados pelos quais o sistema passa é chamado processo.

os principais tipos de processos são:

- Processo isobárico à pressão constante
- Processo isotérmico à temperatura constante
- Processo isocórico ou isométrico à volume constante
- Processo isoentálpico à entalpia constante
- Processo adiabático quando não há transferência de calor

Ciclo termodinâmico é quando um sistema passa por um determinado número de mudanças de processo e retornam ao seu estado inicial.

### **2.3.3 PRINCÍPIO DE CONSERVAÇÃO DE MASSA**

O princípio de conservação de massa para um volume de controle garante que a diferença entre as massas de entrada e saída do volume de controle devem ser exatamente iguais a massa que entra ou sai do interior do volume de controle, porque massa não se cria nem se destrói.

A variação de massa dentro do volume de controle durante o intervalo de tempo ‘t’ é igual à diferença da quantidade de massa que entra da massa que sai do volume de controle.

A expressão é dada por:

(2.3.1)

$$\frac{\Delta m_{vc}}{\Delta t} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Pode-se observar que na ausência de variação das massas no volume de controle, a diferença do somatório desta variação deverá ser zero.

Em regime permanente onde não há variação de massa em relação ao tempo no interior do volume de controle à soma das massas que entram devem ser iguais à soma das massas que saem.

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (2.3.2)$$

### 2.3.4 PRINCÍPIO DA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

---

**"A energia não se cria e não se destrói, mas apenas se transforma em outro tipo de energia, em quantidades iguais."**

Existem duas maneiras principais para utilização da primeira lei da termodinâmica, em sistemas fechados, ou seja, sem escoamento e em sistemas abertos com escoamento em regime permanente.

Para um volume de controle em regime permanente as condições da massa, vazão mássica e a taxa de transferência dentro do volume de controle não variam com o tempo.

Como não há acúmulo de massa dentro do volume de controle, o princípio da conservação de energia é definido pela equação geral da primeira lei da termodinâmica para regime permanente.

A expressão é dada por:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \cdot \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot Z_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot Z_s \right) \quad (2.3.3)$$

Pode-se observar que a taxa de energia de entrada é igual a taxa de energia de saída.

Em que:

$\dot{Q}_{vc}, \dot{W}_{vc}$  – Taxa de calor e trabalho através do volume de controle, [kW]

$\dot{m}_e, \dot{m}_s$  – Vazão mássica de entrada e vazão mássica de saída do volume de controle, [kg/s]

$h$  – Entalpia específica, [kJ/kg]

$V$  – Velocidade do fluxo, [m/s]

$g$  – Aceleração da gravidade total  $\cong 9,8$  m/s<sup>2</sup>

$Z$  – Altura a partir de referência, [m]

Muitas aplicações importantes envolvem apenas uma entrada e uma saída em regime permanente do volume de controle. Assim, o balanço de energia neste caso especial se reduz à equação a seguir.

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m} \cdot \left[ (h_1 - h_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \right] = 0 \quad (2.3.4)$$

Como podem ser desprezadas a diferença de energia cinética e potencial em uma caldeira, e não há consumo de trabalho, considera-se a equação para cálculo da taxa de calor como:

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1)] \quad (2.3.5)$$

## 2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Em linhas gerais, o conceito de transferência de calor é dado pela movimentação de energia térmica, no qual na estrutura da termodinâmica aplica-se o termo ‘calor’, em corpos no qual suas temperaturas são diferentes entre si.

Existem três tipos no qual são apresentados os modos de transferência de calor. São eles, condução, convecção e radiação, ou que também pode ser conhecido como irradiação.

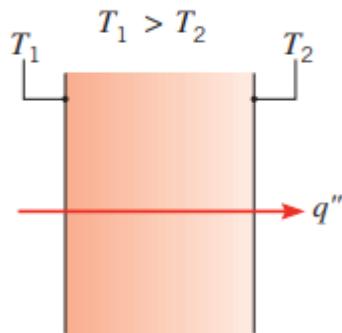
É possível identificar estes modos pela forma em que ocorre a transferência de calor.

### 2.4.1.1 CONDUÇÃO

Tratando-se de transferência de calor por condução, observa-se neste modo, que o calor é transferido entre meios sólidos ou fluidos estacionários, e tendo como exemplo em caldeiras, tópico tratado nesta dissertação, o calor flui da área interna da tubulação de gás para a área externa do tubo que entra em contato com a água a ser aquecida e ser transformada em vapor através da condutividade térmica da parede do tubo, logo, essa movimentação de calor recebe o nome de condução.

Levando em consideração o parágrafo acima, a condução pode ser definida como a movimentação de calor entre as partículas mais energéticas do sistema para as menos energéticas devido sua interação

Ou seja, quando em uma vizinhança existem partículas de maior temperatura significa que esta partícula se encontra com a maior energia, e se nesta vizinhança existe a colisão entre partículas, a transferência de calor por condução está acontecendo entre as partículas de maior temperatura para a de menor temperatura.



*Figura 2.4.1 - Condução através de um sólido/fluido estacionário -. INCROPERA (2011)*

Para quantificar o fluxo de transferência de calor pode ser utilizada a equação conhecida como a Lei de Fourier que usa como exemplo prático a transferência através de uma parede plana.

Onde, a fluxo de transferência de calor  $\dot{q}_x$  torna-se proporcional ao gradiente de temperatura pelo deslocamento, e por se tratar de uma transferência entre sólidos ou fluidos estacionários, um fator determinante para o sucesso desta equação é a condutividade térmica do meio, sendo ela, expressa pela letra 'k' dada

em W/m.K e recebe o sinal negativo devido ao calor ser transferido para o lado de menor temperatura, logo o equacionamento é dado por:

$$\dot{q''}_x = -k \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{L} \quad [\frac{W}{m^2}] \quad (2.4.1)$$

Existe outra maneira de equacionar a lei de Fourier aplicando a hipótese de que a temperatura de entrada é maior que a temperatura de saída, logo, se o termo da variação de temperatura for invertido, é possível escrever a equação como:

$$\dot{q''}_x = k \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad [\frac{W}{m^2}] \quad (2.4.2)$$

Em que para ambos os casos:

$T_1$  - Temperatura da superfície quente

$T_2$  - Temperatura da superfície fria

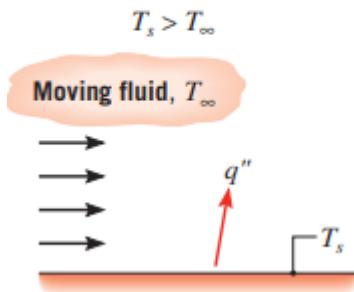
$L$  - Comprimento da superfície

Este equacionamento está fornecendo o fluxo de calor que está sendo transferido em uma parede pela sua área ( $A$ ), e para encontrar a taxa real de condução ( $\dot{q}_{cond}$ ) de calor deste sistema, multiplica-se o valor encontrado na equação pela área do sistema avaliado, logo:

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q''}_x * A \quad [W] \quad (2.4.3)$$

#### 2.4.1.2 CONVECÇÃO

Quando existe um fluido em movimento em contato com uma superfície inicialmente estacionária é denominada transferência de calor por convecção, esse tipo de transferência de calor também é comum em projetos de caldeiras geradoras de vapor, podendo usar como exemplo, o fluido em movimento dentro da tubulação da caldeira, ou seja, os gases de combustão provenientes da queima do combustível trocará calor com a parede interna da tubulação, a transferência de calor que ocorrerá entre este o fluido, que está em movimento, e a área interna da superfície deste tubo, é dada por convecção.



*Figura 2.4.2 - Convecção de um fluido em movimento por uma superfície - INCROPERA (2011)*

E dentro do seu mecanismo de transferência de calor que compõem a convecção, que conforme foi visto ocorre entre um fluido em movimento e uma superfície quando há diferença de temperatura, temos a Difusão que é a transferência de energia e massa devido ao movimento molecular aleatório, e também a advecção que é o movimento que o próprio fluido realiza quando está se deslocando de um ponto ao outro.

A convecção também pode ser classificada de acordo com o seu fluxo, ou a natureza dele, como por exemplo, quando um fluxo é causado por algum fator externo como por exemplo, um ventilador, uma bomba, um exaustor ou até mesmo o vento, este tipo de fenômeno recebe o nome de **convecção forçada**, este fenômeno pode ser encontrado em uma caldeira quando seu sistema de tiragem for realizado através de uma chaminé associada à exaustores, no qual criará uma região de baixa pressão que sugará os gases de exaustão para fora da caldeira. Já na **convecção natural** o fluxo é gerado naturalmente pelas forças do próprio fluido criados a partir da diferença pressão por conta da diferença de temperatura entre os fluidos, e que ocorre devido a variação de massa específica com a temperatura, que é exatamente o tipo de convecção encontrado nas caldeiras de vapor, o movimento do fluido se dá pela diferença de pressão entre o lado interno da caldeira, altas temperaturas devido à combustão, e o lado externo da caldeira que está em temperatura ambiente.

Outro fator de suma importância para este tipo de transferência de calor é a geometria e a velocidade do fluido, pois a troca de calor em regime turbulento é mais efetiva que sob regime laminar devido ao aumento do coeficiente convectivo.

Para sistemas em que a temperatura flui do fluido em movimento para a superfície a expressão é dada por:

$$\dot{q}''_{conv} = h \cdot (T_f - T_s) \quad [\frac{W}{m^2}] \quad (2.4.4)$$

ou em casos em que a maior temperatura é encontrada na superfície, ou seja, o calor flui da superfície para o fluido, a expressão é dada pela lei de Resfriamento de Newton, em que:

$$\dot{q}''_{conv} = h \cdot (T_s - T_f) \quad [\frac{W}{m^2}] \quad (2.4.5)$$

em que:

$T_f$  – Temperatura do fluido

$T_s$  – Temperatura da superfície

$h$  – Coeficiente de transferência de calor

A Tabela 2.4.1 conforme LUIZ AUGUSTO HORTA (2005), apresenta alguns exemplos como referência, evidenciando a grande variação observada, em especial quando ocorrem mudanças de fase.

TIPO DE FLUXO	H [W/m <sup>2</sup> .k]
Convecção natural (escoamentos externos)	
Ar, $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ , placa vertical de 0,25 m	5
Água, $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ , placa vertical de 0,25 m	440
Ar, $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ , cilindro horizontal f 0,02 m	8
Água, $\Delta T = 25^\circ\text{C}$ , cilindro horizontal f 0,02 m	741
CONVECÇÃO FORÇADA (ESCOAMENTOS EXTERNOS E INTERNOS)	
Ar a $25^\circ\text{C}$ , c/ veloc. 10 m/s, sobre placa lisa de 0,1 m	39
Ar a $25^\circ\text{C}$ , c/ veloc. 10 m/s, sobre placa lisa de 0,5 m	17
Ar, 5 m/s, externo a um duto de f 0,01 m	85
Óleo, 5 m/s, externo a um duto de f 0,01 m	1.800
Água, 1 kg/s, dentro de um duto de f 0,025 m	10.500
Água fervendo em uma panela	3.000
Água fervendo (fluxo máximo de calor)	35.000
Água condensando em superfícies verticais	até 11.000

Tabela 2.4.1 - Valores típicos de coeficientes convectivos - HORTA (2005)

#### 2.4.1.2.1 CORRELAÇÕES DE NUSSELT

Conforme visualizado no tópico 2.4.1.2 em que, tratamos do assunto referente à convecção, foi possível definir que convecção é quando existe um fluido em movimento em contato com uma superfície ou um fluido inicialmente estacionária ou em movimento e está descrita conforme a lei de resfriamento de newton , em que define a taxa total de transferência de calor ( $q$ ) sendo a diferença entre a temperatura do fluido( $T_\infty$ ) e da superfície ( $T_s$ ) multiplicado com o produto do coeficiente convectivo ( $h$ ) do fluido e a área de superfície ( $A$ ), conforme equação :

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad [W] \quad (2.4.6)$$

Basicamente a teoria da convecção foi feita para calcular o valor do coeficiente convectivo ( $h$ ), o problema é que em sua grande maioria este coeficiente não é encontrado em tabelas devido a quantidade de parâmetros considerados para a definição do mesmo, por este motivo, torna-se o parâmetro com maior complexidade de obtenção na transferência de calor por convecção, pois depende de aspectos como, geometria da superfície, natureza do fluido, propriedades físicas,

condições do fluxo se o fluxo é laminar ou turbulento, se é externo ou interno, se existe mudança de fase do fluido analisado e por último se o tipo de convecção analisada está sendo realizada de forma natural ou forçada .

Porém, em qualquer caso para definição deste coeficiente é utilizado o Número de Nusselt, que é a relação entre o calor que é transferido para o fluido por convecção e o calor transferido por condução em que através das relações listada abaixo, obtém-se a equação 2.3.12;

$$\left. \frac{q''}{k} \right|_{\text{superfície}} = \frac{h \cdot A \cdot \Delta T}{k} = \frac{h \cdot L \cdot \Delta T}{k} \quad (2.4.7)$$

Em que:

$L$  – comprimento da superfície

$k$  – Condutividade térmica do meio fluido

Devido à complexidade de obtenção dos valores de coeficientes convectivos do fluido, existem diferentes formas de cálculo para obtenção do número de Nusselt no qual vem sido estudadas até os dias de hoje, logo, para obtenção do número de Nusselt de forma empírica em função do número de Reynolds e número de Prandtl, e como as constantes  $C$ ,  $m$  e  $n$  são geralmente dependentes da configuração do processo de transferência de calor, expressa pela equação :

$$\overline{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n \quad (2.4.8.)$$

No caso de placas planas em que existe um determinado trecho dentro do comprimento da superfície em que existe a transição do fluido laminar para o turbulento, conforme visualizado na figura 2.4.3, é possível a obtenção do valor de Nusselt local, ou seja, no ponto analisado e considerando o valor de  $Pr \geq 0,6$  através das equações abaixo, sendo a equação 2.4.9 para fluido laminar, em que  $Re_x < 2300$  , é expressa por:

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{1}{3}} \quad (2.4.9)$$

Ou utilizando a equação de Chilton-Colburn para fluido turbulento, em que o número de Reynolds é,  $Re_x \geq 2300$ :

$$Nu_x = 0.0296 Re_x^{\frac{4}{5}} P_r^{\frac{1}{3}} \quad (2.4.10)$$

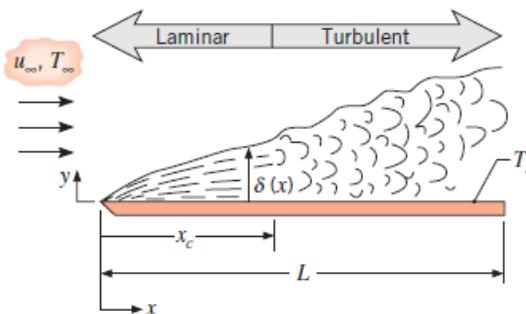


Figura 2.4.3 - Placa plana em fluxo paralelo - INCROPERA (2011)

As condições expressas acima tornam-se análogas para a utilização destas equações nos cálculos do número de Nusselt em escoamento externo de fluxo paralelo às tubulações.

Para determinar relações empíricas em que existe um fluido totalmente desenvolvido em uma tubulação, conseguimos então obter o equacionamento de DittusBoelter encontrada no artigo Winterton (1998), que diz a respeito do escoamento interno de um tubo em regime turbulento, em que, de acordo com seu artigo é considerado  $Re_x \geq 10000$  e  $P_r$  está entre 0,6 e 160, pode ser determinado pelo seguinte equacionamento:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} P_r^n \quad (2.4.11)$$

Existe uma variação no equacionamento de DittusBoelter para a definição do Número de Nusselt quando é aplicado em um para um trocador de calor, em que, a equação 2.4.12 será utilizada para determinarmos o número de Nusselt em escoamento interno de fluidos turbulentos em aquecedores, quando aplicado, pela equação:

$$Nu_D = 0.0243 Re_D^{4/5} P_r^{0,4} \quad (2.4.12)$$

Se for considerada a temperatura de superfície do fluido interno de trabalho utilizado como constante, é possível obter o valor do número de Nusselt para em regime laminar como uma constante, conforme abaixo:

$$Nu_D = 3.66 \quad (2.4.13)$$

Para o objeto de estudo deste artigo, a definição do Número de Nusselt em superfícies cilíndricas e definição das condições gerais medias deste valor são de suma importância, uma correlação empírica conforme Hilpert (1993), pode ser descrita para diversos números de Reynolds e Prandtl conforme a equação abaixo, em que, seus valores de  $C$  e  $m$  são descritos na tabela 2.4.2:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m P_r^{1/3} \quad (2.4.14)$$

$Re_D$	$C$	$m$
0.4–4	0.989	0.330
4–40	0.911	0.385
40–4000	0.683	0.466
4000–40,000	0.193	0.618
40,000–400,000	0.027	0.805

*Tabela 2.4.2 - Constantes da equação de fluxo cruzado em uma superfície cilíndrica - INCROPERA (2011)*

### 2.4.1.3 RADIAÇÃO

O terceiro modo de transferência de calor também é encontrado nas caldeiras, este modo se dá quando existe a transferência de calor através da emissão e troca de energia por ondas eletromagnéticas, que toda superfície emite, e ocorre na ausência de um meio intermediário para realizar esta troca térmica, ou seja, a transferência de calor por radiação tem maior efetividade no vácuo.

Por conta destas características, podemos dizer que a troca térmica na fornalha das caldeiras, é dada exclusivamente pela irradiação entre a chama formada pela combustão e a superfície interna da tubulação desta fornalha.

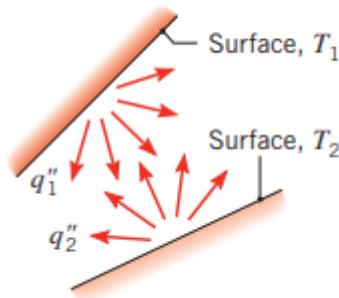


Figura 2.3.5 - TROCA DE RADIAÇÃO ENTRE DUAS SUPERFÍCIES - INCROPERA (2011)

Conforme explanada acima sobre a radiação na superfície da tubulação, é possível dizer que a taxa de energia liberada pela radiação que é originada por esta superfície, ou seja, a emissividade, que é a propriedade de quão eficiente esta superfície emite energia em relação a um corpo escuro e tem seu valor entre 0 e 1, e que existe um limite superior para esta capacidade de emissividade da superfície e pode ser descrito pela Lei de StefanBoltzmann.

A expressão que define esta diferença entre a energia emissiva da superfície pela radiação e a parte de energia que é absorvida por esta superfície é dada como:

$$\dot{q}''_{rad} = \varepsilon_1 \cdot A_1 \cdot \sigma \left( T_1^4 - T_2^4 \right) = \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (2.4.15)$$

em que:

$q_{rad}$  – Calor trocado por radiação

$\varepsilon_1$  - Emissividade da superfície

$A_1$  – Área de troca térmica

$\sigma$  - Constante de Stefan-Boltzmann, igual a  $5,6697 \times 10^{-8}$

$T_1, T_2$  – Temperatura do corpo e Temperatura em torno deste corpo

## 2.5 GERADORES DE VAPOR



*Figura 2.5.1 - Caldeira flamotubular - Foto real do objeto de estudo*

Será tomado como exemplos algumas citações para conseguirmos compreender um pouco da definição de geradores de vapor, mais precisamente as caldeiras de vapor, em que, inicialmente entende-se como caldeiras a vapor conforme definido na Norma Regulamentadora nº 13, que abrange a Inspeção de segurança e operação de vasos de pressão, caldeira e tubulação, localizado no parágrafo 13.4.1.1 diz que:

---

*“Caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia, projetados conforme códigos pertinentes, excetuando-se revere dores e similares.”*

---

Existem diferentes tipos de geradores de vapor, dentre eles estão as Caldeiras de vapor, tendo como fonte energética geradora de calor a queima de combustíveis líquido, sólidos e até mesmo gasosos como o GLP, e ao se tratar de Geradores de vapor é tomado como base a utilização a água como fluido. Porém, segundo Martinelli Junior (2002), em que diz que os “geradores de vapor são

aparelhos térmicos que produzem vapor a partir do aquecimento de um **fluido vaporizante**" e H.PÊRA(1990) diz que devem ser adicionado à equação o ar e energia térmica de um combustível, sendo ainda composto de equipamentos e sistemas sincronizados, afim de obter o maior rendimento térmico possível.

### **2.5.1 VAPOR**

A água é o fluido mais comum utilizado nas caldeiras para geração de vapor, devido a características que justificam essa aplicação, como sua relativa abundância, disponibilidade, baixo custo de utilização, baixa periculosidade na sua manipulação, e com características termodinâmicas importantes.

Ela possui três estados, no estado sólido encontra-se o gelo, a água para o estado líquido e o vapor de água no estado gasoso, A água quando aquecida à determinada temperatura e pressão tende a evaporar, e denomina-se condensação quando o vapor de água volta ao estado líquido

Denomina-se vapor o gás formado após a transformação da água do estado líquido para o gasoso a nível molecular, e é tipicamente gerado e distribuído com pressão positiva, logo, entende-se que o vapor é aplicável em equipamentos a partir de 1 atm e temperaturas maior do que 100°C.

Como explicado anteriormente, o vapor para projeto desenvolvido é aplicado para o aquecimento de linhas de transporte de fluidos e aquecimento de reatores de processo, e ainda podem ser utilizados em trocadores de calor para aquecimento de determinados fluidos dentro do mesmo processo.

Pode-se encontrar o vapor em dois tipos, o vapor seco e o vapor úmido, em que, o vapor seco é quando todas as moléculas de água estão no estado gasoso, enquanto o vapor úmido é aplicado quando uma parcela das moléculas de água está cedendo calor (calor latente, há mudança de fase) para o ambiente e condensando em finas camadas.

Usando nosso objeto de estudo, é possível utilizar a caldeira como exemplo para esta exemplificação, ou seja, quando a água é aquecida através dos gases quentes que escoam através dos tubos internos da caldeira, a água tende a absorver cada vez mais energia e suas moléculas iniciam o processo de agitação e começam a borbulhar, e quando uma quantidade de energia for suficientemente absorvida pela água a ponto de quebrar sua molécula e passar do estado líquido

para o gasoso, começará então a existir vapor em nosso sistema, e o vapor contido do lado interno da caldeira é composto exclusivamente por vapor seco, enquanto o vapor durante o trajeto da tubulação e utilização no processo, começa então a se tornar vapor úmido até que se transforme 100% em vapor condensado voltando para seu estado líquido.

A fim de reter a maior quantidade de vapor seco no processo, o transporte do vapor é realizado através de uma tubulação revestida com um material térmico isolante em toda a extensão da tubulação desde à caldeira até seu ponto de consumo. Por este motivo, considera-se o vapor como uma forma de transferência de energia, e ao reduzir as perdas existentes nos sistemas através de um bom isolamento térmico e aproveitamento energético das fontes quentes, desta forma é possível elevar o coeficiente de eficiência que relacionam o trabalho produzido com o calor transferido.

