

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ - FAG

ALEXANDRE MAICON BARBOSA

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NA REDE DE VAPOR QUE ABASTECE A
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA DA UNIDADE FABRIL TOLEDO

CASCADEL-PR

2016

ALEXANDRE MAICON BARBOSA

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NA REDE DE VAPOR QUE ABASTECE A
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA DA UNIDADE FABRIL TOLEDO

Trabalho desenvolvido para a disciplina de
Orientação e Metodologia Científica para
Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de
Engenharia Mecânica, do Centro Universitário da
Fundação Assis Gurgacz, como requisito parcial
da conclusão da disciplina.

**Professor Orientador: Me. Eliseu Avelino
Zanella Júnior**

CASCADEL-PR

2016

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXANDRE MAICON BARBOSA

**ANÁLISE DA PERDA DE CARGA NA REDE DE VAPOR QUE ABASTECE A
INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA(EMPANADOS) DA UNIDADE FABRIL TOLEDO**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro
Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel
em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Professor Me. Eliseu Avelino Zanella
Júnior.

BANCA EXAMINADORA



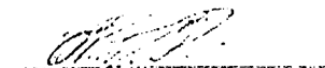
Professor Orientador Eliseu Avelino Zanella Júnior
Centro Universitário Assis Gurgacz

Mestre



Sérgio Honório Rodrigues Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz

Mestre



Professor Avaliador Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário Assis Gurgacz

Mestre

Cascavel/PR., 29 de Novembro, 2016.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família, pelo amor percebido, pela compreensão e principalmente pela grande paciência, todos da minha família foram às fontes de minha inspiração e motivação.

AGRADECIMENTOS

É não foi fácil, mais estamos aqui juntos para lhes mostrar o resultado de cinco anos de muita luta e muita dedicação, é por tudo isso que passamos que aqui nesse trabalho quero deixar registrado o meu grande agradecimento a todos que me apoiaram desde o princípio.

Primeiramente agradeço a Deus, pela força divina em minha vida por ter grande disposição e força de vontade para vencer todos os obstáculos encontrados ao decorrer deste percurso.

Eu Alexandre Maicon Barbosa agradeço a minha base, minha família, meus pais, Jesus de Oliveira Barbosa e Shirley Aparecida Barbosa, sempre foi e sempre será uma fonte de força para continuar na luta em rumo ao título almejado de Engenheiro Mecânico. Agradeço minha namorada (Eliane Cristina de Moraes) por ser uma pessoa muito importante na minha vida, pois foi uma fonte de inspiração para cada dia eu lutar por essa conquista e sempre me motivou por isso, mesmo nos momentos mais difíceis emocionalmente e também financeiramente, e pelo grande fato de sempre estar ao meu lado nas decisões tomadas. Aos meus colegas de trabalhos que me trouxeram ensinamentos. A todos os professores que contribuíram para minha formação, em especial aos que consideramos amigos mais próximos que são os professores: Carlos Eduardo Goulart Ferreira, Carlos Alberto Breda, Geovane Duart Pinheiro, Roberson Roberto Parizoto, e aos nossos amigos que participaram dessa luta de grande cinco anos.

Por fim, não menos importante ao meu orientador, Professor Me. Eliseu Avelino Zanella Júnior, capaz dispor de uma grande orientação. A sua enorme capacidade acadêmica, à pesquisa compôs uma somatória fundamental não só para a construção deste projeto, mas com a maturidade de toda uma vida repleta de experiências boas e ruins transmitidas e repassadas durante a graduação, antes de tudo, este momento se dedica a este grande mestre por tão grande seu conhecimento.

Por fim um muito obrigado a todos.

“Eu tentei 99 vezes e falhei, mas na centésima tentativa eu consegui, nunca desista de seus objetivos mesmo que esses pareçam impossíveis, a próxima tentativa pode ser a vitoriosa”.