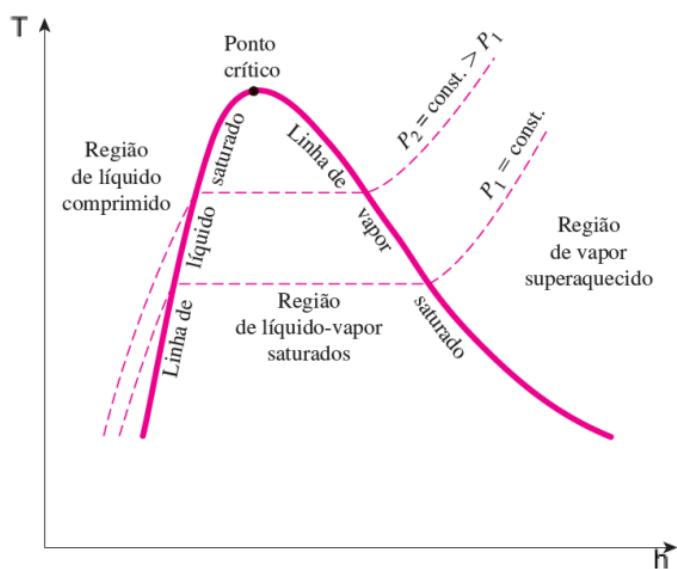


Figura 2.5.2 - Mudança de fases de uma substância pura - Çengel .7°ED

A água a partir de 0°C até a temperatura da entalpia máxima do líquido encontra-se no estado denominado de água satura, e se o calor continuar a ser adicionado ao sistema, a água tem seu início de mudança de fase para o estado em que, haverá a mistura de água e vapor com temperatura de saturação constante com um aumento de sua entalpia e há um aumento de vapor seco na mistura água e vapor enquanto se aproximam da linha de vapor superaquecido até se tornar vapor

saturado onde sua composição é de apenas de vapor seco, e com o aumento de sua temperatura, todo o fluido passa para o estado de vapor superaquecido.

### 2.5.2 PRINCIPAIS TIPOS DE CALDEIRAS

As caldeiras de vapor queimam um combustível para obter fonte de calor, é um equipamento onde uma fonte de calor é transmitida para um fluido de trabalho para gerar vapor com características distintas e especiais.

Essa fonte de calor é proveniente da queima dos gases da combustão, em que, os gases em contato indireto do fluido transferirão o calor para a água e evaporar a mesma, e o calor remanescente nos gases de combustão poder ser reutilizados para o preaquecimento da água através de um economizador, no qual elevará a temperatura de entrada da água da caldeira aumentando sua eficiência e reduzindo seu consumo de combustível, como será tratado posteriormente neste artigo.

Para a realização deste trabalho serão citados os geradores de vapor do tipo caldeiras de vapor, são relacionados basicamente dois tipos de caldeiras mais comumente aplicados e são definidos em função dos fluxos dentro dos tubos da caldeira: os modelos “aguatubular” – (a) e “flamotubular” – (b).

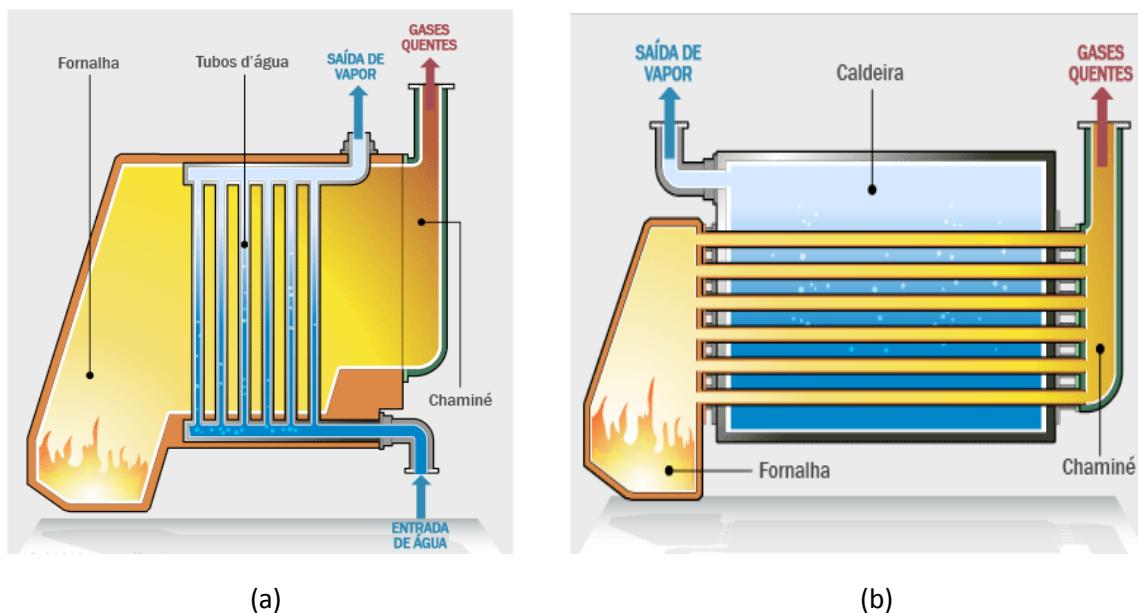
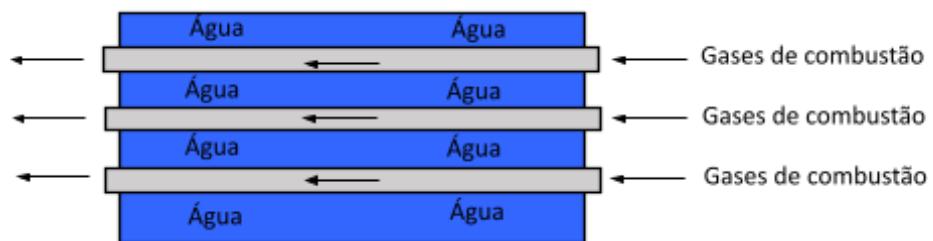
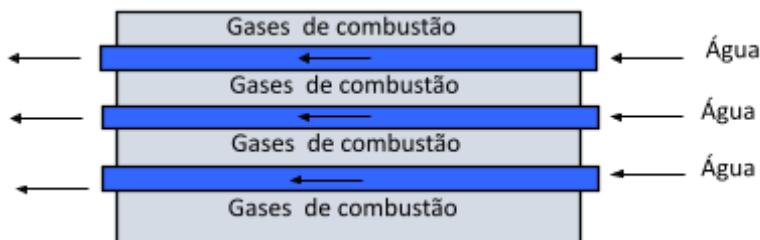


Figura 2.5.3 - Caldeira águatubular (a) / Caldeira flamotubular (b)

Nas caldeiras flamotubulares os gases de combustão circulam por dentro dos tubos por toda à caldeira, estes tubos são soldados ou mandrilados entre placas com orifícios denominadas “Espelhos”, o percurso dos gases dentro destes tubos na caldeira pode ser de uma, duas ou mais passagens até que se chegue à chaminé, transferindo calor para a água durante este percurso que está na parte externa dos tubos dentro do casco da caldeira.



O processo inverso é encontrado nas caldeiras aquatubulares em que a água é quem flui no interior de tubos e absorve o calor dos gases da combustão que circula externamente a eles.



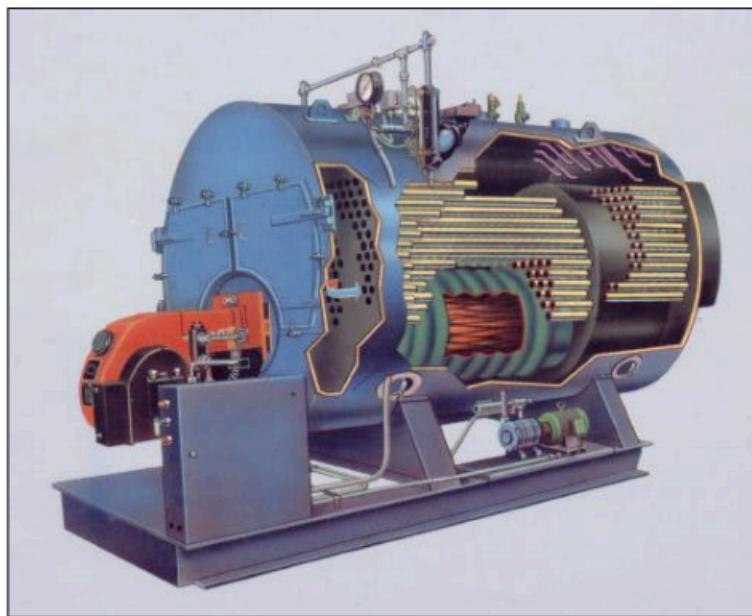
No processo de definição de qual caldeira utilizar dependerá de características como, a finalidade o serviço, combustível, como será realizada a combustão, produtividade, temperatura e pressão de trabalho e os fatores econômicos;

Além dos modos classificados acima que tem como principal avaliação o modo de condução dos gases em relação ao fluxo de água, as caldeiras também são classificadas de forma normativa, como caso da NR-13, que classifica, o tipo de caldeira não pela sua forma construtiva e sim baseadas na sua pressão de operação e Volume Interno (VI), podendo ser , Geradores de vapor ‘categoria A’, aquelas que

respectivamente possuem sua pressão de operação e volume interno superiores à 1.960 kPa(19,98 kgf/cm<sup>2</sup>) e 100 Litros, ou Geradores de vapor ‘categoria B’, que possuem mais um critério que seria além da pressão de operação e o volume interno, que é o produto entre a pressão de operação e o volume interno superior a ‘6’ ; sendo assim, os critérios seriam , Pressão de operação entre 60 kPa (0,61 kgf/cm<sup>2</sup>) e 1 960 kPa (19,98 kgf/cm<sup>2</sup>), volume interno superior a 100 Litros e o produto entre eles deve ser superior a ‘6’.

### 2.5.3 CALDEIRAS FLAMOTUBULARES

Neste tópico serão abordadas mais profundamente as caldeiras flamotubulares, caldeira esta que se tornará o referencial base desse estudo de viabilidade de instalação de um trocador de calor do tipo economizador em sua chaminé.



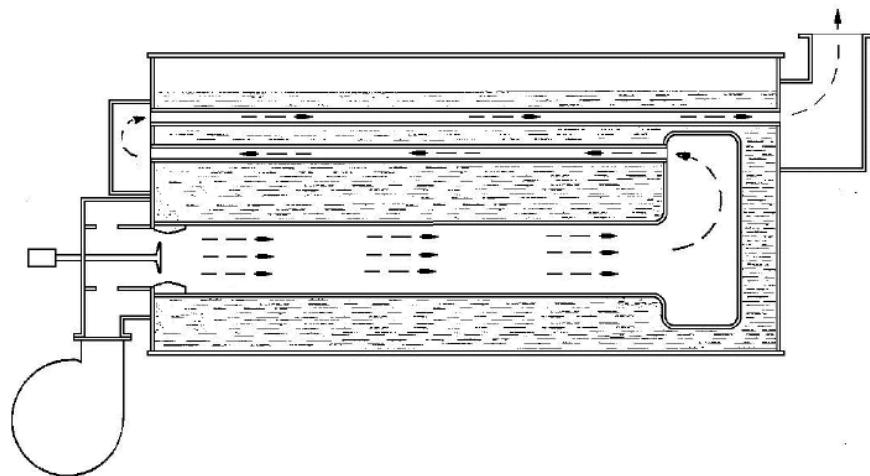
*Figura 2.5.6 - Caldeira flamotubular - Martinelli (1998)*

As caldeiras Flamotubulares são caldeiras em que os gases resultantes da combustão e queima do combustível fluem pelo lado interno do feixe tubular da caldeira. Através da queima realizada geralmente em um cilindro no interior em aço geralmente mais espesso que o costado para aumento da resistência e durabilidade da caldeira, visto que o mesmo estará em constante contato com a chama, e que garanta a perfeita queima dos gases combustíveis a fim de que só venham fluir gases quentes nos demais orifícios da caldeira. Por ter uma geração de vapor

relativamente baixa, O uso das caldeiras flamotubulares geralmente são utilizadas em sistemas que necessitam de pequenas capacidades de geração e utilização apenas de vapor saturado de baixa pressão.

Conforme relatado no tópico anterior as caldeiras flamotubulares possuem a característica de que a passagem dos gases de combustão é forçada a passar por inúmeros tubos montados entre dois espelhos imersos em água em ebulição e são destacados dois tipos mais usuais para caldeiras a vapor flamotubulares, as do tipo verticais, e as horizontais, esta primeira é utilizada para capacidades de produção de vapor de até 800 kg/h com pressões de trabalho de até 10kgf/cm<sup>2</sup>. As caldeiras horizontais são as comumente empregadas, com limite de vazão de 13 t/h e pressões de trabalho de até 14 kgf/cm<sup>2</sup>, ambos os modelos são restritos a apenas às operações que admitem uso de vapor saturado.

Os gases de combustão que partem da fornalha em direção à chaminé podem ter diversas passagens pelo interior da caldeira, porém, a primeira passagem de vapor que dá início a troca térmica com a água é realizada na fornalha da caldeira, e a troca de calor neste ponto é exclusivamente por radiação, em contra partida, nas demais passagens, ou seja, nos tubos de diâmetros menores, a troca de calor é realizada através de uma ação combinada entre a convecção e radiação gasosa.



*Figura 2.5.7 - Esquema de passagem de gases caldeira flamotubular de 3 passes*

A fim de prevenir e evitar que os tubos superaqueçam e sejam danificados pelo calor gerado nos gases da queima, comprometendo o equipamento, deve-se

garantir que o nível da água permaneça sempre acima dos tubos a fim de refrigerar os mesmos, caso contrário, poderá ocorrer um super aquecimento e ruptura dos tubos, pois, no interior dos tubos os gases estão a temperaturas elevadas, logo, se o tubo não for constantemente resfriado pela água que está do lado de fora dos tubos, os mesmos podem atingir temperaturas que ultrapassem a temperatura de trabalho do aço e podem vir a romper.

A forma construtiva simples desta caldeira pode ser destacada como uma das principais vantagens, pois necessita de pouca alvenaria e tem uma modulação simples na queima do combustível, ainda com sua manutenção e limpeza dos tubos de fácil execução e tendo como combustíveis de alimentação deste tipo de caldeira geralmente é o óleo ou gás natural.

A extração do vapor é feita através de uma válvula que está localizada na parte superior da caldeira e, a região imediatamente abaixo desta saída de vapor denomina-se colchão de vapor, que é a região tomada pelo vapor gerado, e na parte inferior desta região, a água líquida. As Chapas do espelho que sustentam os tubos de passagem são revestidas com um material refratário capaz de suportar a temperatura dos gases de combustão que estão em contato entre as etapas de passagens.

A água submerge todos os tubos de gases e à medida que vai sendo aquecida o vapor é direcionado para parte superior a partir de onde ele vai ser extraído e direcionado pelo processo.

#### **2.5.4 CARACTERÍSTICAS GERAIS**

Uma das características importantes deste tipo de caldeira é a flexibilidade de suporte em caso de variações de demanda de vapor, pois a região de armazenamento de vapor, o colchão de vapor, é relativamente grande em relação a proporção entre outros tipos de caldeiras e tem capacidade de operação de demanda relativamente grande, se comparado como as caldeiras aquatubulares.

Por ser uma caldeira de forma construtiva simples, obtém-se um menor custo inicial, facilidade de manutenção, troca rápida de tubos danificados, fácil limpeza de fuligem, tubo de fogo com diâmetro maior, tampas dos ambos lados são removíveis, facilidade de abertura das tampas do lado oposto do queimado para inspeção e limpeza, dispensa tratamento rigoroso da água.

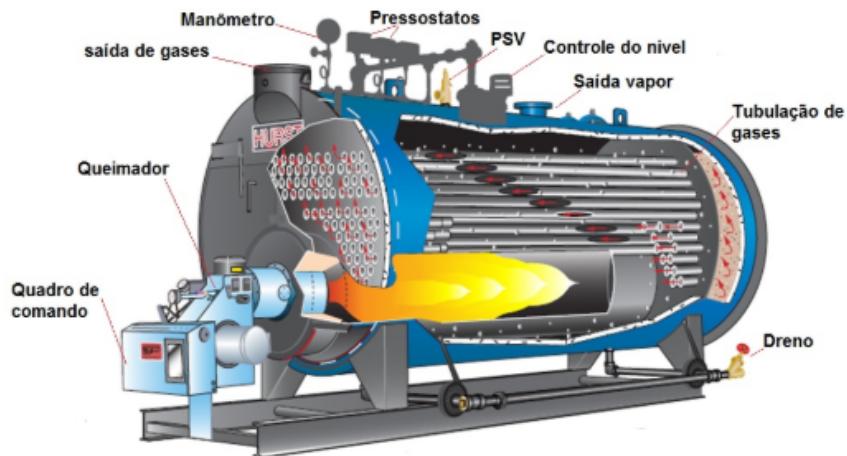
As caldeiras necessitam que sua água seja tratada para evitar corrosão excesso de deposição de material, incrustações, e como a água flui pelo lado de fora dos tubos então esses efeitos são reduzidos, e menos danoso nesse tipo de caldeira.

Um dos aspectos limitadores desta caldeira é que como a água está do lado de fora dos tubos então todo o costado está pressurizado a pressão de vapor, logo, se a caldeira opera à uma pressão de 10 kgf/cm<sup>2</sup> de vapor, é encontrada esta mesma pressão internamente a caldeira, ou seja, uma pressão elevada para um diâmetro muito grande, o que eleva os esforços no corpo da caldeira, por isso então essa caldeira é limitada em termos de pressão.

Se a pressão de trabalho fosse muito elevada implicaria em uma espessura de chapa muito grande, fator esse que inviabilizaria tecnicamente e comercialmente a fabricação de uma caldeira desse tipo.

#### **2.5.5 PARTES ESSENCIAIS DE UMA CALDEIRA FLAMOTUBULARES**

Neste tópico serão tratadas das partes essenciais que compõem uma caldeira geradora de vapor e os componentes citados posteriormente podem estar presentes tanto nas flamotubulares quanto nas aquatubulares.



*Figura 2.5.8 - Partes de uma caldeira flamotubular - Togawa engenharia*

O Costado é como é chamada a partes cilíndrica externa de uma caldeira, no qual, é fabricado a partir de chapas de aço carbono que passam pelos processos de calandragem e solda das chapas. Todo seu dimensional como diâmetro e

comprimento do costado são influenciados diretamente por qual será sua pressão de trabalho e capacidade de geração de vapor requerida.

Quadro de comando: Utilizado para supervisão e controle da caldeira, nele é possível verificar os níveis de água, pressão, temperatura, consumo e etc.

Queimador: Presente em ambos os tipos de caldeira, o queimador tem como papel principal realizar a mistura adequada de ar de combustão e combustível, que podem ser, líquido ou gasoso. E essa combustão gerada pelo queimador tem que ser devidamente dimensionada para que promova a maior geração de energia térmica.

Na fornalha é a região onde ocorre a queima do combustível e realizada a troca de calor por radiação e uma pequena parte por convecção e é a região de maior temperatura das caldeiras geradoras de vapor, sendo assim, o limite de capacidade de aquecimento e geração de vapor da caldeira é dada por esta câmara, visto que a troca de calor pode chegar a cerca de 50% da troca do total da caldeira, apenas nesta área

Para realizar a seleção do queimador adequado para o processo, é necessário avaliar o formato da chama, a pressão de trabalho, forma de combustão e do tipo de combustível.

A saída dos gases de combustão é realizada pela chaminé juntamente com a válvula nesta saída para controle da pressão interna da caldeira.

Para dar sustentação aos tubos por onde os gases de combustão deverão passar, são utilizadas peças também fabricadas de chapas de aço carbono denominadas Espelhos. Os espelhos são cortados e furados de modo que a tubulação interna da caldeira passe por dentro desses furos e posteriormente são soldados ou mandrilados para assim permanecerem fixos nesta chapa, os espelhos são soldados e ajustados nas extremidades do corpo da caldeira

Os tubos internos da caldeira pelo qual é realizada a absorção do calor dos gases da combustão e transferir este calor para a água para o seu aquecimento são chamados de feixe tubular, e são os responsáveis pela interligação dos espelhos conforme comentado acima.

Os manômetros são itens obrigatórios de uma caldeira, são eles os responsáveis por indicar as pressões de vapor interno da caldeira.

A PSV, ou Válvula de segurança e pressão é um item obrigatório pela norma, esta válvula é responsável pela abertura do alívio da caldeira para atmosfera caso as pressões internas da caldeira excedam o limite da pressão máxima de trabalho admitida (PMTA).

O Controle de nível, também vai estar presente nos dois tipos de caldeira, é responsável pelo controle nível de água líquida da caldeira, não podendo o mesmo reduzir seu nível de água até limites mínimos aceitáveis, limites esses que especialmente nas caldeiras flamotubulares devem ser acima dos tubos de passagem do gás de combustão que devem estar sempre submersos.

A saída de vapor é a responsável por direcionar o vapor gerado na caldeira para a linha de processo.

O dreno da caldeira é um sistema de purga obrigatório por norma, e é responsável pela descarga de fundo da caldeira eliminar o excesso de sujeira decantada que são depositadas no fundo, e tem como principal objetivo realizar a limpeza das impurezas contidas no fundo da caldeira.

Os economizadores aproveitam os gases de combustão que saem ainda com bastante energia acumulada e tendo sua temperatura elevada podendo então essa energia ser aproveitada para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira, logo, a água de alimentação da caldeira vai ser preaquecida de forma que a energia gasta para aquecer a água até que a mesma atinja seu ponto de evaporaração vai ser economizada aproveitando a energia dos gases da combustão.

Abaixo algumas informações dos principais elementos que caracterizam uma caldeira a vapor e devem ser contidas em sua placa de identificação:

- a) Superfície de aquecimento: É a área das partes metálicas dos tubos internos da caldeira que estão em contato com a água, geralmente esta medida é dada em  $m^2$
- b) Produção de vapor: É a capacidade de produção máxima da caldeira, em Kg/h ou ton/h
- c) Pressão máxima de trabalho admitida (PMTA): É o maior valor de pressão de operação da caldeira que é permitido ao vapor atingir durante o funcionamento normal a provocar a abertura da ou das válvulas de segurança, expresso em psig ou Mpa.

- d) Pressão de ensaio hidrostático de fabricação: É a pressão de água exercida durante os testes de fabricação por uma bomba hidráulica ou pneumática, manual ou automática para avaliação da resistência estrutural da caldeira, A pressão aplicada é calculada multiplicando a PMTA por 1,5 como fator de segurança.

Abaixo encontra-se um exemplo de placa de identificação que é utilizada na caldeira referência para este estudo:



*Figura 2.5.9 - Placa de identificação de uma caldeira flamotubular*

## 2.5.6 COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO

De acordo com a citação a seguir pode ser definido como Combustível toda a substância, natural ou artificial, no estado sólido, líquido ou gasoso que será capaz de reagir com o oxigênio do ar liberando energia calorífica e luminosa (Pera, hildo 1990)

Combustão é um processo químico exotérmico, ou seja, libera energia térmica que ocorre de forma rápida através de uma reação química entre um elemento combustível e uma reação de oxidação.

Ao serem combinadas duas substâncias, o combustível que responsável pela queima e oxigênio do ar como comburente seguido de uma liberação de calor,

torna-se completo o ciclo para formação da combustão, de uma maneira geral podem ser descritos três fatores responsáveis pela reação de combustão, são eles:

- Combustível
- Comburente
- Temperatura

Combustível são os hidrocarbonetos que queimam e reagem com o oxigênio no momento de sua queima, ou seja, se oxida, podendo ser composto ainda por outros elementos reagentes, como oxigênio e enxofre, ou ainda elementos não reagentes, como a água.

O comburente é responsável pelo fornecimento de oxigênio à reação, sendo utilizado em geral ar atmosférico baseados em fatores econômicos por não ter custo de fornecimento. Em contrapartida, o oxigênio presente no ar corresponde a apenas 21% em percentagem volumétrica e 23% em percentagem por peso atômico, possuindo também sempre algum teor de umidade (Eletrobrás, 2005).

#### **2.5.7 SISTEMA DE TIRAGEM**

O sistema de tiragem é o responsável pela retirada dos gases de combustão do interior da caldeira, podendo ser destacados dois principais tipos para sua realização, a natural e forçada.

O sistema de tiragem natural dos gases de combustão da fornalha da caldeira é realizado exclusivamente pela chaminé, sem auxílio de equipamentos periféricos, a diferença de temperatura da base da chaminé com o topo faz com que o deslocamento dos gases de exaustão seja direcionado para fora do sistema da caldeira.

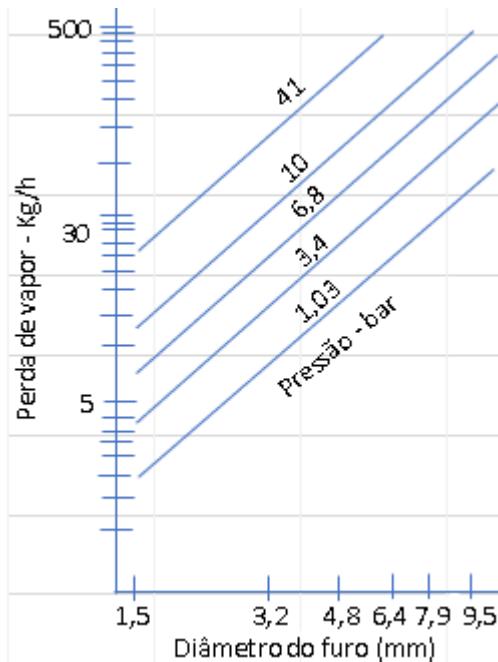
O sistema de tiragem artificial a realiza a remoção dos gases de combustão com o auxílio de ventiladores centrífugos ou sopradores, a fim de superar as perdas de carga por essa ação combinada, dependendo do tipo de instalação a câmara de combustão opera pressurizada ou em pressão negativa, deve-se ter o controle deste sistema de forma adequada para não elevar o fluxo de ar até um ponto que ele traga percas por calor sensível pelo arraste dos gases de combustão, ou seja, uma grande parte da energia térmica gerada será perdida para o ambiente. A temperatura final de saída dos gases na chaminé pode variar entre 120°C e 300°C

dependendo do tipo, sistema e combustível utilizado na unidade geradora de vapor (BAZZO, 1995).

### 2.5.8 REDE DE VAPOR E ISOLAMENTO

A tubulação que conduz o vapor para o sistema e pontos de consumo são denominadas de redes de vapor e devem garantir a distribuição na quantidade e pressão devidamente projetadas, estas linhas em sua grande maioria também são responsáveis pelo transporte e retorno do condensado ao tanque de armazenagem de condensado. Para aumento e a garantia da eficiência deste transporte sem perdas significativas no caminho, esta rede deve estar devidamente isolada e sem vazamentos, todas as partes do sistema que possam perder calor para a atmosfera devem ser isoladas, inclusive flanges, válvulas, conexões, etc.

A figura 2.5.10 representa as perdas com vapor em função de dois parâmetros: pressão e diâmetro de furo por onde ocorre o vazamento.



*Figura 2.5.10 - Desperdício de vapor por vazamento – Adaptação Spirax Sarco (2011)*

O sistema de isolamento térmico da rede vapor é realizada através da aplicação e/ou instalação de materiais isolantes térmicos não condutores, característica esta que se deve ao material isolante armazenar uma grande

quantidade de ar em sua estrutura, o que faz com que sua capacidade de transmissão de calor por convecção seja minimizada.

Um dos fatores que geram o maior desperdício e custo para a operação e geração de vapor são os custos de tratamento de água desperdiçada através de um vazamento, a realização de inspeção e manutenção periódica nas redes minimizam estas perdas, além de minimizar o risco de acidentes através de queimaduras devido ao vazamento de vapor na área

## 2.6 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos utilizados para promover uma troca térmica entre dois ou mais fluidos, podendo ser para resfriamento ou para aquecimento, e são classificados de acordo com a sua forma construtiva e configuração do escoamento, o tipo mais usual e que será utilizado em nosso projeto é o trocador de calor entre o vapor e fluido a ser aquecido , ou seja, envolve a troca térmica entre um fluido quente que fornecerá calor a um fluido frio que receberá este calor cedido, sendo necessário que entre estes dois fluidos haja uma diferença de temperatura para que esse fenômeno aconteça. Esta troca tem impacto direto na eficiência e desempenho energético do sistema de aquecimento ou resfriamento de um parque industrial.

### 2.6.1 CARACTERÍSTICAS DO FLUXO

As características do fluxo de um trocador de calor se referenciam de acordo com a direção de um fluido em relação ao outro, sendo possível listar quatro tipos principais de fluxo que mais são empregadas em trocadores de calor, são ele:

- Fluxo paralelo
- Contrafluxo
- Fluxo cruzado
- Fluxo híbrido

Os trocadores de calor que possuem fluxo paralelo, são trocadores no qual os fluidos escoam paralelamente entre si e na mesma direção, tendo o ponto de entrada e saída na mesma posição, e em comparação com o contrafluxo, o fluxo paralelo possui uma menor eficiência de troca e a maior diferença de temperatura durante o processo de aquecimento, porém, permite a maior uniformidade de temperatura através das paredes do trocador de calor.

Em contra partida, os trocadores de calor que possuem o contrafluxo, são projetados para que os fluidos escoem paralelamente em direções opostas, sendo a aplicação mais comum entre os tipos de fluxos e apresenta uma das melhores eficiências térmicas, pois permite a maior quantidade de transferência de calor entre os fluidos, ou seja, a maior variação de temperatura.

Outra configuração de escoamento encontrado é denominada de fluxo cruzado quando um fluido escoa perpendicularmente ao outro e tem sua eficiência de troca térmica intermediária entre os tipos de fluxo, paralelo e contrafluxo.

Quando existe algum tipo de combinação entre os fluxos mencionados anteriormente, é denominado fluxo-híbrido, como por exemplo, um trocador de calor casco e tubo que podem empregar o fluxo cruzado e contrafluxo no mesmo equipamento devido aos múltiplos passes, e geometria do trocador.

A figura 2.6.1 ilustra alguns tipos de configurações de fluxos mais utilizados:

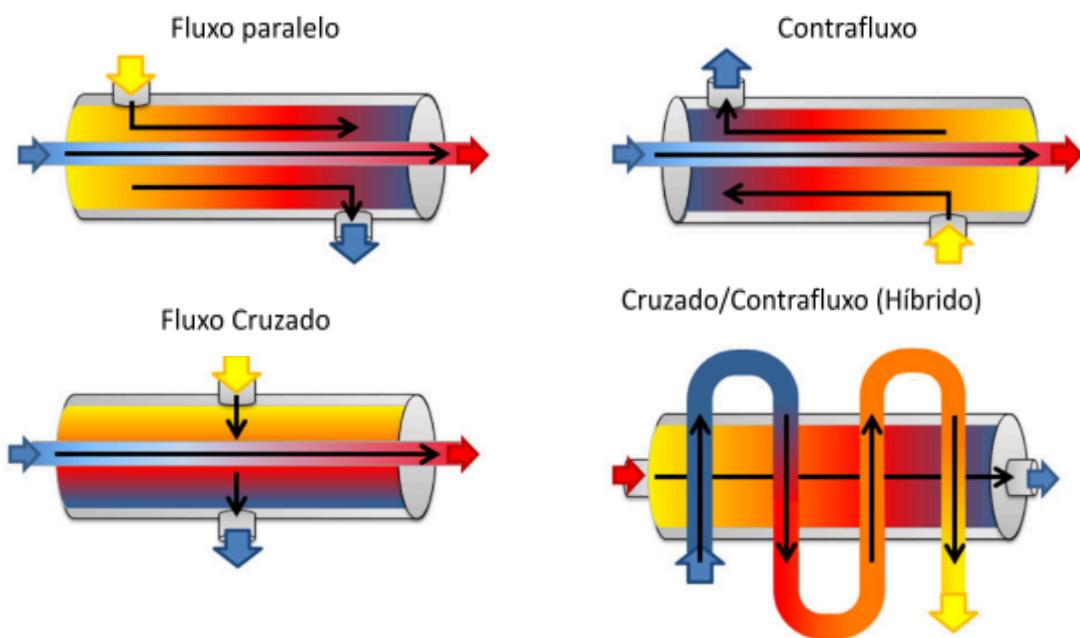


Figura 2.6.1 - Tipos de fluxo de um trocador de calor

## 2.6.2 TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

Os tipos de trocadores de calor podem variar de acordo com algumas características como, eficiência do processo, custo de fabricação, montagem e manutenção, forma construtiva e fluxo.

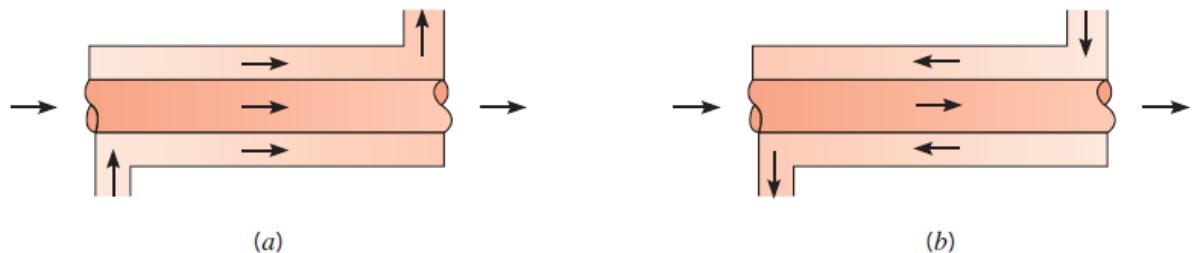
Portanto, conclui-se que as necessidades específicas de cada projeto definem o tipo de equipamento que será adotado para atender estas necessidades, desta forma pode ser ressaltado que a sua forma construtiva constitui uma das principais diferenças entre os trocadores, sendo os principais tipos o tubo e tubo, casco e tubo e o trocador tipo placas.

### 2.6.2.1 TROCADOR DE CALOR TUBO E TUBO

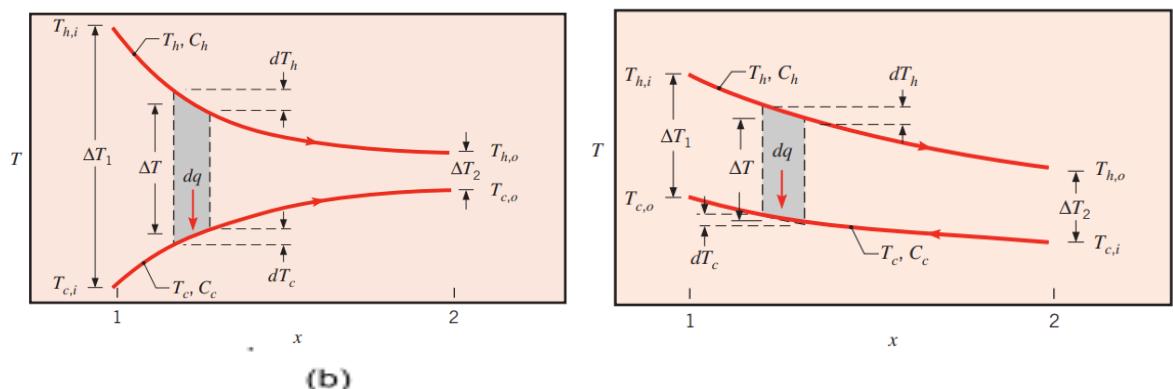
O trocador de calor do tipo tubo e tubo é o modelo mais simples, e consiste basicamente em um trocador composto por dois tubos concêntricos, um tubo externo e um tubo interno, um dentro do outro no qual um fluido escoa através do tubo interno e o outro fluido escoa através deste tubo pelo lado externo, sendo considerado um dos tipos mais simples conhecidos de trocador de calor pela sua simplicidade de fabricação e instalação, assim como o baixo custo de aquisição.

Os fluidos permanecem separados por todo o trocador e escoam por seus canais durante todo o processo de transferência de calor, e podem ser projetados para atuarem tanto com fluxo em paralelo em que o fluido quente e frio tem a entrada e saída escoando para o mesmo sentido quanto em contra fluxo em que o fluido quente e frio tem sua entrada de fluido distintas, com sentidos oposto de entrada e saída, e podem ser usados modularmente em série ou paralelo

A figura 2.6.2 ilustra o princípio de um trocador de calor tubo e tubo, com os dois tipos de fluxos existentes para este tipo de trocador, fluxo paralelo (a) e contrafluxo (b)



*Figura 2.6.2 - Trocador de calor casco e tubo - INCROPERA (2011)*



*Figura 2.6.3 - Distribuição de temperatura de um trocador de calor (a) paralelo, (b) contrafluxo - INCROPERA (2011)*

Na figura 2.6.3 estão sendo demonstrados os gráficos de distribuição geral de um trocador de calor tubo e tubo, uma demonstração prática deste gráfico com os valores reais obtidos no projeto está descrito na figura 5.1.2.

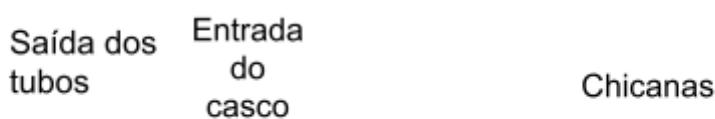
### 2.6.2.2 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

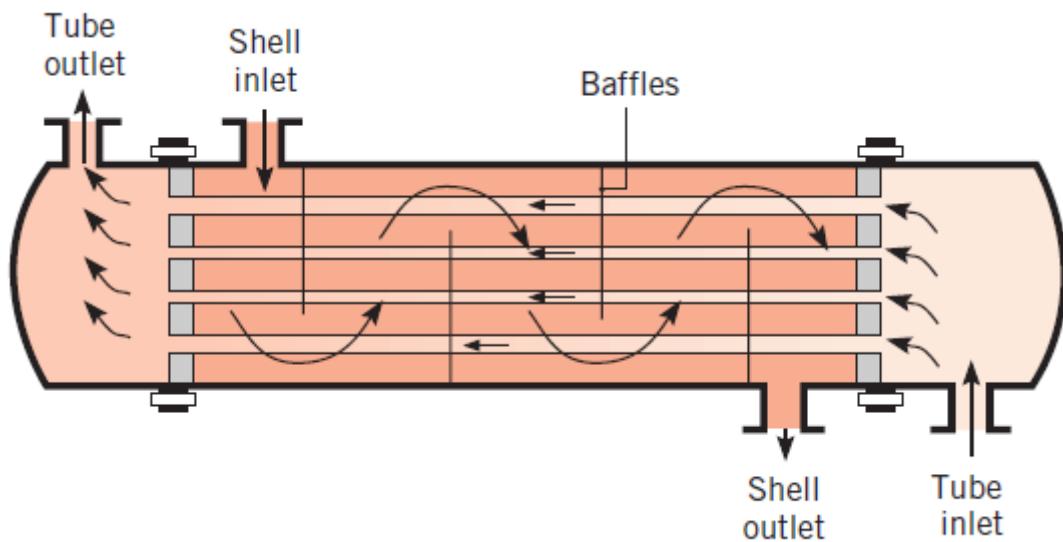
Trocadores de calor casco e tubo são trocadores de calor no qual existem a troca de calor entre dois fluidos que escoam através de feixes tubulares e dentro de um casco que circunda os tubos.

O trocador de calor casco e tubo é o tipo de trocador de calor mais versátil e é projetado com uma quantidade de tubos definida de acordo com o projeto que são instalados no interior de um casco, e tem em seu projeto que permite uma ampla gama de pressões e temperatura de trabalho.

Trocadores de calor do tipo casco e tubo podem ser de um único passe, ou múltiplos passes, que basicamente descreve a quantidade de vezes que o fluxo escoa por dentro dos tubos, ou seja, em uma configuração de múltiplos passes, em que o fluxo do lado da carcaça passa sobre os tubos a serem aquecidos várias vezes antes deixar o trocador. Outro recurso existente nos trocadores de calor casco e tubo são as chapas deflectoras conhecidas como ‘chicanas’ que nada mais são que chapas furadas instaladas de forma intercalada que tem duas funções, a primeira é a suportação dos tubos do trocador de calor, e a segunda é promover um escoamento em fluxo cruzado no trocador de calor casco e tubo múltiplos passes, conforme poderá ser visualizado na figura 2.6.4.

Outro designe característico para este trocado contempla a instalação de tubos aletados de um único ou múltiplos passes, com fluxos paralelos, contra fluxo, fluxo cruzados ou até mesmo híbridos.





*Figura 2.6.4 - Trocador de calor casco e tubo - INCROPERA (2011)*

#### 2.6.2.2.1 ALETAS

As aletas são utilizadas quando se tem por objetivo o aumento da superfície de transferência de calor de um determinado componente para aumentar sua eficiência de troca térmica por convecção, que conforme o objeto de estudo, serão as superfícies cilíndricas da tubulação dos trocadores de calor, e esse aumento de eficiência se dá pelo aumento da taxa de transferência de calor com o aumento do coeficiente convectivo ‘ $h$ ’ e por consequência aumentando a quantidade total de calor transferido. Os equipamentos com superfícies aletadas também possuem o benefício de proporcionar um trocador com sua forma construtiva mais compacta, e para definição dos materiais construtivos das aletas são levados em consideração o peso específico, condutibilidade térmica, durabilidade e custo.

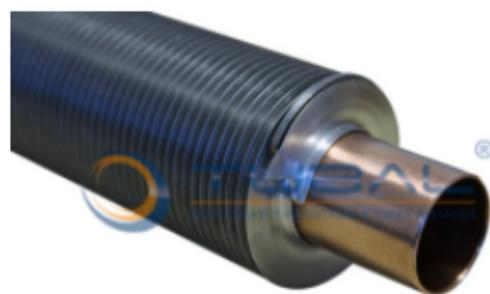
De acordo com a equação 4.3.12, quando um trocador de calor utiliza uma tubulação de superfície lisa, tem o coeficiente global de transferência de calor influenciado diretamente pelo menor coeficiente convectivo, logo, o fluido que possui o menor coeficiente de calor controla a transferência de calor total do sistema. E a maneira de reverter esta situação em casos em que o coeficiente convectivo do fluido do lado externo do tubo é menor do que o lado interno torna-se mais conveniente o aumento da superfície externa com a instalação de aletas.

A superfície aletada se torna o recurso que possui o maior custo benefício em relação aos outros sistemas capazes de promover o aumento da eficiência de troca térmica, é possível visualizar que aumentando a velocidade do fluido em relação à superfície obtém-se uma melhora na transferência de calor e um aumento no valor do coeficiente convectivo  $h$ , e como resultado um maior fluxo de calor trocado ,porém , o aumento da velocidade do fluido através da instalação de bombas ou sopradores para o aumento do coeficiente convectivo tem seu custo de instalação, aquisição e montagem elevados, inviabilizando este sistema, tornando a instalação de superfícies aletadas o recurso ideal para este fim.

Existem diversos tipos de tubos aletados, cada um para uma aplicação específica, como, temperatura mínima e máxima de operação, resfriamento, aquecimento e tipo de material do tubo e da aleta, em que os tipos mais usuais são:

- TIPO 'L'
- TIPO 'G'
- TIPO 'I'
- TIPO CORRUGADO
- TIPO TUBO ESPIRALADO

A tubulação aletada do tipo 'L' recebe este nome devido à forma da aleta que com o intuito de promover mais contato da superfície da aleta com a tubulação tem a forma de 'L' na base da aleta, que por consequência promove uma proteção contra corrosão na superfície do tubo, e são comumente utilizadas em ambos os tipos de trocadores, para aquecimento e resfriamento e são recomendados equipamento com temperaturas máximas de trabalho de até 170°C e são encontrados em aço carbono, aço inox, alumínio, cobre e ligas e as aletas são mais comuns em alumínio, cobre e ligas.



*Figura 2.6.5 - Aletas tipo 'L' - Fabricante TUBAL*

Enquanto o tubo aletado do tipo 'L' tem suas aletas soldadas por ponto na superfície do tubo, a tubulação com aletas do tipo 'G' é cravada na base do tubo garantindo uma maior superfície de contato entre a aleta e o tubo, maximizando as propriedades de transferência de calor, para isso, a superfície do tubo recebe um tipo de canal no qual as aletas são cravadas através de um dispositivo especial, o que garante o seu contato mesmo em superfície com altas temperaturas sem perder a eficiência, desta forma, os tubos aletados do tipo 'G' são altamente recomendados para temperaturas de trabalho até 350°C, e assim como o tipo 'L' podem ser encontrados em aço carbono, aço inox, alumínio, cobre e ligas e as aletas são em aço carbono, alumínio, cobre e ligas.



*Figura 2.6.6 - Aletas tipo 'G' - Fabricante TUBAL*

Os tubos aletados do tipo 'I' possuem aletas lisas fixadas por pontos de solda elétrica quando os materiais do tubo e da aleta são compatíveis, ou anéis de trava quando são materiais dissimilares. Este tipo de aleta permite uma passagem sem obstrução e com pouca perda de carga, e devido a sua forma de montagem sob pressão, possui um bom contato de troca térmica entre as aletas e a tubulação, podendo ter sua temperatura de trabalho de no máximo 150°C, podendo ser encontrada em aço inoxidável, aço Carbono, alumínio, cobre e ligas e as aletas em aço carbono, alumínio e cobre.



*Figura 2.6.7 - Aletas tipo 'I' - Fabricante TUBAL*

O tubo corrugado recebe este nome devido à características das aletas, pois para o aumento da turbulência na área superficial das aletas e promover uma maior eficiência de troca térmica, o material das aletas é conformado em um dispositivo para criar as rugas, e são instaladas por toda extensão do tubo, tendo sua fixação apenas nas extremidades por solda elétrica, afim de aumentar sua performance, os tubos corrugados podem ser ainda galvanizados, esta ação possibilita ao tubo realizar trabalhos de 150°C para 250°C , podendo ser encontrados em aço carbono, aço inox, alumínio, cobre e ligas e as aletas são em aço carbono, alumínio, cobre e ligas.