Albert Einstein

RESUMO

O uso de vapor de água como vetor de transporte de energia térmica traz grandes vantagens, que explicam sua grande disseminação, pois a água é uma substância facilmente disponível, pouco agressiva quimicamente e com grande capacidade de transportar energia. Com o grande crescimento e da necessidade de melhor aproveitamento da energia nos processos industriais, visando a redução dos custos envolvidos na produção e uma diminuição do impacto ambiental causados pela geração da energia utilizada, vários são os fatores que podem ser atacados para que este desejo seja alcançado. O estudo apresenta uma análise de uma tubulação de vapor saturado, evidenciando suas perdas de carga consequente de sua grande extensão, perdas pelas singularidades e também do fluxo de calor perdido pelo isolamento térmico, este vapor é necessário para a utilização em uma indústria de fábrica de Empanados, a tubulação analisada tem pressão de 12 kgf/cm² com diâmetro de 6". A tubulação atualmente apresenta uma perda de carga de 1,5 kgf/cm², ou seja, representa uma deficiência de 12,5% da pressão de operação estipulada pelo próprio manual da caldeira.

PALAVRAS-CHAVE: Caldeira; Purgadores; Tubulação

ABSTRACT

The use of water vapor as thermal energy transport vector has great advantages, which explains its great spread, since water is a substance easily available, some chemically aggressive and with great capacity to transport energy. With the great growth and the need for better use of energy in industrial processes, in order to reduce the costs involved in production and a reduction of the environmental impact caused by the generation of energy used, there are several factors that can be attacked for this desire is Reached. The study presents an analysis of a saturated vapor pipe, showing their consequent load losses of its extension, losses due to singularities and also the flow of heat lost by the heat insulation, the vapor is required for use in a factory industry breaded, the pipe has analyzed pressure of 12 kgf / cm² with 6 "diameter. The pipeline currently has a pressure loss of 1.5 kgf / cm², or represents a 12.5% deficiency of the operating pressure set by the manual boiler itself.

KEY-WORDS: Boiler; Traps; Pipe

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Exemplo de Transferência de Calor por Condução	24
Figura 2: Exemplo de Transferência de Calor dentro de uma Chaleira	28
Figura 3: Caldeira Flamotubular Vertical	32
Figura 4: Caldeira do Tipo Cornuália	33
Figura 5: Caldeira do Tipo Lancaster.....	34
Figura 6: Caldeira do Tipo Aquotubular Vertical	35
Figura 7: Purgador Termodinâmico de Fluxo Simples	39
Figura 8: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado	40
Figura 9: Purgador Termodinâmico de Base e Disco Incorporado	40
Figura 10: Purgador do Tipo Bóia	41
Figura 11: Purgador do Tipo Balde Invertido	42
Figura 12: Purgador do Tipo Balde Invertido	42
Figura 13: Purgador Termostático de Pressão Balanceada	43
Figura 14: Purgador do Tipo Bimetálico	44
Figura 15: Purgador Eletrônico	45
Figura 16: Medidor de Vazão Vortex	60
Figura 17: Placa de Identificação da Caldeira.....	61
Figura 18: Temperatura do Isolamento Medido.....	66
Figura 19: Medidor de Temperatura do Tipo Infravermelho	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Calor Específico de Materiais	20
Tabela 2: Tabela de Poder Calorífico de Materiais	22
Tabela 3: Tabela de Poder Calorífico de outros Materiais	22
Tabela 4: Condutividade Térmica do Material.....	26
Tabela 5: Condutividade Térmica do Material.....	26
Tabela 6: Valor do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção	29
Tabela 7: Condutibilidade Térmica de Materiais	48
Tabela 8: Gráfico de Moody-Roose	55
Tabela 9: Interpolação da Densidade	62
Tabela 10: Interpolação da Viscosidade Cinemática	62
Tabela 11: Cálculo da Perda de Produção de Vapor/h	64
Tabela 12: Perda de Carga em Reais	65
Tabela 13: Cálculo da Perda Anual de Vapor	66
Tabela 14: Interpolação do Número de Prandtl.....	68
Tabela 15: Interpolação da Viscosidade Cinemática	68
Tabela 16: Cálculo da Perda pelo Isolamento em Reais	70
Tabela 17: Cálculo da Perda pelo Isolamento em Reais/ano	70
Tabela 18: Gráfico de escolha de Vazão de Purgadores	71
Tabela 19: Cálculo da Perda em Reais do Purgador	71
Tabela 20: Perda do Purgador em Reais/ano.....	72
Tabela 21: Somatório das Perdas em Reais/ano.....	72
Tabela 22: Cálculo da Perda de Produção de Vapor/h após a Substituição	73
Tabela 23: Perda de Carga em Reais após Substituição.....	74
Tabela 24: Cálculo da Perda Anual de Vapor após Substituição	74