*Figura 2.6.8 - Aletas tipo 'CORRUGADO' - Fabricante TUBAL*

O tubo espiralado foi projetado para que ocorra uma maior turbulência pelo lado interno do tubo, através do seu aletamento feito no próprio corpo do tubo promove um aumento considerável de performance das caldeiras flamotubulares, composto de tubos de forma que crie uma turbulência interna aumentando sua capacidade e troca de calor, e a sua temperatura máxima de operação varia de acordo com o material do fabricante, podendo ser de aço carbono, aço inox, cobre e ligas.



*Figura 2.6.9 - Aletas tipo 'ESPIRALADO' - Fabricante TUBAL*

### **2.6.2.3        TROCADOR DE CALOR COMPACTO TIPO PLACA**

O trocador de calor do tipo placas tem sua geometria e forma construtiva totalmente diferente dos trocadores tratados anteriormente, onde, ao contrário dos tipos tubo e tubo e casco e tubo, em que a transferência de calor entre os fluidos é realizada através da superfície de tubos, o trocado tipo placas realiza esta troca através de várias chapas finas de metal onduladas e corrugadas.

Este trocador possui placas de metal espaçadas como casco em que estes espaços funcionam como uma espécie de corredor para o escoamento do fluido de uma placa à outra, esta forma construtiva permite uma grande área de superfície de troca de calor entre os fluidos, logo, possui a melhor taxa de transferência de calor se comparado com os demais tipos de trocadores de calor, e apesar de ter seu valor de aquisição alto, é facilmente compensado pelo seu ganho de eficiência de troca térmica.

Abaixo estão exemplificados alguns tipos de trocadores compactos, em que, (a) Tubos retangular com aletas planas, (b) Tubo circular com aletas planas, (c) Tubo circular com aleta circular, (d) Placa plana aletada (único passe),(e) Placa plana aletada (Múltiplos passes)

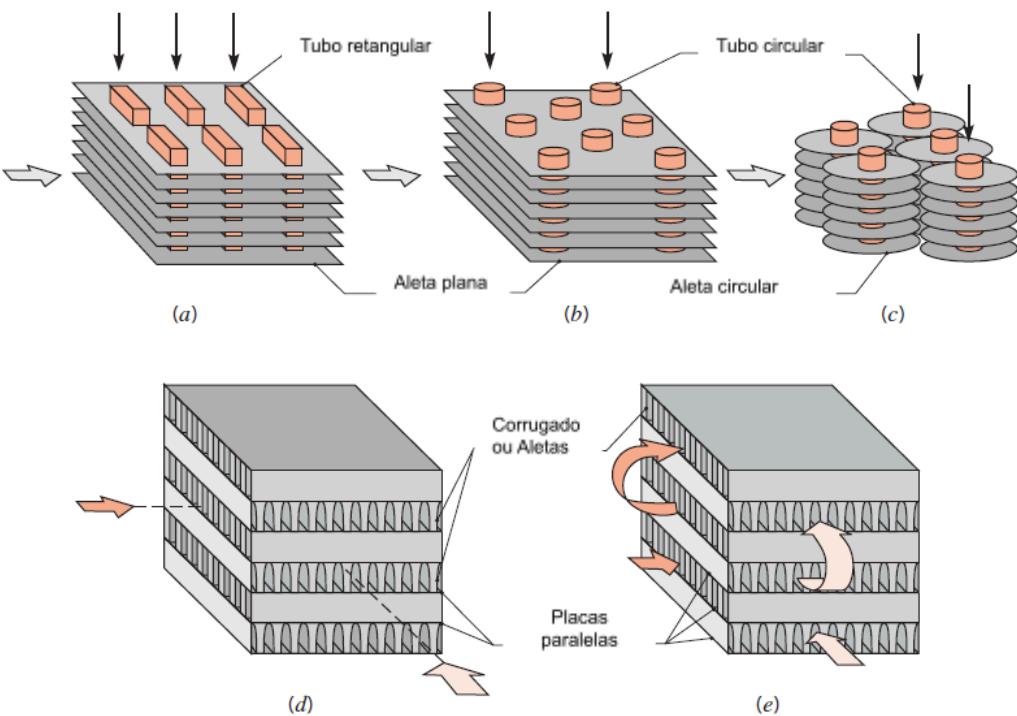


Figura 2.6.10 - Trocador de calor de placas/compactos - INCROPERA (2011)

Os trocadores de calor compactos podem ser utilizados tanto para o aquecimento de fluidos do processo quanto para resfriamento. É um equipamento de altíssima área de transferência de calor, partindo de no mínimo  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  e com um alto coeficiente de troca térmica, e pode ser tomado como exemplo os radiadores automotivos, que possuem sua razão ‘área de superfície/volume’ de aproximadamente  $1100\text{m}^2/\text{m}^3$ .

Este tipo de trocador de calor possui uma densa camada de tubos ou placas aletadas e são largamente usados para alcançar altas taxas de transferência de calor por unidade de volume, e um dos fluidos tendem a ser gás.

As placas formam um caminho onde o meio quente e frio escoam em lados alternados e em contracorrente, e a alta taxa de turbulência nos trocadores compactos dão a ele uma alta eficiência de troca térmica, podendo ser 5 vezes maior do que um trocador de calor casco e tubo, o que se pode dizer que para a mesma eficiência de um trocador de calor casco e tubo, quando existe a possibilidade de aplicação, a dimensão de um trocador de calor compacto pode ser até 5 vezes menor.

### 2.6.3 ECONOMIZADORES

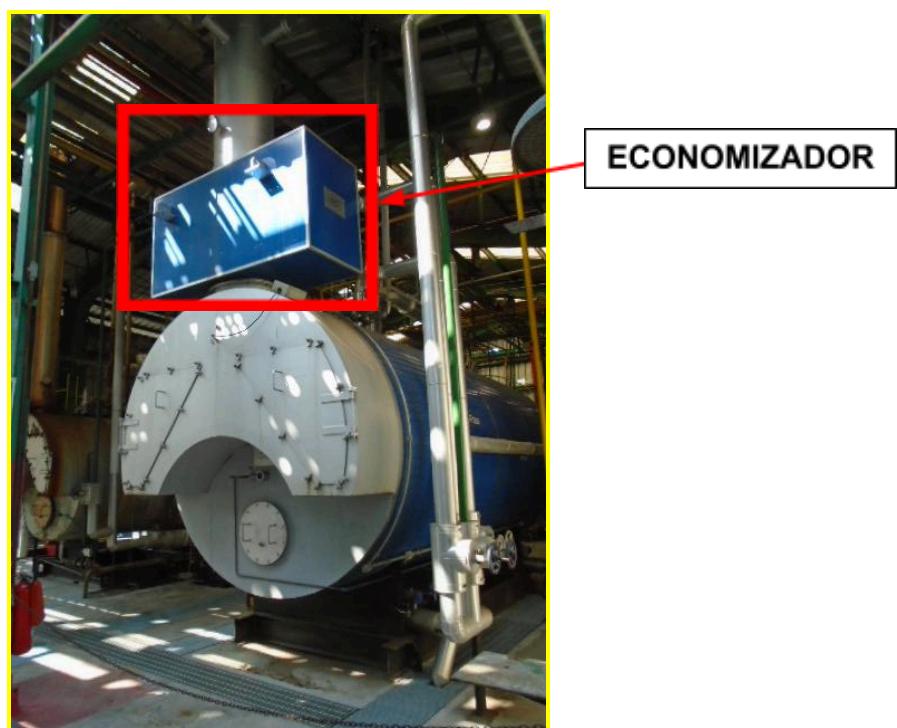


Figura 2.6.11 - Economizador instalado em uma caldeira flamotubular - Objeto de estudo

Economizadores são trocadores de calor que transferem parte da temperatura em forma de calor sensível contida nos gases de exaustão para outro fluido, no caso deste artigo, o fluido é a água, e tem a capacidade de impulsionar a eficiência da caldeira em até 10%, e conforme Chiarantano e Santana (2008), a cada aumento de temperatura na faixa de 4 a 5°C da água de alimentação da caldeira representa um aumento de 1% na sua eficiência, e são projetados para operar e manter a temperatura do gases de exaustão acima da temperatura de condensação do mesmo reduzindo probabilidade de corrosão em sua estrutura.

Os economizadores são preferencialmente instalados no início da chaminé, o mais próximo possível da saída da caldeira, redirecionando os gases quentes de exaustão para dentro do economizador e convertendo a energia que a princípio seria descartada em aumento da eficiência da caldeira.

Economizadores são utilizados para capturar potência térmica em que geralmente são negligenciados e descartados pela chaminé, a recuperação do calor residual de uma caldeira pode render uma economia de combustível com o pré aquecimento da água de alimentação entre 5% a 10%, podendo o investimento ser pago em até 24 meses se calculado a economia de combustível que será poupado.

Também podem ser conhecidos como recuperadores de calor pois recuperar parte do calor dos gases de combustão que após aquecer a água e a geração do vapor são direcionados os mesmos à chaminé e assim são lançados para o ambiente externo ainda com uma alta nível de energia, pois sua temperatura ainda está muito elevada, logo, para recuperar parte desse calor e aumentar a eficiência energética da caldeira utilizamos o economizador.

A água de alimentação de uma caldeira, em sua grande maioria está à temperatura ambiente, ou seja, em torno de 25°C à 30°C, podendo sofrer bruscas alterações dependendo do clima e da região analisada, a água de alimentação entrando em uma temperatura bem inferior à temperatura interna da caldeira, tende a causar oscilações na pressão interna da caldeira, visto que a queda brusca de temperatura devido a água entrando relativamente fria a cada adição de água no tanque de evaporação gera uma interrupção na geração do vapor até que esta água tenha sua temperatura elevada até a temperatura de evaporação. Quanto mais próxima da temperatura de saturação a água entrar na caldeira, menor será a

oscilação na pressão, tornando o processo mais estável, e elevando a eficiência do equipamento.

Um fator importante e que deve ser levado em consideração para justificar o investimento é uma análise se a temperatura de saída da chaminé da caldeira é alta o suficiente para promover o preaquecimento apropriado e suficiente para promover uma economia significativa de combustível e que não ocorra condensação dos gases causando uma corrosão nos tubos em contato com os gases de exaustão.

### **3 JUSTIFICATIVA**

Tendo como base o cenário apresentado nos tópicos anteriores, fez-se necessário um estudo para avaliação e implantação de um sistema de pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira vindo do reservatório de retorno do condensado com a temperatura em torno de 85°C.

Esta água é coletada através de drenos na rede de vapor principal da planta após os purgadores, no qual, o vapor é retido na linha e o condensado retorna para o reservatório, e a utilização desta água de condensado mesmo estando em temperatura acima da ambiente, tem pouco efeito no aumento do rendimento e eficácia da caldeira, ou seja, a fim de aumentar esta eficiência será avaliada a viabilidade de instalação de um pré-aquecimento feito através do trocador de calor

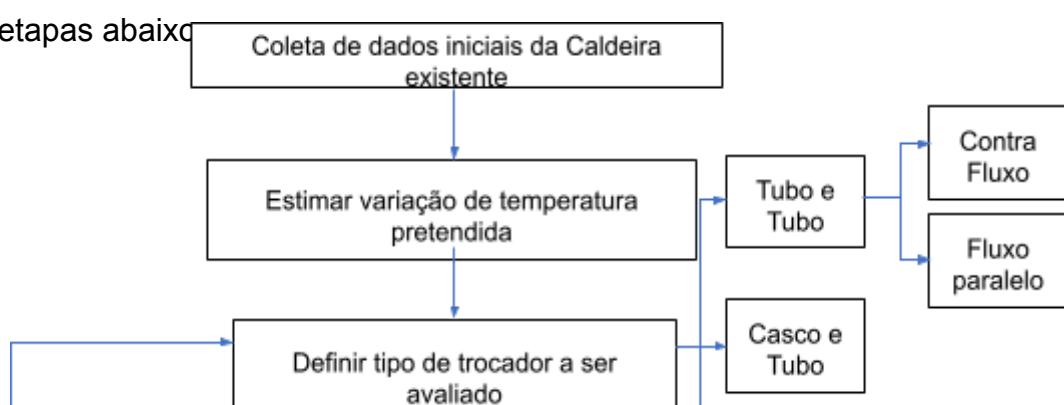
(economizador) com os gases de combustão que saem através da chaminé da caldeira.

Esta análise será realizada através dos resultados obtidos com a simulação de utilização de um economizador (trocador de calor) que será instalado na chaminé da caldeira no qual será aproveitado o calor sensível dos gases de combustão afim de aumentar a eficiência térmica do sistema. Uma das principais vantagens de utilizar a água do reservatório de condensado que se apresenta com temperatura em torno de 85°C, é reduzir a possibilidade de queda de pressão interna do sistema e a pressão se mantém mais estável visto que a água de alimentação da caldeira estará próxima da temperatura de vaporização após a passagem pelo trocador tornando possível o aumento de eficiência do sistema. Por esses motivos utilizaremos a água do retorno de condensado associado ao economizador que aproveitará o calor dos gases de combustão pela chaminé.

#### 4 METODOLOGIA DO TRABALHO

Este capítulo visa demonstrar a metodologia utilizada para a seleção e dimensionamento do trocador de calor que atenderá as especificações pretendidas para a elevação da temperatura de água de alimentação da caldeira, visando o aumento de sua eficiência.

Foi considerado o tipo de trocador que deverá ser instalado, a Área de troca necessária e o comprimento dos tubos, a metodologia utilizada para o desenvolvimento do projeto do economizador foi realizado conforme apresentado nas etapas abaixo:

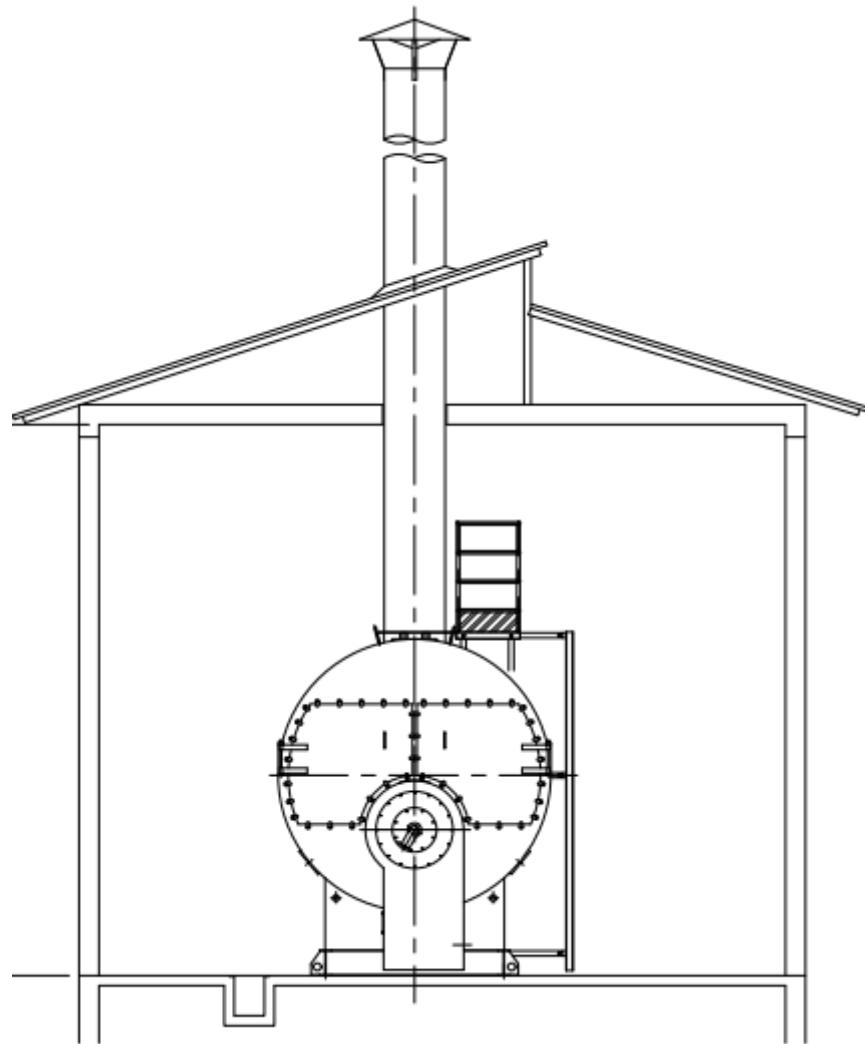


NÃO

SIM

---

#### **4.1 DESCRIÇÃO DA CALDEIRA GERADORA DE VAPOR**



*Figura 4.1.1 - Desenho da vista frontal da caldeira fonte do estudo*

Será utilizada como exemplo para a elaboração deste trabalho uma caldeira geradora de vapor utilizada em uma Indústria química, em que, sua função principal é gerar vapor para o aquecimento das linhas de transporte de produtos e aquecimento dos reatores dentro da área produtiva da planta.

Esta caldeira em questão tem sua forma construtiva do tipo flamotubular com capacidade de geração de vapor de 8000 kg/hr e o combustível utilizado para o processo de combustão o Gás Natural encanado, tendo sua superfície de aquecimento de 147 m<sup>2</sup> de tubulação do tipo espiralado de 3 passes.

A tabela 4.1.1 apresenta as informações técnicas da caldeira no qual foram obtidas em seu prontuário técnico e coletadas in loco.

Dados	Valor	Unid.	Referência
Equipamento Gerador de Vapor	Caldeira	-	
Ano de Fabricação	2018	-	
Categoria - NR 13	B	-	
Norma de Fabricação / Ano	ASME I / 2017		
Capacidade de geração de Vapor	8000	kg/h	
Superfície de Aquecimento da caldeira	147	m <sup>2</sup>	
Volume de água - Nível normal	14.29	m <sup>3</sup>	
Pressão Máxima de trabalho Admissível - PMTA	170	psig	PRONTUÁRIO TÉCNICO DA CALDEIRA SEM ECONOMIZADOR
Pressão de Operação	153	psig	
Pressão de Operação	1055	kpa	
Combustível	Gás natural	-	
Capacidade térmica da Caldeira	5.611.941	kcal/h	
Poder calorífico inferior do GN - PCI	9054	kcal/kg	
Consumo médio de combustível por hora	873	m <sup>3</sup> /h	
Peso específico do GN	0,71	kg/m3	
Consumo médio de combustível por hora	619,83	kg/h	
Entalpia da água de alimentação (Sem economizador) - 85°C	355,88	kJ/kg	
Entalpia da água de alimentação (Sem economizador) - 85°C	85	kcal/kg	Tabela B.1.1 - Incopera
Entalpia do Vapor super aquecido @ 200°C (Interpolado) - 1055 kpa	2824,5	kJ/kg	
Entalpia do Vapor super aquecido @ 200°C (Interpolado) - 1055 kpa	674,6	kcal/kg	Tabela B.1.3 - Incopera

*Tabela 4.1.1 - Dados de referência da caldeira SEM economizador*

## 4.2 CÁLCULO DO RENDIMENTO ATUAL DA CALDEIRA

Existem duas maneiras possíveis para calcular a eficiência térmica em geradores de vapor conforme Nogueira, Luiz Augusto Horta (2005) , um deles é o **método direto**, que é a relação entre a produção de calor gerada pela caldeira e o calor cedido pelo consumo de combustível é usada diretamente para calcular a eficiência da caldeira, pois tem-se o conhecimento de que a entrada de calor está na forma de combustível consumido na caldeira e a saída de calor está em termos de vapor gerado, e que consiste no conhecimento de valores como, vazões mássicas do sistema, entalpia do vapor e da água e o Poder Calorífico Inferior do combustível

(PCI), em posse destes dados é possível então utilizar o **método direto** para o cálculo do rendimento da Caldeira geradora de vapor, que tem como vantagem a rápida obtenção dos valores para o cálculo da eficiência em caldeiras, requer poucos parâmetros e instrumentos de monitoração.

Outro método utilizado é o método **indireto**, que é obtido através da diferença entre todas as perdas que ocorrem na caldeira e a entrada de energia, porém, existe a desvantagem em relação à obtenção de dados para essa substituição no equacionamento, tais como:

- Perda devido ao gás de combustão seco (calor sensível);
- Perda devido ao hidrogênio no combustível (H<sub>2</sub>) ;
- Perda devido à umidade no combustível (H<sub>2</sub>O) ;
- Perda devido à umidade do ar (H<sub>2</sub>O) ;
- Perda devido ao monóxido de carbono (CO);
- Perda devido à radiação de superfície, convecção e outras perdas não contabilizadas;
- Perdas não queimadas em cinzas volantes (carbono) ;
- Perdas não queimadas na cinza inferior (carbono);

Realizando a análise qualitativa dos dados existentes, e facilidade de obtenção dos demais dados para compor as exigências da análise de eficiência da caldeira pelo método direto, o mesmo será utilizado como metodologia para o Cálculo do rendimento atual da Caldeira, no qual serão simulados a coleta dos dados antes da instalação do economizador em sua chaminé, para que assim, possa ser avaliados de fato qual será o ganho de rendimento após a instalação do mesmo, e qual será sua economia real, tendo a expressão e dada por:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_f)}{\dot{m}_c * PCI} * 100 \quad (4.2.1)$$

Onde:

$\eta_c$ ,  $\dot{m}_v$ ,  $\dot{m}_c$  - São respectivamente, Eficiência da caldeira, Vazão mássica do Vapor gerado e Vazão mássica do combustível, [kg/h];

$h_v$ ,  $h_f$  – Entalpia do vapor e Entalpia do fluido Frio (água de alimentação), [kcal/kg];

*PCI* - Poder calorífico inferior do combustível, [kcal/kg];

Conforme equação 4.2.1 e dados obtidos através da tabela 4.1.1, é possível determinar a eficiência energética da caldeira antes da instalação do economizador em:

$$\eta_c \approx 84\%$$

#### 4.3 DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

Nesta etapa será realizado o dimensionamento de 4 tipos de trocadores de calor, sendo eles:

- Trocador tubo e tubo com fluxo paralelo
- Trocador tubo e tubo em contrafluxo
- Trocador de calor casco e tubo com tubos lisos
- Trocador de calor casco e tubo com tubos aletados

##### 4.3.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente global de transferência de calor se refere em quão bem o calor é transportado através de uma série de meios resistentes, incluindo incrustações e aletas, e é altamente influenciado pela espessura e condutividade térmica dos meios através dos quais o calor está sendo transferido, tanto por condução através das paredes dos tubos e possíveis incrustações, quanto por convecção, do fluido quente para parede sólida e da parede sólida para o fluido frio. Quanto maior o coeficiente, maior é a facilidade de transferência de calor do fluido quente para o fluido frio.

E tendo considerada como uma das principais variáveis para qualquer análise de trocador de calor, A taxa transferência de calor  $\dot{q}$  [W], área de transferência de calor  $A$  [ $m^2$ ], taxas de capacidade térmica em capacidade calorífica  $C$  [W/K] e o coeficiente global de transferência de calor  $U$  [ $W/m^2 \cdot K$ ]. Utilizando a equação como base para o cálculo da taxa de transferência de calor com estas variáveis e a variação de temperaturas dos fluidos, obtém-se:

$$\dot{q} = UA\Delta T_m \quad [W] \quad (4.3.1)$$

onde  $\Delta T_m$  sendo a diferença média entre as temperaturas dos dois fluidos no trocador de calor, e em que  $A$  é a área de contato de transferência de calor entre os fluidos e a superfície da parede do tubo e  $U$  sendo o coeficiente global de transferência de calor.