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Equação de Transferência de Calor por Condução	25
Equação 2: Equação de Transferência de Calor por Convecção	27
Equação 3: Equação de Transferência de Calor por Radiação	30
Equação 4: Taxa total de Transferência de Calor	30
Equação 5: Equação do Rendimento de Maneira Geral	49
Equação 6: Equação Eficiência pelo Método Direto	49
Equação 7: Equação Eficiência pelo Método Indireto	50
Equação 8: Equação da Perda por Radiação e Convecção	50
Equação 9: Equação de Perdas pela Chaminé	51
Equação 10: Equação de Perdas Associadas as Cinzas	51
Equação 11: Perdas Associadas ao Combustível	52
Equação 12: Equação de Perdas por Purgas	52
Equação 13: Equação da Área	53
Equação 14: Equação da Vazão	54
Equação 15: Equação de Reynolds	54
Equação 16: Equação da Rugosidade Relativa	54
Equação 17: Equação da Perda de Carga Tubulação Reta	56
Equação 18: Equação da Perda de Carga nas Curvas de 90°	56
Equação 19: Equação da Perda de Carga nas Curvas de 45°	56
Equação 20: Equação da Perda de Carga Total em toda a Seção da Rede	56
Equação 21: Cálculo do Fluxo de Calor por Convecção	57
Equação 22: Equação da Temperatura de Filme	57
Equação 23: Equação do Coeficiente de Expansão Volumétrica	57
Equação 24: Equação de Grashof	57
Equação 25: Equação de Rayleigh	58
Equação 26: Equação de Nusselt	58
Equação 27: Equação do coeficiente de Película	58
Equação 28: Equação de Perdas por Purgadores	59

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	15
1 OBJETIVOS	15
1.1 Objetivo Geral.....	15
1.1.2 Objetivos Específicos	15
1.2 JUSTIFICATIVA.....	16
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	17
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA	19
2.2 DEFINIÇÃO DE CALOR E TEMPERATURA.....	19
2.2.1 Calor Específico	20
2.2.2 Calor Sensível	20
2.2.3 Calor Latente	21
2.2.4 Poder Calorífico	21
2.3 MÉTODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	23
2.3.1 Transferência de Calor por Condução	23
2.3.1.1 Condutividade Térmica do Material	25
2.3.2 Transferência de Calor por Convecção	27
2.3.2.1 Convecção Forçada	28
2.3.2.2 Convecção Natural	28
2.3.2.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção.....	29
2.3.3 Transferência de Calor por Radiação.....	29
2.4 TIPOS DE CALDEIRAS	30
2.4.1 CALDEIRA FLAMOTUBULAR.....	30
2.4.1.1 Caldeira Vertical	31
2.4.1.2 Caldeira Horizontal	32
2.4.1.3 Caldeira Cornuália	32
2.4.1.4 Caldeira Lancaster.....	33
2.4.2 CALDEIRAS AQUOTUBULAR	34
2.5 RUGOSIDADE.....	35
2.5.1 Classificação das Perdas de Carga	36

2.5.1.1 Perda de Carga Distribuída.....	36
2.5.1.2 Perda de Carga Locais ou Singularidades.....	36
2.6 PERDAS DE CARGAS EM TUBULAÇÕES	36
2.7 PURGADORES	38
2.8 TIPOS DE PURGADORES.....	39
2.8.1 Purgadores Termodinâmicos	39
2.8.1.1 Purgador Termodinâmico (Fluxo Simples).....	39
2.8.1.2 Purgador Termodinâmico de Fluxo distribuído com Filtro Incorporado.....	39
2.8.2 Purgadores Tipo Bóia.....	41
2.8.3 Purgador de Balde Invertido.....	42
2.8.4 Purgadores Termostáticos	43
2.8.4.1 Purgador Termostático de Pressão Balanceada	43
2.8.4.2 Purgador Termostático Bimetálico	44
2.8.5 Purgador Eletrônico	45
2.9 DIMENSIONAMENTO DE PURGADORES	46
2.10 ISOLAMENTO TÉRMICO	46
2.11 DIMENSIONAMENTO DAS PERDAS NOS GERADORES DE VAPOR	49
2.11.1 Análise Pelo Método Direto	49
2.11.2 Análise Pelo Método Indireto	50
2.11.2.1 Perdas por Radiação e Convecção	50
2.11.2.1.2 Perdas devido aos Gases Secos no Chaminé	51
2.11.2.1.3 Perdas associadas à Temperatura das Cinzas.....	51
2.11.2.1.4 Perdas associadas ao Combustível não convertido presente nas Cinzas.....	51
2.11.2.1.5 Perdas por Purgas	52
3 METODOLOGIA	53
3.1 MATERIAIS	53
3.2 MÉTODOS.....	53
3.2.1 Dimensionamento das perdas na Tubulação do Vapor Fornecido	53
3.2.2 Perda de carga na secção de Tubulação Reta.....	56
3.2.3 Perda de carga nas Curvas de 45° e 90°	56
3.2.4 Perdas de Carga Total das Seções Retas e Singularidades.....	56
3.2.5 Cálculo da perda do Fluxo de Calor pelo Isolamento Térmico	57
3.2.6 Perdas por Purgadores	58

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	75
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	77
ANEXOS	79
Anexo1: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado	79
Anexo 2: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado	80
Anexo 3: Medidor de Vazão Vortex.....	81
Anexo 4: Purgador do Tipo Balde Invertido Série 800-813, Armstrong	82
Anexo 5: Purgador Termodinamico Modelo CD-33, Armstrong	83
Anexo 6: Tabela de Tubos Schedule 40	84
Anexo 7: Termômetro Digital Infravermelho	85
Anexo 8: Tabela de Propriedades da Água em Função da Temperatura.....	86
Anexo 9: Tabela de Propriedades da Água em função da Temperatura	87
Anexo 10: Tabela de Propriedades da Água em função da Pressão	88
Anexo 11: Tabela de Propriedades da Água em função da Pressão	89
Anexo 12: Tabela da Propriedades do Ar.....	90
Anexo 13: Tabela de Propriedades do Vapor d'água	91
Anexo 14: Tabela de Propriedades do Vapor d'água	92
Anexo 15: Tabela de Conversão de Unidades.....	93
Anexo 16: Tabela de Conversão de Unidades.....	94

1 INTRODUÇÃO

A utilização de calor a temperaturas relativamente baixas em diversos setores industriais é essencial nos principais processos de fabricação, como desidratação de produtos, secagem, cozimento, produção de reações químicas e esterilização microbiológica. Isto se refere as indústrias de alimentos e bebidas, papel e celulose, têxtil, química, farmacêutica e de boa parte das agroindústrias.

Sua ausência, sem o aporte de energia térmica em quantidades generosas e com alta qualidade não existiria a sociedade moderna, com seu padrão de vida e seus altos níveis de consumo de bens e serviços. De um modo quase absoluto, estes fluxos de calor são conseguidos a partir de sistemas de vapor. O uso de vapor de água como vetor de transporte de energia térmica traz grandes vantagens, que explicam sua grande disseminação, pois a água é uma substância facilmente disponível, pouco agressiva quimicamente e com grande capacidade de transportar energia (NOGUEIRA, 2005).

Podem existir várias formas de aplicações de uso final para o vapor, incluindo aplicações em processos de aquecimento, movimentação mecânica, produção de reações químicas, limpeza e esterilização. Os equipamentos mais comuns de sistema de uso final de vapor são: trocadores de calor, turbinas, torres de fracionamento e tanques de reação química (ROCHA, *et al* 2005).

1 OBJETIVOS

1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem por objetivo analisar a perda de carga em uma rede de vapor, de uma indústria alimentícia da cidade de Toledo-Paraná.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar a perda de carga da tubulação de vapor devido a longa distância e suas conexões presentes na rede até o local de consumo (fábrica de empanados);
- Determinar o fluxo de calor perdido através do isolamento térmico da tubulação;
- Determinar as perdas financeira.