Para determinação do valor de  $U$  será utilizada uma correlação entre o circuito térmico com os circuitos elétricos, em que resistência térmica  $R$  [K / W] será utilizada no lugar de  $U$  na equação 4.3.1, sendo assim, a taxa de transferência de calor através de qualquer parede pode ser expressa por:

$$\dot{q} = \frac{T_h - T_c}{R_{tot}} \quad [W] \quad (4.3.2)$$

Onde denomina-se  $R_{tot}$  como a soma das resistências existentes no sistema, sendo elas, resistências de convecção da superfície, resistências de condução através do material da parede do trocador de calor e camadas de material de incrustação em ambos os lados da superfície.

As resistências de convecção do lado frio, e do lado quente, são respectivamente,  $R_c$  e  $R_h$ , são definidas através do cálculo de resistência de convecção conforme equação abaixo, onde  $h$  é o coeficiente convectivo e  $A$  é a área de contato de transferência de calor entre os fluidos e a superfície da parede do tubo:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (4.3.3)$$

A dificuldade está na obtenção de valores mais precisos de  $h$ , conforme explicado no tópico 2.4.1.2.1, no qual são definidos através das correlações de Nusselt.

A resistência à condução da parede pode ser calculada a partir da equação abaixo, onde é levado em consideração o valor da condutividade intrínseca do material da tubulação, por onde haverá a transferência de calor do fluido interno para o fluido externo, onde  $D_o$  é o diâmetro externo do tubo,  $D_i$  é o diâmetro interno e  $L$  é o comprimento da superfície:

$$R_{cond} = \frac{\ln \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi k L} \quad (4.3.4)$$

Outro fator de grande importância, porém, raramente calculado devido a sua complexidade de obtenção de dados mais precisos são as resistências da camada de incrustação por área de superfície  $R''_{F,o}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ ], em que dependendo do tipo de fluido utilizado no trocador de calor, é possível utilizar os dados da tabela 4.3.1 e a resistência da camada de incrustação então obtida a partir da equação 4.3.5 onde  $\eta_o$  é o valor da eficiência da superfície aletada obtida através da equação 4.3.7, caso o tubo seja liso o valor de  $\eta_o$  será igual a 1;

$$R_f = \frac{R''_{F,o}}{(\eta_o A)_o} \quad (4.3.5)$$

Fluid	$R'' (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W})$
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

*Tabela 4.3.1 - Fator de incrustação - INCROPERA (2011)*

Desta forma, a obtenção do coeficiente global de transferência de calor é dada pela expressão:

$$(4.3.6)$$

A eficiência da superfície ou efetividade da temperatura de uma superfície aletada,  $\eta_o$ , tem como variáveis a área da superfície de uma única aleta ( $A_f$ ), a altura efetiva da aleta ( $L_f$ ), eficiência de uma única aleta ( $\eta_f$ ), condutividade térmica do

material da aleta ( $k$ ) e o coeficiente convectivo do fluido ( $h$ ), e por último o coeficiente da aleta ( $m$ ), definidos pelas equações:

(4.3.7)

(4.3.8)

(4.3.9)

$$A_f = 2 * L_f * N_f \quad (4.3.10)$$

$$L_f = \frac{\pi}{4} * (D_o^2 - D_i^2) \quad (4.3.11)$$

Para cálculos em que podem ser consideradas a espessura da parede do tubo como fina, e que não há incrustação em ambos os lados dos fluidos, e o tubo por onde passa o fluido frio não é aletado, a equação 4.3.6 fica reduzida para:

(4.3.12)

Conforme INCROPERA (2011) também é possível relacionar alguns valores preestabelecidos para o coeficiente global de transferência de calor conforme indicado na tabela 4.3.2:

Fluid Combination	<i>U</i> (W/m <sup>2</sup> · K)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

*Tabela 4.3.2 - Valores para o coeficiente global de transferência de calor – INCROPERA (2011)*

### 4.3.2 COEFICIENTES COVECTIVOS DOS FLUIDOS

Como pode ser visualizado na equação 4.3.12 (*U*), o coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido através da definição do valor dos coeficientes convectivos do lado frio (*h<sub>i</sub>*) e do lado quente (*h<sub>o</sub>*). A forma em que o trocador de calor é construído possibilita a determinação dos coeficientes convectivos dos fluidos quente e frio, visto que, estes valores dependem de características como, tipo de escoamento, tipo de fluido e geometria, e de acordo com Incropera (2011) podem ser definidos através do número de Nusselt local, descrito abaixo como:

(4.3.13)

O diâmetro hidráulico para uma tubulação circular resulta no próprio diâmetro do tubo, pois trata-se da diferente da área (*A*) interna da tubulação externa e o somatório do perímetro (*P*) externo da tubulação interna, e quando é utilizado o diâmetro efetivo como comprimento característico, pode ser obtido através da equação abaixo:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (4.3.14)$$

Que reescrevendo tem-se:

(4.3.15)

Em que:

$D_o$  - É o diâmetro interno do tubo externo

$D_i$  - É o diâmetro externo do tubo interno

$N_t$  - Quantidade de tubos da tubulação interna

Para definição da equação que será utilizada para obtenção do número de Nusselt, primeiramente devem ser calculados o número de Reynolds, este número define em qual regime o fluido está escoando pelo meio, podendo ser laminar ou turbulento e dependendo da metodologia utilizada para o cálculo do número de Nusselt, conforme visto no tópico 2.4.1.2.1, os valores de regime laminar e turbulento, variam, porém a equação geral para obtenção do número de Reynolds é dada por:

(4.3.16)

Em que a primeira parte da equação está direcionada ao fluido frio, que escoa no interior do tubo, e a segunda parte é referente ao fluido quente, levando em consideração, além de todos os outros fatores já conhecidos, a viscosidade do fluido quente ( $\mu_h$ ) e frio ( $\mu_c$ ), devemos considerar para o cálculo na região do fluido quente a área úmida ( $A_h$ ).

Para definição da área úmida, ou seja, a área em contato com o fluido em escoamento por dentro do tubo externo (Chaminé) e por fora dos tubos internos (Tubos de água), será utilizada a equação abaixo:

(4.3.17)

### 4.3.3 BALANÇO DE ENERGIA

Relacionar a taxa total de transferência de calor ( $\dot{q}$ ) é essencial ao projetar um trocador de calor, assim como seu desempenho para assim sabermos sua efetividade e viabilidade de aplicação. Para isso é preciso ter dados como: temperaturas de entrada e saída do fluido, Coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica da superfície para transferência de calor. No qual é possível obter os valores da taxa de transferência de calor aplicando balanços energéticos globais aos fluidos quentes e frios considerando que não há mudança de fase em ambos os fluidos através das expressões abaixo:

Fluido frio:

(4.3.18)

Fluido quente:

(4.3.19)

Em que:

$\dot{m}_c, \dot{m}_h$  - Vazão mássica do fluido frio e quente [kg/s]

$C_{P,c}, C_{P,h}$  - Calor específico do fluido frio e quente [J/kg.k]

$T_{c,o}, T_{c,i}$  – Temperatura de saída e entrada do fluido frio [°C]

$T_{h,o}, T_{h,i}$  – Temperatura de saída e entrada do fluido quente [°C]

Realizando uma relação entre as duas equações, e considerando todo o sistema de forma empiricamente adiabático, ou seja, toda a troca de calor existente no sistema está ocorrendo apenas entre os fluidos, sem perda para o meio ambiente, é possível encontrar a vazão mássica dos fluidos, conforme demonstrado abaixo:

Vazão mássica do fluido frio:

(4.3.20)

Vazão mássica do fluido quente:

(4.3.21)

#### 4.3.4 METODO DE ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR

##### 4.3.4.1 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA

As distribuições de temperatura média de fluido quente e frio associadas a um calor de fluxo paralelo e contrafluxo tem sua temperatura variável ao longo de todo o trocador, sendo assim, o conceito de temperatura média pode ser melhor relacionado aplicando a Média logarítmica da diferença de temperatura ( $\Delta T_{LMTD}$ ), pois conforme visualizado não é possível utilizar apenas a diferença de temperatura de entrada e saída do fluido, devido a existência de uma variação de temperatura ao longo de todo o trajeto do fluido, desta forma, aproxima-se de uma forma mais precisa na temperatura média ao longo de todo o trocador, através da expressão:

(4.3.22)

Para trocados de fluxo cruzado ou múltiplos passes, deve-se acrescentar o fator de correção ( $F$ ) na equação anterior de modo que a média logarítmica da diferença da temperatura seja ajustada através da equação abaixo:

(4.3.23)

A figura 4.3.1 demonstra valores para o fator de correção ( $F$ ), em que, a abscissa é obtida em razão adimensional  $P$ , e  $R$  sendo uma parábola no gráfico expressas como:

(4.3.24)

(4.3.25)

Em que:

$t_{c,o}, t_{c,i}$  : Respectivamente, temperatura de saída do fluido frio e temperatura de entrada do fluido frio.

$T_{h,o}, T_{h,i}$  : Respectivamente, temperatura de saída do fluido quente e temperatura de entrada do fluido quente.

Com os valores em mãos é possível então relacionar as linhas do gráfico abaixo, como exemplo para o trocador de calor casco e tubo, e assim encontra o fator de correção F:

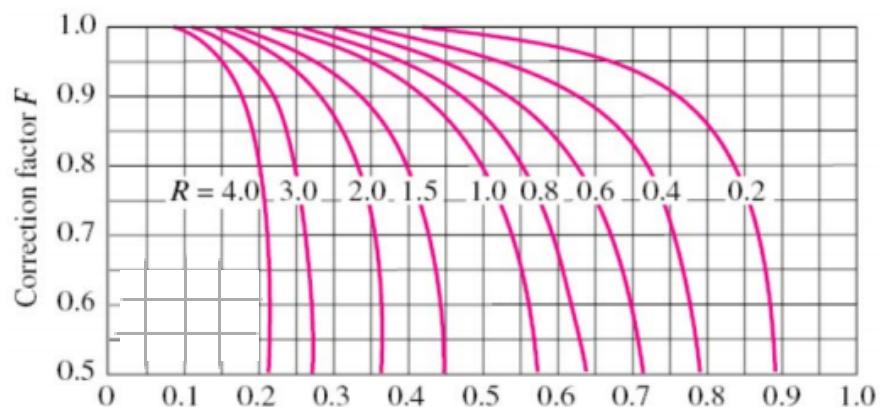


Figura 4.3.1 - Fator de correção 'F' - INCROPERA (2011)

Para ambos os casos a variação logarítmica de temperatura será pelas expressões abaixo:

Trocador em Fluxo paralelo:

(4.3.26)

(4.3.27)

(4.3.28)

Trocador em Contrafluxo:

(4.3.29)

(4.3.30)

(4.3.31)

Através do rearranjo da expressão 4.3.22 torna-se possível o equacionamento para definição da Área total de troca térmica ( $A$ ) e do comprimento ( $L$ ) dos tubos necessários para troca térmica requerida, através das expressões abaixo:

(4.3.32)

(4.3.33)

#### **4.3.4.2 MÉTODO DA EFETIVIDADE – NÚMERO DE UNIDADE DE TRANSFERÊNCIA (NUT)**

Em situações em que não são fornecidas as temperaturas de entrada ou saída do fluido, que não é possível de ser definida através da equação de balanço de energia (4.3.18 / 4.3.19) ou em trocador em que sua geometria é complexa, como fluxo cruzado e casco e tubo, é preferível empregar uma abordagem alternativa chamada de Método da efetividade – NUT (Número de Unidade de Transferência).

Para isso, primeiramente deve ser definida qual é a taxa máxima possível de transferência de calor de um sistema, através da expressão:

(4.3.34)

Em que,  $C_{min}$  é dado pelo menor valor das taxas de capacidade térmica em capacidade calorífica obtido em comparação aos dois fluidos e  $C_{max}$  sendo o maior valor obtido, analisados pela expressão:

Equação para verificação do fluido frio:

(4.3.35)

Equação para verificação do fluido quente:

(4.3.36)

Em posse dos resultados de  $C_{min}$  e  $C_{max}$  pode-se obter a relação da capacidade de transferência de calor:

(4.3.37)

Através da proporção entre a taxa requerida de transferência de calor e a taxa de transferência de calor máxima torna-se possível definir a efetividade do sistema através da expressão:

(4.3.38)

em que a taxa requerida de transferência de calor requerida é:

(4.3.39)

Assim como é possível definir o valor da efetividade em função dos valores da taxa de capacidade térmica e NUT, e obtido através da tabela abaixo:

Flow Arrangement	Relation	
Parallel ow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NTU}(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$	
	$\varepsilon = \frac{\text{NTU}}{1 + \text{NTU}} \quad (C_r = 1)$	(11.29a)
<b>Shell-and-tube</b>		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(\text{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(\text{NTU})_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
$n$ shell passes ( $2n, 4n, \dots$ tube passes)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
<b>Cross-ow (single pass)</b>		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (\text{NTU})^{0.22} \{ \exp[-C_r(\text{NTU})^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-\text{NTU})] \})$	(11.33a)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(\text{NTU})] \})$	(11.34a)
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-\text{NTU})$	(11.35a)

*Tabela 4.3.3 - Relações da efetividade –  $\varepsilon$  – INCROPERA (2011)*

Através dos valores obtidos pelas expressões da efetividade (4.3.38) e da capacidade de transferência de calor (4.3.37) e da definição do tipo de trocador avaliado, assim como seu fluxo de transferência de calor, torna-se possível a obtenção do valor de NTU através das relações abaixo:

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$	(11.29b)
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$	
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(11.30b)
	$E = \frac{2\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30c)
$n$ shell passes ( $2n, 4n, \dots$ tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n} \quad NTU = n(NTU)_1$	(11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)		
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ( $C_r = 0$ )	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)

Tabela 4.3.4 - Relações de NUT - INCROPERA (2011)

Ou utilizando a expressão abaixo em função do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), da área ( $A$ ) de troca térmica e do  $C_{\min}$ :

$$(4.3.40)$$

Através do rearranjo da expressão 4.3.40 fica possível então definir o equacionamento para obtenção da Área total de troca térmica e do comprimento necessário dos tubos, através das expressões abaixo:

$$(4.3.41)$$

$$(4.3.42)$$

Ou para tubos aletados:

(4.3.43)

Em que o  $N_p$  refere-se ao número de passes no caso de um trocador de calor do tipo casco e tubo múltiplos passes, e  $A_{aleta}$  refere-se à área em  $\text{m}^2/\text{m}$  da tabulação aletada.

Os valores para a área da superfície de troca térmica da aleta podem ser definidos através de tabelas de fabricantes conforme tabela abaixo, onde de acordo com o diâmetro do tubo selecionado, o diâmetro externo da aleta, juntamente com a quantidade de aletas por metro e sua espessura, e visualizar a sua área de superfície de troca térmica por metro, conforme abaixo:

Tipo G – FIN ( FIN IN GROOVE / ALETAS ENCRAVADAS )

DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO (mm)	DIÂMETRO EXTERNO ALETADO (mm)	QUANTIDADE ALETAS / METRO	ESPESSURA ALETAS (mm)	SUPERFÍCIE DE TROCA DE CALOR EXTERNA $\text{m}^2/\text{m}$
15,87 (5/8")	32	330	0,25 / 0,45	0,448
15,87 (5/8")	32	350	0,25 / 0,45	0,472
15,87 (5/8")	32	360	0,25 / 0,45	0,484
15,87 (5/8")	32	400	0,25 / 0,45	0,533
19,05 (3/4")	39	330	0,30 / 0,45	0,660
19,05 (3/4")	39	350	0,30 / 0,45	0,695
19,05 (3/4")	39	360	0,30 / 0,45	0,710
19,05 (3/4")	39	400	0,30 / 0,45	0,780
25,40 (1")	50	330	0,30 / 0,45	1,040
25,40 (1")	50	200	0,30 / 0,45	1,245
25,40 (1")	52	200	0,30 / 0,45	0,720
25,40 (1")	52	300	0,30 / 0,45	1,021
31,75 (1.1/4")	64	200	0,30 / 0,45	1,066
31,75 (1.1/4")	64	250	0,30 / 0,45	1,307

Tabela 4.3.5 - Tabela de tubos aletados - fabricante 'IMPÉRIO DOS METAIS'

## 5 RESULTADO E DISCUSSÕES

Para avaliação inicial de viabilidade de instalação de um economizador em uma caldeira geradora de vapor de 8 ton/h, serão seguidas as etapas listadas no figura 4.1, em que, foram coletados os dados iniciais da caldeira e relacionados na Tabela 5.1, e os dados ali contidos serão utilizados como base em todos os cálculos, a seguir será realizada a avaliação da viabilidade de qual o tipo de trocador de calor terá o melhor rendimento em comparação aos demais, levando em consideração sua forma construtiva, eficiência encontrada , comprimento do tubo utilizado e viabilidade de instalação na chaminé da caldeira em questão.

Por se tratar de um projeto de viabilidade de instalação, ou seja, será um equipamento totalmente novo, logo, serão desconsiderados nos cálculos a incrustação nas paredes internas e externas da tubulação, assim como a espessura do tubo em relação ao seu diâmetro e comprimento e será definido como ‘parede fina’.

E para definição dos cálculos de forma empírica, serão assumidas algumas condições importantes, tais como:

1. Sistema adiabático, ou seja, só existe troca de calor entre os fluidos quente e frio.
2. Desprezar a condução axial ao longo dos tubos.
3. A variação de energia potencial e cinética não são relevantes para o dimensionamento.
4. Os fluidos possuem propriedades constantes, como, calor específico, viscosidade, número de Prandtl e condutividade térmica.
5. O coeficiente global de transferência de calor é constante

Os dados abaixo serão idênticos para todos os tipos de trocadores de calor, exceto o diâmetro do tubo do fluido frio no trocador de calor de tubos aletados, em que conforme será comentado no tópico 5.2.2 foi utilizado um tubo com diâmetro externo de 31,75mm, o que nos dará uma base coerente em relação à comparação entre os tipos de trocadores, visto que os dados de ‘input’ (células verdes) dos cálculos serão os mesmos, como se segue na Tabela 5.1:

DESCRICAÇÃO	TIPO DE FLUIDO		unid.	REF.
	ÁGUA - FRIO	CO2 - QUENTE		
Vazão mássica	0,33	0,377	kg/s	4.3.21
Temp. entrada	85	215	°C	PROJETO
Temp. saída	105	140	°C	ESTIMATIVA
Temp. média (°C)	95	177,5	°C	_____
Temp. média (K)	368	450,5	K	_____
Diâmetro do tubo (mm)	42,4	600	mm	PROJETO
Diâmetro do tubo (m)	0,0424	0,6	m	_____
Calor específico	4212	981,39	J/kg.k	Tabela A.4 - Incopera
Viscosidade	0,0002958	0,00002107	N.s/m <sup>2</sup>	
Condut. Térmica	0,6782	0,028441	W/m.k	
Numero Prandtl	1,844	0,73094	-	

Tabela 5.1 - Dados de referência dos fluidos

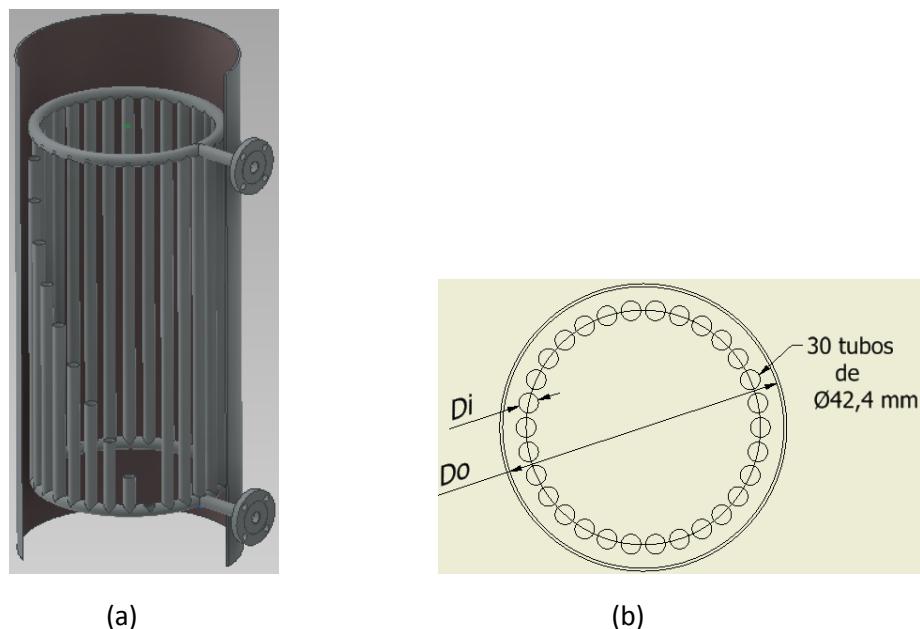
A tubulação utilizada para os cálculos e simulação dos trocadores de calor do tipo tubo e tubo com fluxo paralelo e contrafluxo e o trocador de calor casco e tubo com tubulação lisa será o tubo leve de aço carbono com costura segundo a NBR 5580 e DIN 2440/EN 10255, com diâmetro nominal de Ø42,4 mm, e para o trocador de calor casco e cubo com tubos aletados será utilizado o tubo aletado tipo 'G' conforme Tabela 4.3.5 de Ø31,75 com 200 aletas por metro e espessura de 0,45mm.

Diâmetro Nominal (")	Diâmetro externo mm			Espessura mm			Massa do tubo preto Kg/m		
	Básico	mín.	máx.	Leve	Média	Pesada	Leve	Média	Pesada
1/4	13,5	13,2	13,9	2,00	2,25	3,00	0,57	0,62	0,78
3/8	17,2	16,7	17,4	2,00	2,25	3,00	0,75	0,83	1,05
1/2	21,3	21,0	21,7	2,25	2,65	3,00	1,06	1,22	1,35
3/4	26,9	26,5	27,1	2,25	2,65	3,00	1,37	1,58	1,77
1	33,7	33,3	34,0	2,65	3,35	3,75	2,03	2,51	2,77
1.1/4	42,4	42,0	42,7	2,65	3,35	3,75	2,60	3,23	3,57

Tabela 5.2 - Catálogo tubo em aço carbono com costura – FABRICANTE 'AÇO TUBO'

## 5.1 TROCADOR DE CALOR TUBO E TUBO

O primeiro tipo de trocador a ser analisado será o trocador de calor do tipo tubo e tubo , pois trata-se de um trocador de calor com sua forma construtiva mais simples, em que serão dispostos dois anéis paralelos à seção transversal da chaminé, sendo um de entrada e outro de saída, e os tubos que realizarão a troca de calor estarão longitudinalmente ao tubo da chaminé, conforme figura 5.1.1 , ou seja, a água de alimentação da caldeira fluirá através da parte interna do tubo vertical paralelamente aos gases de exaustão da chaminé, e serão tomadas como referência a sua efetividade para os demais trocadores de calor, para isso, serão calculados os dois tipos de fluxo para o trocador de calor tubo e tubo ,o fluxo paralelo e o contrafluxo.