1.2 JUSTIFICATIVA

Diante de um grande crescimento e de uma necessidade de melhor aproveitamento da energia nos processos industriais, visando a redução dos custos envolvidos na produção e uma diminuição do impacto ambiental causados pela geração da energia utilizada, vários são os fatores que podem ser atacados para que este desejo seja alcançado.

Pode-se presumir que ocorrem grandes perdas de carga e de calor, durante o deslocamento do vapor da caldeira até a planta, que se encontra a uma distância considerável, assim consequentemente necessitando de uma maior quantidade de combustível consumida pela caldeira, para poder compensar as perdas que a tubulação ocasiona ao sistema (MICHELS, *et al* 2013).

Devido ao intenso uso de combustíveis para produção de energia térmica em geradores de vapor, é normal que ocorram diversas perdas nestes processos. No entanto, estas perdas podem ser reduzidas, potencializando-se a transferência de energia pelos combustíveis para o processo por meio do vapor, analisando-se ponto a ponto o processo através da verificação da eficiência térmica do sistema, diagnosticando os principais pontos de perdas (AGUIAR, 2014).

Segundo Marques, *et al* (2006), a eficiência dos geradores de vapor é nada mais que a relação entre o calor útil fornecido ao processo pelo combustível, sendo esta eficiência calculada de duas maneiras distintas, através do método direto e o indireto. O método direto avalia de maneira direta a quantidade de energia produzida na forma de vapor pela quantidade de energia fornecida pelo combustível, estabelecendo uma relação única de eficiência.

Já no método indireto se utiliza a análise das principais perdas do gerador para obter o valor da eficiência. Neste método utiliza-se as perdas pela chaminé, por radiação e convecção, por purgas, associadas à temperatura das cinzas e também do combustível não convertido presente nas cinzas, sendo assim, possibilitando a identificação dos principais pontos de perda, os quais devem receber maior atenção nas instalações, afim de, reduzir ao mínimo as perdas.

Este trabalho tem por objetivo a análise e dimensionamento da tubulação responsável pelo transporte de vapor de uma caldeira até a planta da indústria de empanados, que irá consumi-la em seus processos produtivos. Entende-se que o estudo e

sua eventual aplicação de possível instalação de uma mini caldeira poderá gerar ganhos produtividade na geração de vapor, conseqüentemente, redução dos custos e emissões de poluentes gerados devido ao menor consumo de combustível pela caldeira.

Foi realizado um levantamento pela CNI (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA, ELETROBRÁS e PROCEL INDÚSTRIA, 2009), em 13 setores industriais, no qual, apontou 82% das oportunidades de economia de energia estão nos processos, podemos verificar a importância de uma regulação correta e da avaliação das perdas nos sistemas de geração de vapor.

Partindo deste pressuposto pode-se identificar uma oportunidade de melhoria obtido pela análise da perda de carga na tubulação usada no transporte de vapor entre a caldeira e a planta de uma indústria de empanados de Toledo -Paraná.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

A distância da tubulação de vapor de 815 metros entre a fonte geradora até o local de consumo, gera perdas e custo para a empresa?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Durante a análise obtivemos grande dificuldade em entender o funcionamento da distribuição do vapor na unidade de Toledo-Paraná. Pois são quatro unidades de caldeiras que produzem o vapor saturado, cada uma possuindo características específicas, como exemplo: temperatura de entrada da água nos tubulões, temperatura dos gases de saída da chaminé, vazão de vapor, em fim várias características que cada unidade tem de parâmetro para o seu funcionamento. Algumas possuem o sistema do retorno de condensado, em outras possuem o sistema de pré-aquecimento da água, assim necessitando de medições e inspeções específicas em determinados pontos a pontos, onde que demandaria de mão-de-obra terceirizada para a execução das medições para o estudo das perdas anterior do sistema do coletor de vapor, neste caso as caldeiras.

O processo de distribuição consiste em um coletor de vapor, onde este não pode se obter o volume interno, dificultando a análise de todo o processo como um todo. Devido a estes empecilhos, o estudo irá contemplar a parcela das perdas a partir do sistema de coletor do vapor até o local de consumo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Inserindo calor à água conseguimos variar a sua entalpia (quantidade de energia por kg de massa) e seu estado físico. A medida que vamos aquecermos a água, mais aumentaremos sua temperatura e, conseqüentemente, sua densidade diminuirá, tornando-a mais “leve”. A partir deste calor adicionado ao líquido, suas moléculas vão adquirindo energia até conseguirem vencer às forças que as mantêm ligadas (na forma líquida). A rapidez da formação do vapor será tal qual for a intensidade do calor fornecido. A pureza da água e a pressão absoluta exercida sobre ela são os fatores que irão impor a temperatura na qual se produz a ebulição, assim, quanto menor for a pressão, menor será a temperatura de ebulição da água (ZANELLA JUNIOR, 2013).

Quando cedermos calor para a água, sua temperatura aumenta até atingir um determinado valor. A partir de certa temperatura, a água não tem mais como se manter no estado líquido. Isto corresponde ao ponto de ebulição, ou seja, qualquer aumento de calor fará com que parte desta água ferva se transformando em vapor. De modo simples, pode-se dizer que vapor nada mais é que a união do elemento químico água com o elemento físico energia ou calor (SARCO, 2005).

Segundo Russel (1994), a energia necessária para mudança de estado físico de um líquido, está diretamente ligado a duas variáveis principais, sendo temperatura e pressão. Quanto maior for a temperatura do líquido, maior será a energia utilizada para a mudança de estado físico, no entanto a pressão age ao contrário a temperatura no processo de mudança de estado físico. Sendo que, a uma maior pressão, ocorrerá um aumento nas forças intermoleculares do líquido, provocando a necessidade de maior quantidade de energia para mudança de seu estado físico, tendo como consequência a liberação de maior energia na mudança de estado físico inverso, ou seja, na passagem do estado gasoso para o líquido.

Os geradores de vapor ou caldeiras pode ser definido como equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior a atmosférica. Sendo assim, a água vaporizada a temperaturas superiores à temperatura de vaporização a pressão atmosférica, apresenta conseqüentemente maior armazenagem de energia em menores quantidades de massa de água, possibilitando maior eficiência no transporte e transferência de calor a diferentes usos que utilizam energia térmica em seus processos (MARQUES, *et al* 2006).

Com todos os aperfeiçoamentos e as intensificações de mudança da produção industrial, a caldeira ocupa um papel muito importante pois, fornece vapor a muitas atividades dentro do setor, não só para movimentar máquinas mas também para limpeza, aquecimento, e participação direta no processo produtivo, como matéria-prima. Assim como as indústrias, outras empresas também a utilizam, cada vez mais vapor gerado pelas caldeiras, como por exemplo: restaurantes, hotéis, hospitais, frigoríficos, motéis, indústrias têxteis (ZANELLA JUNIOR, 2013).

Caldeira nada mais é que, um trocador de calor, trabalhando com pressão superior à pressão atmosférica, produz vapor, a partir da energia térmica fornecida por uma fonte qualquer, as mais comuns são as de cavaco de madeira e lenha. É constituída por diversos equipamentos integrados, para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível e maior segurança (ZANELLA JUNIOR, 2013).

Geradores de vapor de grande proporção são constituídos de uma série de componentes, de maneira a constituírem um aparelho bastante complexo, principalmente quando destinados a queima de combustível sólidos que incluem super-aquecedores, economizadores, pré-aquecedores de ar, captadores de fuligem, extratores mecânicos de cinza, dentre outros. Nos equipamentos de unidades menores destinadas a gerar vapor em pequenas e médias indústrias dispensam quase a totalidade dos componentes citados anteriormente (ZANELLA JUNIOR, 2013).

2.1 CONCEITOS DE TERMODINÂMICA

A Termodinâmica é uma área da física que trata da relação entre o calor e as diversas formas de energia. Esta energia pode ser transferida através das interações entre o sistema e as suas proximidades.