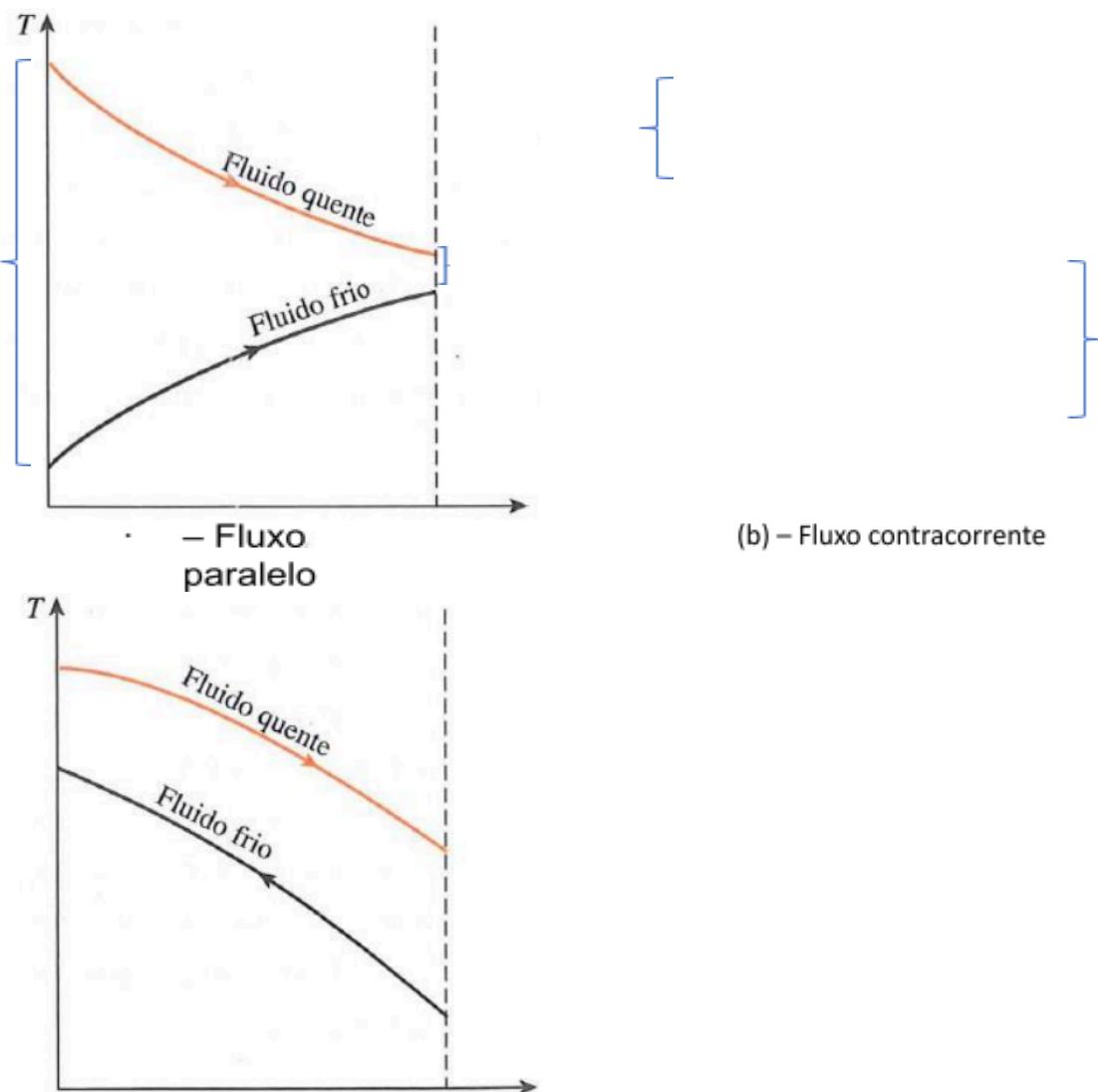
*Figura 5.1.1 - Vista em corte do trocador tubo e tubo - Autoria própria*

Conforme Figura 5.1.1(b) pode-se visualizar que para este tipo de arranjo a quantidade de tubos de forma que se torne viável sua fabricação e montagem não podem exceder 30 tubos, sendo assim, esse valor limita o número máximo de tubos que será descrito nos cálculos a seguir.

A metodologia adotada para o dimensionamento de trocadores de calor do tipo tubo e tubo, em que, todos os dados de entrada de temperatura são conhecidos e que sua geometria seja considerada simples, torna-se possível a utilização da

metodologia da Média Logarítmica da Diferença de Temperatura, ou MLDT, conforme visto no tópico 4.3.4.1.

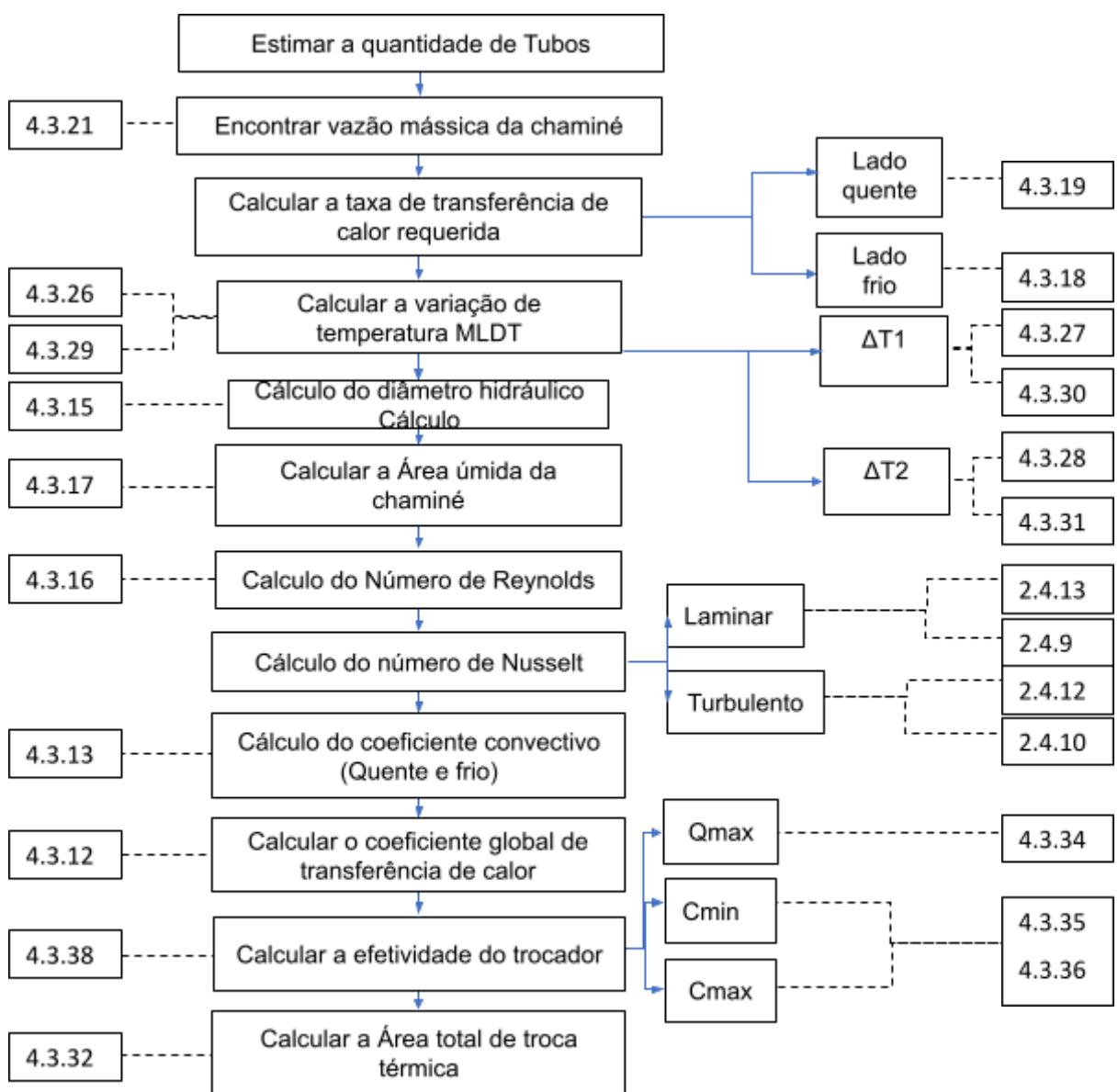
Abaixo estão ilustrados os seus perfis de temperatura para cada tipo de escoamento, os valores utilizados foram retirados dos cálculos desenvolvidos na secção 5.1.1 e 5.1.3, e são correspondentes aos tipos de trocadores acima, (a) e (b), conforme a seguir:



*Figura 5.1.2 – Perfis de distribuição de temperatura - tubo e tubo*

Para facilitar cálculos de dimensionamentos futuros, foi elaborado um organograma com os passos necessários para calcular a área de troca térmica e por

conseguinte o comprimento necessário de tubos de um trocador de calor tipo tubo e tubo conforme figura 5.1.3, e como forma de incremento e facilitação deste processo de dimensionamento, foram acrescentadas ao lado de cada passo do organograma quais equações foram utilizadas para encontrar os valores solicitados.



---

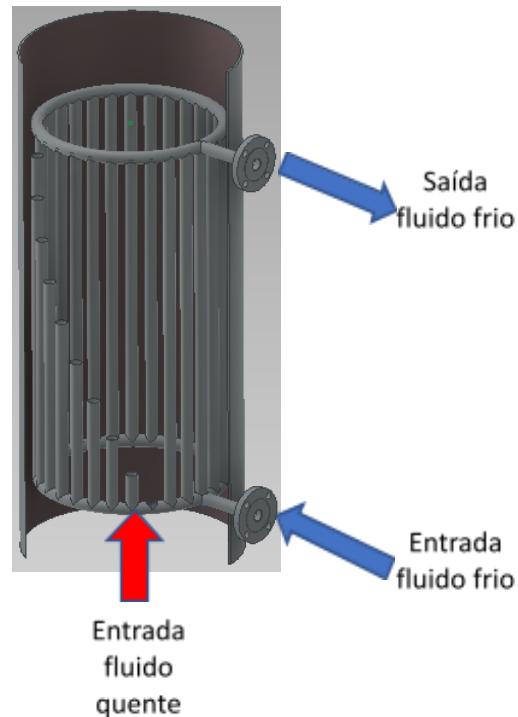
As etapas listadas na figura 5.1.3 são comuns aos dois tipos de fluxos encontrados no trocador de calor tipo tubo e tubo, com exceção apenas do cálculo de variação da temperatura MLDT que tem sua definição de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  calculadas de formas distintas, conforme equações descritas ao lado no organograma.

### 5.1.1 TUBO E TUBO - FLUXO PARALELO

O trocador de calor tubo e tubo com fluxo paralelo tem a característica de que o fluido interno dos tubos, nesse caso, o fluido frio, tem o escoamento paralelo ao escoamento do fluido quente (gases de exaustão da chaminé), ou seja, os fluidos quentes e frios entram na mesma extremidade, fluem na mesma direção, e saem no mesmo extremo conforme visualizado na figura 5.1.4 abaixo:

Saída fluido  
quente





*Figura 5.1.4 - Ilustração de funcionamento - Fluxo paralelo*

Sendo assim, conforme realização das etapas da figura 5.1.3, é possível evidenciar que de acordo com o arranjo a quantidade de tubos que mais se aproxima da viabilidade de instalação deste tipo de trocador é exatamente a quantidade máxima de tubos permitida, ou seja, 30 tubos paralelos à chaminé.

Seguindo os passos do figura 5.1.3 torna-se simples a visualização e dimensionamento do trocador de calor conforme etapas listadas, em que, após o conhecimento de dados de entrada como, quantidade máxima de tubos que podem ser utilizadas no projeto, temperatura de entrada e estimativa de saída do fluido frio, assim como, temperatura de entrada e estimativa do fluido frio, é possível então seguir os passos utilizando as formulas descritas ao lado e substituir os valores para obtenção dos resultados, para assim, realizarmos uma análise qualitativa de qual e a quantidade ideal de tubos e temperatura de saída do fluido frio e quente, desta forma , conseguiremos descrever se o tipo de trocador e fluido escolhido atendem os requisitos do projeto.

Como pode ser visualizado na tabela 5.1.1, para esta configuração verificar-se que a metragem mínima dos tubos verticais do trocador de calor tubo e tubo de fluxo paralelo com a utilização máxima de tubos, é de 12,79 metros.

Descrição	Resultado	unid.	Equação/ obtenção
Quantidade de tubos	30	pç	ESTIMATIVA
Vazão mássica_FRIO	0,33	kg/s	PROJETO
Temp. entrada_FRIO	85,00	°C	PROJETO
Temp. saída_FRIO	105,00	°C	ESTIMATIVA
Vazão mássica_QUENTE	0,38	kg/s	4.3.21
Temp. entrada_QUENTE	215,00	°C	PROJETO
Temp. saída_QUENTE	140,00	°C	ESTIMATIVA
Taxa tot.tranf.Calor_QUENTE	27799,20	W	4.3.19
Taxa tot.tranf.Calor_FRIO	27799,20	W	4.3.18
Variação temperatura_MLTD	72,40	°C	4.3.26
Variação temperatura_1	130,00	°C	4.3.27
Variação temperatura_2	35,00	°C	4.3.28
Diâmetro hidráulico	0,16	M	4.3.15
Área úmida da chaminé	0,24	M <sup>2</sup>	4.3.17
Num_Reynolds_QUENTE	12197,73	-	4.3.16
Num_Reynolds_FRIO	1117,27	-	4.3.16
Num_Nusselts_QUENTE	49,59	-	2.4.10
Num_Nusselts_FRIO	3,66	-	2.4.13
Coef. Convectivo_QUENTE	8,63	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef. Convectivo_FRIO	58,54	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef.Global de Trans.Calor	7,52	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.12
Taxa de Capacidade Term_QUENTE	370,66	W/k	4.3.36
Taxa de Capacidade Term_FRIO	1389,96	W/k	4.3.35
Taxa.tranf.Calor Máxima	48185,28	W	4.3.34
Efetividade	58%	-	4.3.38
Área de troca térmica	51,07	M <sup>2</sup>	4.3.32
Comprimento dos tubos	12,79	M	4.3.33

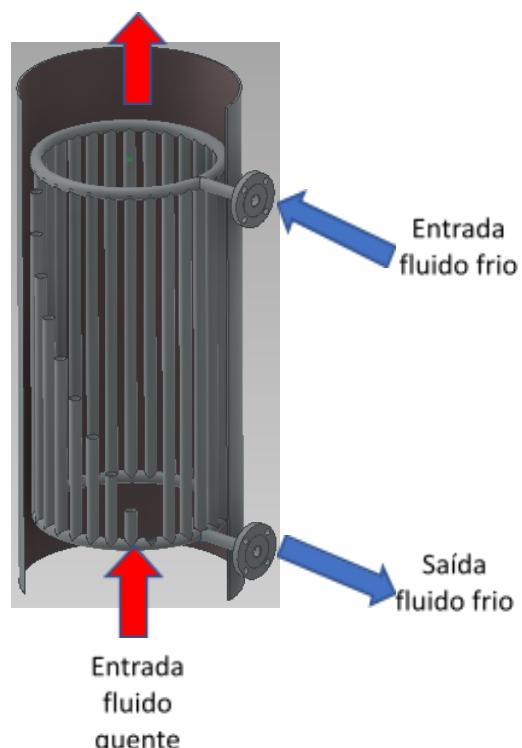
*Tabela 5.1.1 - Resultado obtidos - tubo e tubo em fluxo paralelo*

### 5.1.2 TUBO E TUBO - CONTRAFLUXO

Conforme sinalizado anteriormente, as etapas para o cálculos entre os fluxos são idênticos, exceto o valor das variáveis para cálculo da variação média da temperatura MLDT, pois o trocador de calor tubo e tubo em contrafluxo em contraste com o trocador de fluxo paralelo tem sua transferência de calor em direções

opostas, ou seja, devido a sua configuração de escoamento dos fluidos, as porções mais quentes do fluido frio e do fluido quente encontram-se na mesma extremidade, assim como, as porções frias de cada fluido na outra extremidade, conforme visualizado abaixo na figura 5.1.5 ;

Saída fluido  
quente



*Figura 5.1.5 - Ilustração de funcionamento – contrafluxo*

Devido a essa diferença entre escoamento de fluidos, obtém-se diferentes valores de MLDT para as mesmas temperaturas de entrada e saída apenas alterando o sentido do fluxo.

Como podem ser visualizados nos resultados listados abaixo, a temperatura média logarítmica para o contrafluxo é superior ao obtido no fluxo paralelo, desta forma, assumindo o mesmo valor do coeficiente global de transferência de calor, verifica-se que a área de superfície necessária para efetuar a mesma taxa de transferência de calor é aproximadamente 8% menor para o contrafluxo do que para o arranjo de fluxo paralelo já aplicando a diferença entre os cálculos de MLDT.

Conforme pode ser visualizado abaixo, para esta configuração pode-se verificar que a metragem mínima dos tubos verticais do trocador de calor para atendimento às exigências do projeto e utilizando a mesma quantidade de tubos que o fluxo paralelo, seriam de aproximadamente de 11,67 metros, aproximadamente 1,12 metros a menos que o fluxo paralelo, apenas pelo fato de modificação do sentido de entrada e saída do fluido frio. O que já era esperado, pois como visto na figura 5.1.2(b) a diferença de temperatura de saída do fluido quente e da entrada de fluido frio é maior do que no fluxo paralelo, essa diferença de temperatura eleva o valor de MLDT e assim eleva o valor do denominador na equação 4.3.32, e tem como resultado uma menor área de troca térmica, e por consequência uma diminuição do comprimento de tubo.

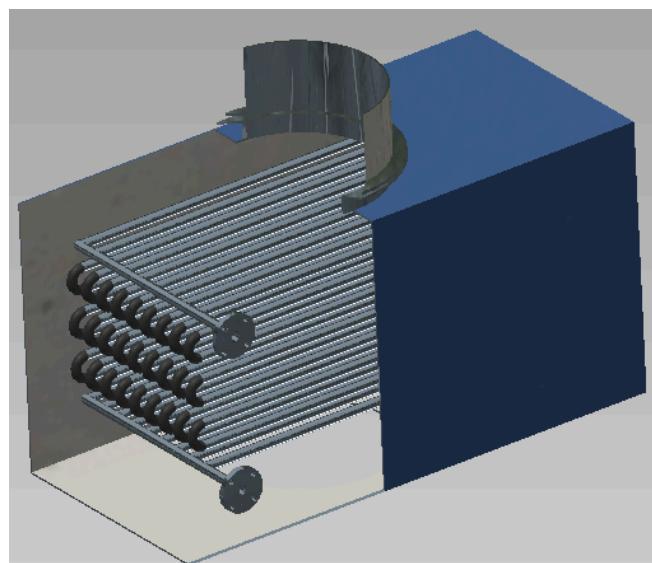
Descrição	Resultado	unid.	Equação/ obtenção
Quantidade de tubos	30	pç	ESTIMATIVA
Vazão mássica_FRIO	0,33	kg/s	PROJETO
Temp. entrada_FRIO	85,00	°C	PROJETO
Temp. saída_FRIO	105,00	°C	ESTIMATIVA
Vazão mássica_QUENTE	0,38	kg/s	4.3.21
Temp. entrada_QUENTE	215,00	°C	PROJETO
Temp. saída_QUENTE	140,00	°C	ESTIMATIVA
Taxa tot.tranf.Calor_QUENTE	27799,20	W	4.3.19
Taxa tot.tranf.Calor_FRIO	27799,20	W	4.3.18
Variação temperatura_MLDT	79,35	°C	4.3.29
Variação temperatura_1	110,00	°C	4.3.30
Variação temperatura_2	55,00	°C	4.3.31
Diâmetro hidráulico	0,16	M	4.3.15
Área úmida da chaminé	0,24	M <sup>2</sup>	4.3.17
Num_Reynolds_QUENTE	12197,73	-	4.3.16
Num_Reynolds_FRIO	1117,27	-	4.3.16
Num_Nusselts_QUENTE	49,59	-	2.4.10
Num_Nusselts_FRIO	3,66	-	2.4.13
Coef. Convectivo_QUENTE	8,63	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef. Convectivo_FRIO	58,54	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef.Global de Trans.Calor	7,52	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.12
Taxa de Capacidade Term_QUENTE	370,66	W/k	4.3.36
Taxa de Capacidade Term_FRIO	1389,96	W/k	4.3.35
Taxa.tranf.Calor Máxima	48185,28	W	4.3.34
Efetividade	58%	-	4.3.38
Área de troca térmica	46,60	M <sup>2</sup>	4.3.32
Comprimento dos tubos	11,67	M	4.3.33

*Tabela 5.1.2 - Resultado obtidos - tubo e tubo em contrafluxo*

## 5.2 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

Para adequação ao novo projeto de instalação de um trocador do tipo casco em tubo em uma chaminé de uma caldeira geradora de vapor, será utilizado como casco um perfil de caixa retangular com uma entrada dos gases de exaustão da caldeira na parte inferior da caixa e sua saída de gases será realizada na parte superior da mesma.

A entrada de água de alimentação será dada por um flange soldado na parte lateral da caixa estando o mesmo acima da saída da água de alimentação que fluirá para o interior da caldeira a ser aquecida e esta configuração de trocador de calor será comum aos dois tipos analisados neste projeto, sendo eles, o trocador do calor casco e tubo com tubulação lisa e com tubulação aletada, conforme pode ser visualizado na figura 5.2.1.



*Figura 5.2.1 - Vista em corte do trocador casco e tubo - Autoria própria*

Esta configuração atenderá as características contidas em um trocador de calor casco e tubo em que a água de alimentação da caldeira fluirá pelas passagens internas do tubo em um fluxo cruzado em relação aos gases de exaustão da caldeira, assim como em um trocador de calor casco e tubo de múltiplos passes e chicana.

Nesta configuração, devido sua geometria retangular com área de distribuição dos tubos limitada à de 600mm x 600mm, foi definido como a quantidade máxima de 81 tubos, sendo 9 passes de 9 tubos, comum aos dois tipos analisados nesta seção.