2.2 DEFINIÇÃO DE CALOR E TEMPERATURA

Segundo (VIANA, *et al* 2012), podemos dizer que a temperatura de um corpo é dada pela energia cinética média de suas moléculas. Dizendo em outra maneira Temperatura é a grandeza física associada ao estado de movimento ou à agitação das partículas que constitui os corpos. Calor é definido como sendo energia térmica em

trânsito e que flui de um corpo para outro em razão da diferença de temperatura existente entre eles.

2.2.1 Calor Específico

Definido pela quantidade de calor necessário fornecer à unidade de massa de uma substância para elevar a sua temperatura em um grau (1°C), se expressa em calorias por grama e por grau. Isso se reflete na capacidade de um determinado corpo de receber ou rejeitar calor, ou melhor, é a característica de cada material no que diz respeito a sua capacidade de absorver ou rejeitar calor, (VIANA, *et al* 2012).

A Tabela 1 demonstra o calor específico de algumas substâncias.

Calor específico de algumas substâncias	
SUBSTÂNCIA	CALOR ESPECÍFICO (cal/g $^{\circ}\text{C}$)
Água	1,00
Álcool	0,6
Carbono	0,12
Hidrogênio	3,4
Madeira	0,42

Tabela 1: Calor Específico de Materiais

(Fonte: Eficiência Energética Fundamentos e aplicações, 2012)

2.2.2 Calor Sensível

Segundo (VIANA, *et al* 2012), define a quantidade de calor que uma unidade de massa precisa perder ou ganhar afim de que aconteça uma redução ou elevação de uma unidade de temperatura, no entanto sem alterar sua estrutura. Dessa maneira, se o corpo é sólido, continua sólido, se é líquido continua líquido e, se é gasoso, continua gasoso. É dito sensível, pois seu efeito pode ser “sentido”.

2.2.3 Calor Latente

Ao contrário do calor sensível, é aquele que é removido ou adicionado a um corpo sem causar mudança de temperatura, mas causando mudança de fase, quer dizer, é a grandeza física que estabelece a quantidade de calor que uma unidade de massa de determinada substância deve receber para mudar de estado físico mantendo a temperatura constante.

2.2.4 Poder Calorífico

O poder calorífico corresponde a quantidade de calor liberado na combustão de uma unidade de massa de um combustível, podendo ainda ser classificado como inferior e superior. O poder calorífico mostra que tipo de substância pode liberar maior quantidade de energia (calor) durante sua combustão. Esse processo de combustão não é necessariamente a aplicação de fogo, também pode ser a dissociação química no processo de calor latente (mudança de estado físico de determinado material).

Para conseguir o poder calorífico superior e inferior, deve-se entender que, no processo de vaporização da água, a temperatura permanece constante até que toda a água seja transformada em vapor. No começo dessa formação, a razão entre a massa de vapor e a massa total da mistura é igual a zero, pois ainda não há massa de vapor formado. Essa razão varia gradualmente de zero até um. Assim que toda a água é transformada em vapor, a razão entre a massa de vapor e a massa total da mistura será igual a um, dando origem ao vapor saturado.

No cálculo do poder calorífico superior, inclui-se a energia que pode ser aproveitada do combustível por meio do calor latente de vaporização da água. No cálculo do poder calorífico inferior, a massa de água do calor latente de vaporização é desconsiderada, resultando em um valor realista do calor disponível após o processo de combustão (VIANA, *et al* 2012).

As Tabela 2 e 3, demonstra alguns desses valores dos combustíveis.

Tabela 2: Tabela de Poder Calorífico de Materiais

Energético	Poder Calorífico Inferior (BEESP) kcal/kg	Poder Calorífico Superior (BEN) kcal/kg	Massa Específica kg/m³
Óleo diesel	42613	45000	851
Óleo combustível	39964	45627	999
Gasolina	44187	47009	738
GLP	46155	49186	552
Querosene	43518	46423	787
Coque carvão mineral	28883	30558	-
Lixívia	-	12684	2100
Carvão vegetal	25597	28465	250
Álcool anidro	26790	29679	791
Álcool hidratado	24907	27837	809
Lenha [1]	10591	13814	390
Bagaço de cana [2]	7439	9448	-
Gás de refinaria [3]	34627	36837	780
Gás natural [3]	35807	39348	-
Gás canalizado [3]	17707	19674	-
Gás Coqueria [3]	18418	18837	-