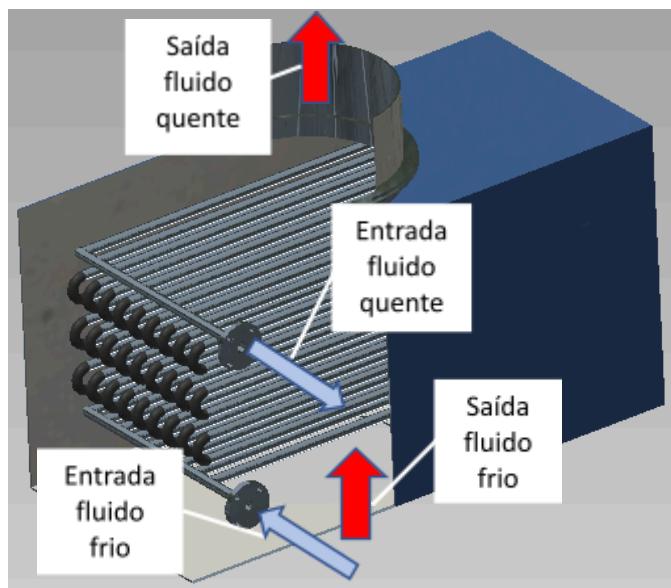
A metodologia adotada para o dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tudo, em que, será tomado como base o conceito de trocadores de calor de geometrias complexas, e utilizada a metodologia de cálculo da efetividade – NUT (Número de Unidades de Transferência), podendo ser adotados alguns equacionamentos para obtenção de fatores de correção devida à complexidade do fluxo para o tubo aletado.

Abaixo será realizado o dimensionamento dos dois tipos de tubulação para trocadores de calor do tipo casco e tubo, sendo eles, tubulação lisa e tubo aletado.

Para facilitar a elaboração de cálculos futuros, foi elaborado um organograma com os passos necessários para calcular a área de troca térmica e por conseguinte a metragem necessária de tubos de um trocador de calor tipo casco e tubo, como existem diferenças entre a metodologia de cálculo entre os dois tipos de trocadores de calor, os organogramas serão listados separadamente em cada tópico.

### 5.2.1 CASCO E TUBO – TUBULAÇÃO LISA

Para a terceira hipótese, será avaliada a viabilidade de instalação de um trocador de calor do tipo casco e tubo, nesta hipótese foi utilizada uma tubulação lisa do mesmo diâmetro dos anteriores, de Ø42,4 mm, conforme tabela 5.2,



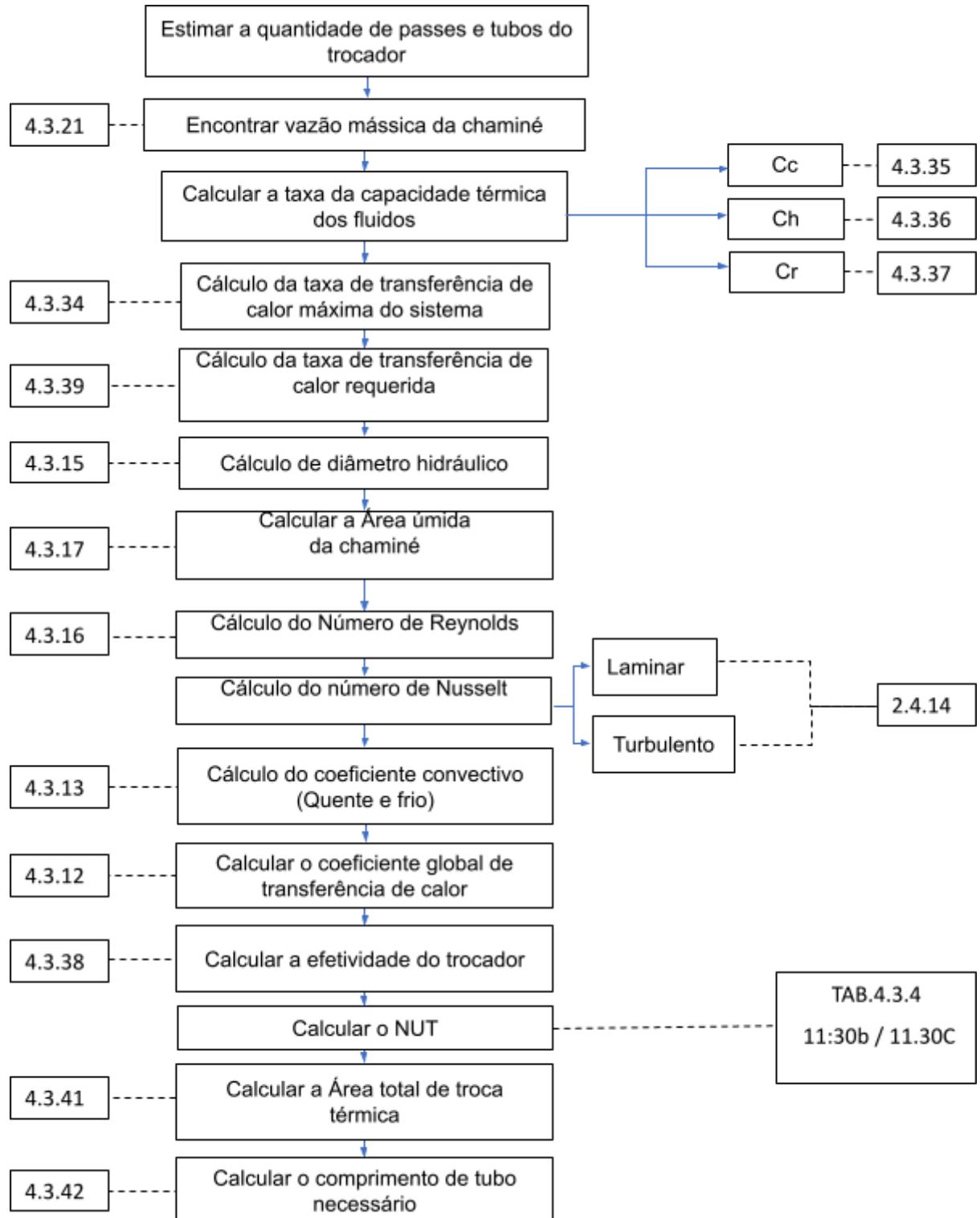
*Figura 5.2.2 - Ilustração de funcionamento - casco e tubo (tubos lisos)*

Dentro desta etapa já pode se verificar algumas particularidades se comparado aos dois tipos de trocadores anteriores, a primeira delas é que de acordo com o cálculo de efetividade utilizando a equação 4.3.38, foi possível identificar que

devido aos dados de entrada serem idênticos para todos os tipos de trocadores, a efetividade de qualquer tipo de trocador de calor tende a ser a mesma, logo, o resultado da efetividade não é um fator decisivo, a segunda é que o número de tubos e passes que compõem este tipo de trocador é um dado decisivo e primordial para avaliação de sua viabilidade.

Para os trocadores de calor múltiplos passes a quantidade de passes e tubos definem o comprimento necessário da tubulação, visto que a multiplicação desses fatores compõe diversas equações, tais como, diâmetro hidráulico, área úmida da chaminé e o número de Reynolds.

A figura 5.2.3 foi elaborada para a direcionamento da realização passo a passo dos cálculos para dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com tubulação lisa, e como forma de incremento e facilitação deste processo de dimensionamento, foram acrescentadas ao lado de cada passo quais equações foram utilizadas para encontrar os valores solicitados.



Dados listados na tabela 5.2.1 demonstram os valores obtidos pelos cálculos descritos na figura 5.2.3 e conforme podem ser analisados, para esta configuração

foi verificada que a metragem mínima dos tubos é 4,86 metros tendo 9 tubos e 9 passes, sendo essa a quantidade máxima possível na configuração aplicada.

Descrição		Resultado	unid.	Equação/ obtenção
Quantidade de TUBOS	-	9	pç	ESTIMATIVA
Quantidade de PASSES	-	9	pç	ESTIMATIVA
Vazão mássica_FRIO	mdotc	0,33	kg/s	PROJETO
Temp. entrada_FRIO	Tci	85,00	°C	PROJETO
Temp. saída_FRIO	Tco	105,00	°C	ESTIMATIVA
Vazão mássica_QUENTE	mdoth	0,38	kg/s	4.3.21
Temp. entrada_QUENTE	Thi	215,00	°C	PROJETO
Temp. saída_QUENTE	Tho	140,00	°C	ESTIMATIVA
Taxa de Capacidade Term_QUENTE	C_h	370,66	W/k	4.3.36
Taxa de Capacidade Term_FRIO	C_c	1389,96	W/k	4.3.35
Relação da Tax.Capac.Termicas	C_r	0,27	-	4.3.37
Taxa.tranf.Calor Máxima	q_max	48185,28	W	4.3.34
Taxa.tranf.Calor Requerida	q_req	27799,20	W	4.3.39
Diâmetro hidráulico	Dh_o	0,35	M	4.3.15
Área úmida da chaminé	Ah	0,27	M <sup>2</sup>	4.3.17
Num_Reynolds_QUENTE	ReD_o	23262,18	-	4.3.16
Num_Reynolds_FRIO	ReD_i	3724,24	-	4.3.16
Num_Nusselts_QUENTE	NuD_o	86,94	-	2.4.14
Num_Nusselts_FRIO	NuD_i	38,57	-	2.4.14
Coef. Convectivo_QUENTE	h_o	7,06	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef. Convectivo_FRIO	h_i	616,90	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef.Global de Trans.Calor	$\overline{U}$	6,98	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.12
Efetividade		58%	-	4.3.38
Número de Unidade de Transferência	NUT	0,99	-	Tabela 4.3.4 - 11.30b/11.30c
Área de troca térmica	A	52,40	M <sup>2</sup>	4.3.41
Comprimento dos tubos p. Troca	L	4,86	M	4.3.42

*Tabela 5.2.1 - Resultados obtidos - Casco e tubo (tubo liso)*

### **5.2.2 CASCO E TUBO – ALETADO**

Na avaliação de viabilidade de instalação do trocador de calor casco e tubo será utilizado um recurso para o aumento da área de troca térmica do tubo através da utilização de tubos aletados, no qual, tubo aletado é um tubo que possui pequenas aletas ao redor da superfície externa, e todo o conceito em torno de tubos com aletas é de fato aumentar a área de troca térmica da superfície externa do tubo, e são usados em aplicações que requerem uma transferência de calor de um fluido quente para um fluido mais frio através da parede do tubo.

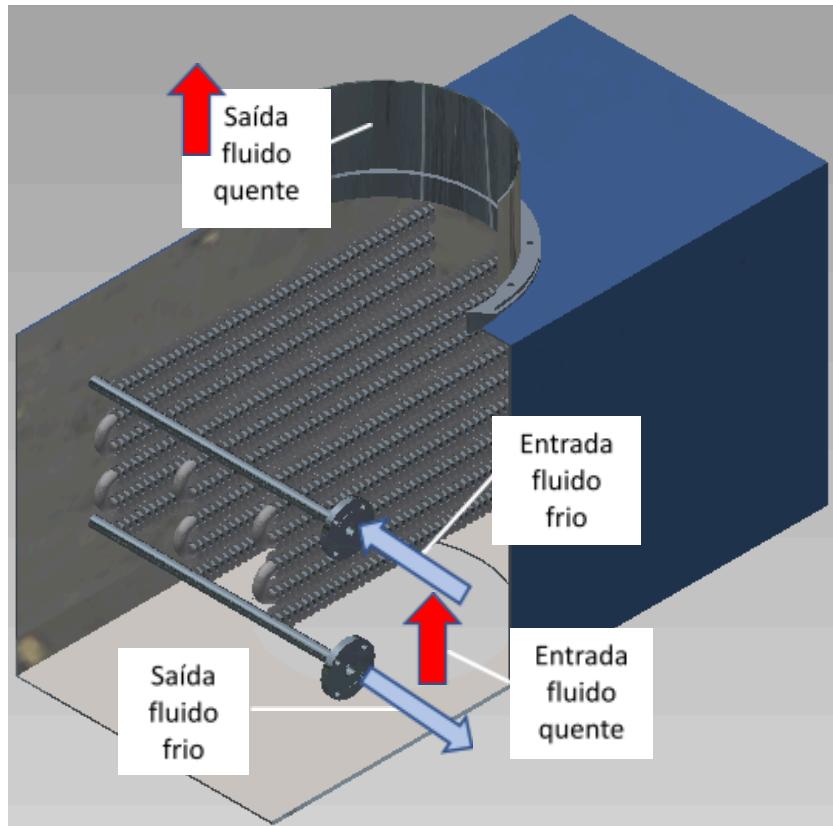
A taxa na qual essa transferência de calor ocorre depende de três fatores:

- A diferença de temperatura entre os dois fluidos.
- O coeficiente de transferência de calor entre cada um dos fluidos
- A área de superfície à qual o fluido é exposto.

No caso de tubos lisos, onde a área de superfície externa não é significativamente maior do que a área de superfície interna, o fluido com o menor coeficiente de transferência de calor ditará a taxa de transferência de calor geral.

Como exemplo, uma configuração de tubo conforme a utilizado no projeto, em que foi utilizado tubo com diâmetro de 31,75mm com o diâmetro externo aletado de 64mm e com 200 aletas de 0,45mm por metro tem como superfície de troca térmica externa de 1,066 metros quadrados por metro linear, ao passo que o mesmo tubo descoberto tem uma área de superfície externa de apenas 0,099 metros quadrados por metro linear, ou seja, obtém-se um aumento de aproximadamente 11 vezes área da superfície externa apenas substituindo a utilização de um tubo liso para um tubo aletado.

Ao aumentar a área de superfície externa do tubo, a taxa geral de transferência de calor é aumentada, reduzindo assim o número total de tubos necessários para uma determinada aplicação. Isso reduz o dimensionamento global do equipamento e o custo do projeto.



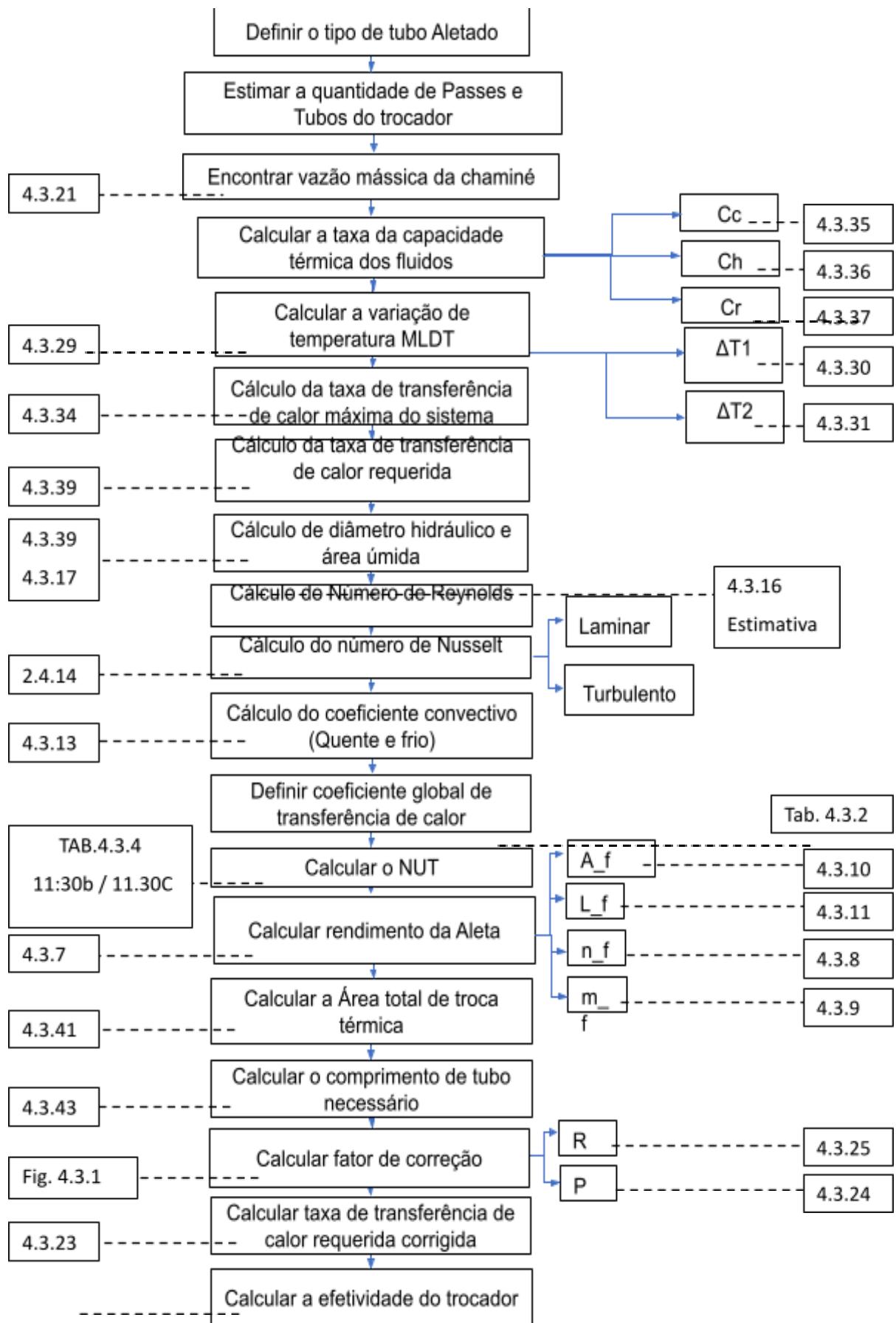
*Figura 5.2.4 - Ilustração de funcionamento - casco e tubo (tubo aletado)*

Com isso, será tomada como base a tabela 4.3.2, no qual define uma faixa de utilização para o valor do coeficiente global de transferência de calor  $U$ , e que será tomado como base para definição dos valores de área de transferência e comprimento de tubo.

Devido à complexidade do escoamento do fluido do lado quente, ou seja, através das aletas, e estar utilizando a geometria de um trocador de calor do tipo casco e tubo, deve-se então calcular o fator de correção  $F$  e recalcular a taxa de transferência de calor requerida para a obtenção da taxa. Para isso, calcula-se a variação de temperaturas conforme a metodologia MLDT, logo, nesta condição, será utilizada a combinação das metodologias NUT e MLDT para concluirmos o comprimento total de tubos utilizados, assim como a sua área e efetividade.

Assim como os demais organogramas apresentados, figura 5.2.5 foi elaborada para a realização passo a passo dos cálculos para dimensionamento do trocador de calor casco e tubo com tubulação aletada, no qual foram acrescentadas

ao lado de cada passo quais equações utilizadas para encontrar os valores solicitados.



**4.3.38**

*Figura 2 - Dimensionamento de trocador de calor casco e tubo (tubo aletado)*

5.2.5, será possível

5.2.5, será possível  
seu valor definido entre 25 e 50 conforme tabela 4.3.2, desta forma torna-se  
necessário estimar o valor do Número de Reynolds para o fluido quente, visto que a  
maior influência para definição de um valor de  $U$  em um trocador de calor está no  
fluido externo do tubo, ou seja, na região da aleta, o que torna a informação  
coerente pois os níveis de turbulência são maiores em um ambiente repleto de  
interferência (aletas) à uma região minimamente livre para o escoamento do  
fluido(interno do tubo frio). Outro fator importante a ser considerado se deve ao lado  
do fluido quente possuir o menor coeficiente convectivo, devido ao diâmetro  
hidráulico estar denominador da equação e o mesmo tende a ser maior em relação a  
o tubo por onde o fluido frio escoa.

Dados listados na tabela 5.2.2 demonstram os valores obtidos pelos cálculos  
descritos na figura 5.2.5 e conforme analisado, para esta configuração é verificada  
que a metragem mínima dos tubos é para atendimento aos requisitos do projeto é de  
0,68 metros tendo 6 passes e 3 tubos por passe.

Descrição	Resultado	unid.	Equação/ obtenção
TIPO DO TUBO ALETADO	'G'	-	ESTIMATIVA
Quantidade de TUBOS	3	pç	ESTIMATIVA
Quantidade de PASSES	6	pç	ESTIMATIVA
Vazão mássica_FRIO	0,33	kg/s	PROJETO
Temp. entrada_FRIO	85,00	°C	PROJETO
Temp. saída_FRIO	105,00	°C	ESTIMATIVA
Vazão mássica_QUENTE	0,38	kg/s	4.3.21
Temp. entrada_QUENTE	215,00	°C	PROJETO
Temp. saída_QUENTE	140,00	°C	ESTIMATIVA
Taxa de Capacidade Term_QUENTE	370,66	W/k	4.3.36
Taxa de Capacidade Term_FRIO	1389,96	W/k	4.3.35
Relação da Tax.Capac.Termicas	0,27	-	4.3.37
Variação temperatura_LMTS	79,35	°C	4.3.29
Variação temperatura_1	110,00	°C	4.3.30
Variação temperatura_2	55,00	°C	4.3.31
Taxa.tranf.Calor Máxima	48185,28	W	4.3.34
Taxa.tranf.Calor Requerida	27799,20	W	4.3.39
Diâmetro hidráulico	0,51	M	4.3.15
Área úmida da chaminé	0,28	M <sup>2</sup>	4.3.17
Num_Reynolds_QUENTE	460700,00	-	ESTIMATIVA
Num_Reynolds_FRIO	14943,96	-	4.3.16
Num_Nusselts_QUENTE	549,60	-	2.4.14
Num_Nusselts_FRIO	89,76	-	2.4.14
Coef. Convectivo_QUENTE	30,33	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef. Convectivo_FRIO	1920,33	W/m <sup>2</sup> .k	4.3.13
Coef.Global de Trans.Calor	30,00	W/m <sup>2</sup> .k	Tabela 4.3.2
Efetividade	58%	-	4.3.38
Número de Unidade de Transferência	1,05	-	Tabela 4.3.4 - 11.30b/11.30c
Eficiência da aleta lado interno	100%	-	Não tem aleta
Eficiência da aleta lado externo	94%	-	4.3.7
Área superfície da Aleta	0,58	M <sup>2</sup>	4.3.10
Altura efetiva da Aleta	0,0015	M	4.3.11
Quantidade de aletas	200,00	-	4.3.8
fator 'm'	412,15	-	4.3.9
Área total troca térmica Aleta por Metro	1,066	M <sup>2</sup> /M	Tabela 4.3.5
Área de troca térmica Necessária	12,98	M <sup>2</sup>	4.3.41
Comprimento dos tubos p. Troca	0,68	M	4.3.43
Fator R	3,75	-	4.3.25
Fator P	0,15	-	4.3.24
Fator F	0,99	-	Figura 4.3.1

*Tabela 5.2.2 - Resultados obtidos - casco e tubo (aletado)*

### 5.3 COMPARATIVO ENTRE RESULTADOS

Realizando uma análise qualitativa entre os resultados obtidos nas tabelas 5.1.1, 5.1.2, 5.2.1 e 5.2.2, foi possível levantar algumas considerações a respeito dos conceitos trabalhos neste trabalho. A tabela 5.3.1 apresenta os dados mais relevantes para definição de qual tipo de trocador de calor atende aos requisitos do projeto apresentando a melhor relação entre forma construtiva, eficiência, área de troca térmica necessária e comprimento dos tubos para troca.

O fator geométrico torna-se um limitante visto que o trocador de calor será instalado na base de uma chaminé com diâmetro de 600mm e 6 metros de altura, sendo assim, estas dimensões não podem ser excedidas ao ponto de não ser possível sua instalação.

DESCRÍÇÃO	TUBO E TUBO FLUXO PARALELO	TUBO E TUBO CONTRAFLUXO	CASCO E TUBO - TUBO LISO	CASCO E TUBO - TUBO ALETADO
Tipo de tubo aletado	-	-	-	'G'
Qnt. de PASSES	-	-	9	6
Qnt. de TUBOS	30	30	9	3
Nº Reynolds QUENTE	12198	12198	23262	460700
Nº Reynolds FRIO	1117	1117	3724	14944
Nº Nusselts QUENTE	49,59	49,59	86,94	549,60
Nº Nusselts FRIO	3,66	3,66	38,57	89,76
Coef. Convectivo QUENTE	8,63	8,63	7,06	30,33
Coef. Convectivo FRIO	58,54	58,54	616,90	1920,33
Coef. Global de Trans. Calor	7,52	7,52	6,98	30,00
Efetividade	58%	58%	58%	58%
Área de troca térmica Necessária	51,07	46,60	52,40	12,98
Comprimento dos tubos p. Troca	12,79	11,67	4,86	0,68

*Tabela 5.3.1 - Comparaçāo de resultados*

A tabela 5.3.1 evidencia a relação do número de Reynolds entre o fluido quente e o fluido frio, visto que, em todas as formas construtivas o maior número de Reynolds encontra-se no lado quente, ou seja, o lado por onde flui os gases de exaustão da caldeira, essa relação se dá pelo fato de que o número de Reynolds além de estar associado à viscosidade do fluido, considera a relação entre o diâmetro hidráulico da tubulação por onde o fluido quente escoa, conforme pode ser

visualizado na equação 4.3.16, e este valor no projeto em questão sempre será maior que o diâmetro interno devido a geometria considerada.

Outro fator relacionado ao número de Reynolds é que o mesmo está diretamente relacionado a quantidade de tubos por onde o fluido escoa pois o mesmo tem relação de influência no valor do diâmetro hidráulico, ou seja, quanto maior a quantidade de tubos, menor é o valor do diâmetro hidráulico, e comparando os valores do número de Nusselt no fluido quente e frio é possível identificar sua relação direta com o número de Reynolds conforme é possível de ser visualizado no tópico 2.4.1.2.1, exceto o para o trocador de calor tubo e tubo que possui o seu valor fixo conforme equação 2.4.13.

Já o valor do coeficiente convectivo sobre influência pela quantidade de tubos utilizados pelo mesmo fator do número de Reynolds, ou seja, o aumento ou a diminuição do diâmetro hidráulico faz com que este valor seja alterado, conforme é possível visualizar que devido ao trocador de calor casco e tubo possuir uma quantidade menor de tubos que o trocador tubo e tubo, proporcionalmente seu diâmetro hidráulico é maior, sendo assim, o denominador da equação do coeficiente convectivo é maior, reduzindo o seu valor. Sendo ele o valor de maior importância dentro do cálculo do coeficiente global de transferência de calor, que é basicamente quem define a área de troca térmica necessária do nosso equipamento, conforme pode ser confirmado analisando os valores obtidos e externados na tabela 5.3.1.

#### **5.4 CÁLCULO DO CONSUMO DA CALDEIRA COM ECONOMIZADOR**

Para realizar o cálculo do consumo de uma caldeira após a instalação de um economizador, será utilizado os dados de referência obtidos nos cálculos do tópico 4.2, ou seja, serão utilizados os mesmos dados de entrada com exceção da vazão mássica de combustível e a entalpia da água, por estarmos considerando um sistema ideal e adiabático será possível considerar o mesmo valor de rendimento da caldeira antes da instalação do economizar como referência.

Conforme valores obtidos na tabela B1.1 do anexo C, foi possível realizar a interpolação e encontrar o valor referente à entalpia da água à 105°C e substituir na equação 4.2.1 e encontrar a nova vazão mássica de combustível para assim definir o seu novo consumo após a instalação do economizador.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_f)}{\dot{m}_c * PCI} * 100$$

$$\dot{m}_c = \frac{8.000 * (674,6 - 105)}{0,84 * 9054}$$

$$\dot{m}_c = 599,15 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

## 5.5 CÁLCULO DO CUSTO DE GERAÇÃO DE VAPOR

Em posse dos dados obtidos nas tabelas 4.1.1 é possível calcular o custo da geração de vapor em ambos os casos, para isso, será necessário obter o valor do m<sup>3</sup> do combustível utilizado (gás natural), através da tabela obtida pela fornecedora de gás natural do rio de janeiro (Naturgy), conforme visualizado na tabela 5.5.1.

<b>Consumidor livre</b>		Faixa de Consumo m <sup>3</sup> / mês	Tarifa Limite R\$ / m <sup>3</sup>
<b>GÁS NATURAL</b>			
Industrial	0 - 200	1,3298	
	201 - 2.000	1,2411	
	2.001 - 10.000	1,1878	
	10.001 - 50.000	0,8973	
	50.001 - 100.000	0,7233	
	100.001 - 300.000	0,5376	
	300.001 - 600.000	0,3178	
	600.001 - 1.500.000	0,3120	
	1.500.001 - 3.000.000	0,2959	
	acima de 3.000.000	0,2414	

Tabela 5.5.1 - Faixa de preço de gás natural - NATURGY

Para este cálculo será considerado um regime de trabalho de 24hrs durante 5 dias em uma média mensal de 4 semanas, somando um valor total de 480 horas trabalhas por mês.

### 5.5.1 SEM ECONOMIZADOR

Com os dados obtidos pela tabela 4.1.1 e informações do tópico 5.5, torna-se possível o cálculo do custo mensal do consumo de gás natural da caldeira que não possui o sistema de preaquecimento (economizador) , para isso será utilizada a tabela de faixa de preço da fornecedora de gás natural (5.5.1), para assim definir o valor do consumo mensal da caldeira sem economizador pela multiplicação da vazão mássica encontrada na tabela 4.1.1 em  $m^3/h$ , a quantidade de horas trabalhadas no mês e o valor cobrado pela fornecedora dependendo da faixa dos dois primeiros fatores, e encontrando o valor de:

$$R\$_{sem} = 873 * 480 * 0,3178$$

$$R\$_{sem} = 133.170,91 \quad \left[ \frac{R\$}{mês} \right]$$

### 5.5.2 COM ECONOMIZADOR

De modo semelhante ao item 5.5.1, torna-se possível calcular o consumo da caldeira após a instalação do economizador através do resultado obtido no item 5.4, porém, é necessário transformar os dados obtidos no tópico 5.4 em [ $m^3/h$ ], para de fato ser possível calcular seu consumo.

Com base nesta informação, foi consultado na ‘FISPQ’ da fornecedora de gás natural a densidade do mesmo, sendo encontrado uma margem de 0,60 a 0,81  $kg/m^3$ , em que foi realizada uma média entre os dois valores e utilizado o valor de 0,71  $kg/m^3$ , ou seja, será necessária a divisão do valor encontrado no tópico 5.4 (599,15  $kg/h$ ) pelo valor da densidade do gás natural ( $0,71 kg/m^3$ ), sendo assim, com os dados apresentados anteriormente, o valor do consumo mensal da caldeira com economizador é:

$$R\$_{com} = 843,9 * 480 * 0,3178$$

$$R\$_{com} = 128.731,88 \quad \left[ \frac{R\$}{mês} \right]$$

### 5.5.3 QUANTIFICAÇÃO DA ECONOMIA

Para calcular a diferença do valor economizado através do pré-aquecimento da água de alimentação de uma caldeira flamotubular alimentada a gás natural, será realizado uma análise quantitativa anual dos consumos dos dois casos

apresentados nos tópicos 5.5.1 e 5.5.2 e posterior subtração para encontrar esta diferença anual:

$$R\$_{economia} = (R\$_{sem} * 12) - (R\$_{com} * 12) \quad \left[ \frac{R\$}{ano} \right]$$

$$R\$_{economia} = 52.908,36 \quad \left[ \frac{R\$}{ano} \right]$$

## 6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados o dimensionamento e análise da viabilidade da proposta de instalação de um trocador de calor na base da chaminé de uma caldeira flamotubular a gás natural, no qual foi possível descrever todas as etapas do processo de dimensionamento de quatro tipos diferentes de trocadores de calor, para obtenção dos resultados e análise da viabilidade de instalação do que melhor se enquadrasse e atendesse aos requisitos do projeto.

Através da metodologia de dimensionamento de trocadores de calor ‘NUT’ e ‘MLDT’ foi possível realizar a comparação entre os tipos de trocadores de calor aptos a de serem instalados na condição de projeto que atenda a expectativa de aumento de rendimento da caldeira através da redução do consumo de gás natural.

Um fator determinante para o sucesso da metodologia aplicada foi considerar a utilização da água de retorno de condensado da planta, o que faz com que o fornecimento de água que será aquecida pelo economizador também tenha a sua temperatura constante, resultando assim em uma estabilidade maior do processo.

Conforme os dados obtidos na tabela 5.3.1, é possível verificar que o tipo de trocador de calor que se enquadra aos requisitos do projeto no que diz a respeito à viabilidade de instalação, forma construtiva, eficiência do equipamento e metragem de tubulação necessária para a troca térmica sugerida foi o trocador de calor do tipo casco e tubo com tubulação aletada, que mesmo gerando a necessidade de construção de um casco para comportar os tubos aletados, que de acordo com a geometria proposta na figura 5.2.4, este tipo de trocador alcançou o melhor resultado frente aos outros 3 tipos, tendo como seus parâmetros para atendimento do projeto que seja instalado um trocador de calor do tipo casco com tubulação aletada tipo “G” em

que são necessários 6 passes com 3 tubos por passe com o comprimento de cada tubo de 0,68 metros.

E como resultado da instalação deste tipo de trocador de calor foi possível uma redução aproximada de 3% no consumo global de combustível da caldeira gerando por consequência a redução do custo com gás natural para produção da mesma quantidade de vapor por hora, que conforme calculado gerou uma economia de aproximadamente de R\$ 52.908,36 por ano.

Desta forma , conclui-se que a instalação de um trocador de calor do tipo economizador na linha da água de alimentação da caldeira se torna viável ante aos valores obtidos na redução do consumo de gás natural, e como sugestão para trabalhos futuros de aumento de rendimento de uma caldeira geradora de vapor e com o ânimo obtido através dos resultados apresentados, sugere-se um estudo de viabilidade de instalação de um sistema de pré-aquecimento do ar de entrada da fornalha da caldeira, buscando obter resultado semelhantes e que associados ao economizador gerem resultados ainda mais satisfatórios às indústrias que utilizam este tipo de equipamento.

## 7 REFERÊNCIAS

INCROPERA, F.P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th edition. USA: JOHN WILEY & SONS, 2011.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**, 4°Edição. Porto Alegre: McGrawHill, 2012.

PERA, HILDO. **Geradores de vapor**. São Paulo: Fama, 1990.

BAZZO, EDSON. **Geração de Vapor**. 2. ed. Florianópolis: Editora da Ufsc, 1995.

NOGUEIRA, L.A.H; NOGUEIRA, F.J.H; ROCHA, C.R. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

CHIARANTANO, C.; SANTANA, F. F.; **Economizadores e superaquecedores de caldeiras**. São Paulo: Editora da USP, 2008.

MARTINELLI JR., L.C. **Apostila de Geradores de vapor**. Rio Grande do Sul :UNIJUÍ, 2002.

WYLEN, G.V; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4 ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

KITTO, J. B.; STULTZ, S.C. **Steam: its generation and use**. 41 Ed. Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005.

FARGON. **Tabela de conversão de Nm<sup>3</sup>/h para m<sup>3</sup>/h**. Disponível em:  
[www.fargon.com.br/assistente-online-conversao-nm3h-m3h.php](http://www.fargon.com.br/assistente-online-conversao-nm3h-m3h.php)

NATURGY. Ficha de informações de Segurança de Produtos Químicos (FISPQ). Disponível em:  
[https://www.naturgy.com.br/servlet/ficheros/1297164380849/FISPQGasNatural\\_NaturgyRev8V.pdf](https://www.naturgy.com.br/servlet/ficheros/1297164380849/FISPQGasNatural_NaturgyRev8V.pdf)

NATURGY. **Tabela de preço de fornecimento de gás natural.** Disponível em:  
[https://www.naturgy.com.br/servlet/ficheros/1297164676638/TabelaCegsite01.05.2021\\_ajustada.pdf](https://www.naturgy.com.br/servlet/ficheros/1297164676638/TabelaCegsite01.05.2021_ajustada.pdf)

THOMASNET. **Understand Heat Exchangers.** Disponível em:  
<https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/understanding-heat-exchangers>

HOWSTUFFWORKS. **How Steam Engines Work.** Disponível em:  
<https://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/steam2.htm>

TOGAWA ENGENHARIA. **Partes que compõem uma caldeira.** Disponível em:  
<https://togawaengenharia.com.br/blog/partes-que-compoem-uma-caldeira>

FABRICANTE ‘IMPERIO DOS METAIS’. **Catálogo de produtos.** Disponível em:  
[https://www.imperiodosmetais.com.br/images/uploads/pdf/tubo\\_aletado.pdf](https://www.imperiodosmetais.com.br/images/uploads/pdf/tubo_aletado.pdf)

FABRICANTE ‘AÇO TUBO’. **Catálogo de produtos.** Disponível em:  
[https://acotubo.com.br/wp-content/uploads/2017/01/ACO\\_005\\_Catalogos\\_Acotubo2016\\_OnLine\\_02\\_TubosAco.pdf](https://acotubo.com.br/wp-content/uploads/2017/01/ACO_005_Catalogos_Acotubo2016_OnLine_02_TubosAco.pdf)

ALFA LAVAL AALBORG IND. **Poder calorífico inferior dos combustíveis.** Disponível em:  
<http://www aalborg-industries.com.br/downloads/poder-calorifico-inf.pdf>

ALFA LAVAL AALBORG IND. **Tabela de economizadores.** Disponível em:  
<http://www aalborg-industries.com.br/general.php?ix=23>

SPIRAX SARCO. **Bem vindo ao mundo do vapor.** Disponível em  
<https://pt.slideshare.net/lcmartinelli1/apostila-de-vapor-spirax-sarco>

HILPERT, R., Forsch. Geb. Ingenieurwes., 4, 215, 1933.

WINTERTON, R. H. S., Int. J. Heat Mass Transfer, 41, 809, 1998.

## ANEXO A – Propriedades termodinâmicas da Água Saturada

**TABLE A.6** Thermophysical Properties of Saturated Water<sup>a</sup>

Temper- ature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) <sup>b</sup>	Speci- c Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vapor- ization, <i>h</i> <sub>v</sub> (kJ/kg · K)		Speci- c Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number	Surface Tension, $\sigma \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coef- ficient, $\beta \cdot 10^6$ (K <sup>-1</sup> )	Temper- ature, <i>T</i> (K)
		<i>v</i> · 10 <sup>3</sup>	<i>v<sub>g</sub></i>	<i>c<sub>p</sub></i>	<i>c<sub>p,g</sub></i>	$\mu \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	<i>k</i> · 10 <sup>3</sup>	<i>k<sub>g</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>Pr</i>	<i>Pr<sub>g</sub></i>				
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430	

Fonte: Incropera (2011, p. 1003)

## ANEXO B – Propriedades termo físicas de gases à pressão atmosférica

**TABLE A.4** *Continued*

<i>T</i> (K)	<i>ρ</i> (kg/m <sup>3</sup> )	<i>c<sub>p</sub></i> (kJ/kg · K)	<i>μ · 10<sup>7</sup></i> (N · s/m <sup>2</sup> )	<i>ν · 10<sup>6</sup></i> (m <sup>2</sup> /s)	<i>k · 10<sup>3</sup></i> (W/m · K)	<i>α · 10<sup>6</sup></i> (m <sup>2</sup> /s)	<i>Pr</i>
<b>Ammonia (NH<sub>3</sub>) (continued)</b>							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
<b>Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>), <i>ℳ</i> = 44.01 kg/kmol</b>							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
<b>Carbon Monoxide (CO), <i>ℳ</i> = 28.01 kg/kmol</b>							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733

Fonte: Incropera (2011, p. 996)

## ANEXO C – Propriedades termodinâmicas da água

**Tabela B.1.1**

Água saturada: tabela em função da temperatura

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v <sub>l</sub>	v <sub>v</sub>	u <sub>l</sub>	u <sub>v</sub>	u <sub>v</sub>	h <sub>l</sub>	h <sub>v</sub>	h <sub>v</sub>	s <sub>l</sub>	s <sub>v</sub>	s <sub>v</sub>
0,01	0,6113	0,001000	208,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	108,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2529,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7697	83,94	2319,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,248	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,56	125,77	2430,48	2558,25	0,4389	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001008	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2589
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6388	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,68	2600,88	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,83	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19856	272,00	2191,12	2483,12	272,03	2348,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2489,55	292,96	2333,05	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2298,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2680,09	1,1924	6,2886	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98166	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2688,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2678,05	1,3088	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,03	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,98	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2386
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,48	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89166	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2706,30	1,5275	5,6020	7,1295
125	232,1	0,001065	0,77059	524,72	2009,91	2534,83	524,96	2188,50	2713,46	1,5812	5,4962	7,0774
130	270,1	0,001070	0,68850	548,00	1983,90	2539,90	548,29	2174,16	2720,46	1,6343	5,3925	7,0269
135	313,0	0,001075	0,58217	567,34	1977,69	2545,03	567,67	2159,59	2727,26	1,6869	5,2907	6,9777
140	361,3	0,001080	0,50865	568,72	1961,30	2550,02	569,11	2144,75	2733,87	1,7390	5,1908	6,9298
145	415,4	0,001085	0,44632	610,16	1944,69	2554,86	610,81	2129,65	2740,26	1,7908	5,0936	6,8832
150	475,9	0,001090	0,39278	631,66	1927,87	2559,54	632,18	2114,26	2748,44	1,8417	4,9980	6,8378

Fonte: WYLEN (2006, p. 576)

## ANEXO D – Propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido

<b>Tabela B.1.3 (continuação)</b>												
<b>Vapor d'água superaquecido</b>												
<i>T</i>	<i>v</i> (m <sup>3</sup> /kg)	<i>u</i> (kJ/kg)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>v</i> (m <sup>3</sup> /kg)	<i>u</i> (kJ/kg)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>v</i> (m <sup>3</sup> /kg)	<i>u</i> (kJ/kg)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)
<i>P</i> = 1000 kPa (179,91)				<i>P</i> = 1200 kPa (187,99)				<i>P</i> = 1400 kPa (195,07)				
Sat.	0,19444	2583,64	2778,08	6,5864	0,16333	2588,82	2784,82	6,5233	0,14084	2592,83	2790,00	6,4692
200	0,20596	2621,90	2827,86	6,6939	0,16930	2612,74	2815,90	6,5898	0,14302	2603,09	2803,32	6,4975
250	0,23268	2709,91	2942,59	6,9246	0,19235	2704,20	2935,01	6,8293	0,16350	2698,32	2927,22	6,7467
300	0,25794	2793,21	3051,15	7,1228	0,21382	2789,22	3045,80	7,0316	0,18228	2785,16	3040,35	6,9533
350	0,28247	2875,18	3157,65	7,3010	0,23452	2872,16	3153,59	7,2120	0,20026	2869,12	3149,49	7,1359
400	0,30659	2957,29	3263,88	7,4650	0,25480	2954,90	3260,66	7,3773	0,21780	2952,50	3257,42	7,3025
500	0,35411	3124,34	3478,44	7,7621	0,29463	3122,72	3476,28	7,6758	0,25215	3121,10	3474,11	7,6026
600	0,40109	3296,76	3697,85	8,0289	0,33393	3295,60	3696,32	7,9434	0,28596	3294,44	3694,78	7,8710
700	0,44779	3475,35	3923,14	8,2731	0,37294	3474,48	3922,01	8,1881	0,31947	3473,61	3920,87	8,1160
800	0,49432	3660,46	4154,78	8,4996	0,41177	3659,77	4153,90	8,4149	0,3528	3659,09	4153,03	8,3431
900	0,54075	3852,19	4392,94	8,7118	0,45051	3851,62	4392,23	8,6272	0,38606	3851,05	4391,53	8,5555
1000	0,58712	4050,49	4637,60	8,9119	0,48919	4049,98	4637,00	8,8274	0,41924	4049,47	4636,41	8,7558
1100	0,63345	4255,09	4888,55	9,1016	0,52783	4254,61	4888,02	9,0171	0,45239	4254,14	4887,49	8,9456
1200	0,67977	4465,58	5145,36	9,2821	0,56646	4465,12	5144,87	9,1977	0,48552	4464,65	5144,38	9,1262
1300	0,72608	4681,33	5407,41	9,4542	0,60507	4680,86	5406,95	9,3698	0,51864	4680,39	5406,49	9,2983
<i>P</i> = 1600 kPa (201,40)				<i>P</i> = 1800 kPa (207,15)				<i>P</i> = 2000 kPa (212,42)				
Sat.	0,12380	2595,95	2794,02	6,4217	0,11042	2598,38	2797,13	6,3793	0,09963	2600,26	2799,51	6,3408
250	0,14184	2692,26	2919,20	6,6732	0,12497	2686,02	2910,96	6,6066	0,11144	2679,58	2902,46	6,5452
300	0,15862	2781,03	3034,83	6,8844	0,14021	2776,83	3029,21	6,8226	0,12547	2772,56	3023,50	6,7663
350	0,17456	2866,05	3145,35	7,0693	0,15457	2862,95	3141,18	7,0099	0,13857	2859,81	3136,96	6,9562
400	0,19005	2950,09	3254,17	7,2373	0,16847	2947,66	3250,90	7,1793	0,15120	2945,21	3247,60	7,1270
450	-	-	-	-	-	-	-	-	0,16353	3030,41	3357,48	7,2844
500	0,22029	3119,47	3471,93	7,5389	0,19550	3117,84	3469,75	7,4824	0,17568	3116,20	3467,55	7,4316
600	0,24998	3293,27	3693,23	7,8080	0,22199	3292,10	3691,69	7,7523	0,19960	3290,93	3690,14	7,7023
700	0,27937	3472,74	3919,73	8,0535	0,24818	3471,87	3918,59	7,9983	0,22323	3470,99	3917,45	7,9487
800	0,30859	3658,40	4152,15	8,2808	0,27420	3657,71	4151,27	8,2258	0,24668	3657,03	4150,40	8,1766
900	0,33772	3850,47	4390,82	8,4934	0,30012	3849,90	4390,11	8,4386	0,27004	3849,33	4389,40	8,3895
1000	0,36678	4048,96	4635,81	8,6938	0,32598	4048,45	4635,21	8,6390	0,29333	4047,94	4634,61	8,5900
1100	0,39581	4253,66	4886,95	8,8837	0,35180	4253,18	4886,42	8,8290	0,31659	4252,71	4885,89	8,7800
1200	0,42482	4464,18	5143,89	9,0642	0,37761	4463,71	5143,40	9,0096	0,33984	4463,25	5142,92	8,9606
1300	0,45382	4679,92	5406,02	9,2364	0,40340	4679,44	5405,56	9,1817	0,36306	4678,97	5405,10	9,1328

Fonte: WYLEN (2006, p. 581)