(1) Lenha com 25% de umidade, (2) Bagaço com 50% de umidade, (3) kcal/m³

(Fonte: Eficiência Energética Fundamentos e aplicações, 2012)

Tabela 3: Tabela de Poder Calorífico de outros Materiais

Poder calorífico de alguns outros combustíveis também na unidade kJ		
COMBUSTÍVEL	PODER CALORÍFICO	PC (kJ)
Álcool de cana	5500 kcal/l	23012
Bagaço de cana (50% água)	3200 kcal/kg	13388
Bagaço de cana (20% água)	18000 kcal/kg	75312
Bambu (10% água)	3700 kcal/kg	15480
Carvão vegetal	7500 kcal/kg	31380
Casca de árvore	2200 kcal/kg	9204
Gás de biodigestor (biogás)	5000 kcal/kg³	20920
Gás de coqueira	4300 kcal/kg³	17991
Gás de gasogênio	1260 kcal/kg³	5271
Gás GLP (50%)	10800 kcal/kg	45187
Gás natural	8600 kcal/kg³	35982
Lascas de madeira	3300 kcal/kg	13807
Lenha (40% água)	2400 kcal/kg	10041
Madeira de caixotes	3800 kcal/kg	15899
Óleo combustível 1A	9800 kcal/kg	41003
Óleo de soja	8125 kcal/l	33995
Óleo diesel	8620 kcal/l	36066

(Fonte: Eficiência Energética Fundamentos e aplicações, 2012)

2.3 MÉTODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

É o processo pelo qual a energia é transferida, conhecido como transferência de calor. O ramo que trata da relação entre o calor e as outras formas de energia é a termodinâmica (KREITH, *et al* 1992).

No processo de análise termodinâmica, se preocupa com a quantidade de calor transferido quando um sistema passa de um estado de equilíbrio para outro sem fazer nenhuma referência quanto ao tempo terá de duração este processo. Esta ciência se preocupa com a determinação das taxas de tais transferências de energia é a transferência de calor (ÇENGEL, *et al* 2011).

Segundo (ÇENGEL, *et al* 2011), a transferência de energia como calor é sempre do meio de maior temperatura para o de menor temperatura e termina quando os dois meios atingem a mesma temperatura. Define o calor sendo energia térmica em trânsito, que flui de um corpo para outro em consequência da diferença de temperatura existente entre eles. A seguir, serão abordadas algumas formas do calor fluir de um corpo a outro.

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência de uma diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura.

As leis da termodinâmica estabelecem o ambiente de trabalho na ciência da transferência de calor, primeira e segunda lei. A primeira lei determina que a taxa de transferência de energia deve ser igual à taxa de crescimento da sua energia, a segunda lei estabelece que o calor deve ser transferido na direção da menor temperatura (ÇENGEL, *et al* 2011).

2.3.1 Transferência de Calor por Condução

Para (ÇENGEL, *et al* 2011) o calor é definido como o processo pelo qual a energia é transferida de uma região de alta temperatura para outra de temperatura mais baixa dentro de um meio (sólido, líquido ou gasoso) ou entre meios diferentes em contato, ou seja, é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para as vizinhas menos energéticas como resultado da interação entre elas.

Em líquidos e gases, a condução deve-se as colisões e difusão das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos é devido a combinação das vibrações das moléculas em uma rede e a energia é transportada por elétrons livres.

Ainda (ÇENGEL, *et al* 2011) diz que a taxa de condução de calor através de um meio depende da sua forma, de sua espessura, do meio, ou seja, do tipo de material e da diferença de temperatura a que o meio está submetido. Um exemplo bem típico é um tanque de água quente envolvido com lã de vidro (material térmico), este isolamento diminui sua taxa de perda de calor, quanto maior for isolamento térmico menor será a perda de calor, conjuntamente com a condutividade térmica do material.

Esse tipo de transferência ocorre, por exemplo, quando alguém segura uma barra de ferro no fogo. Logo a pessoa que está segurando a barra notará o aumento de temperatura, figura 1.

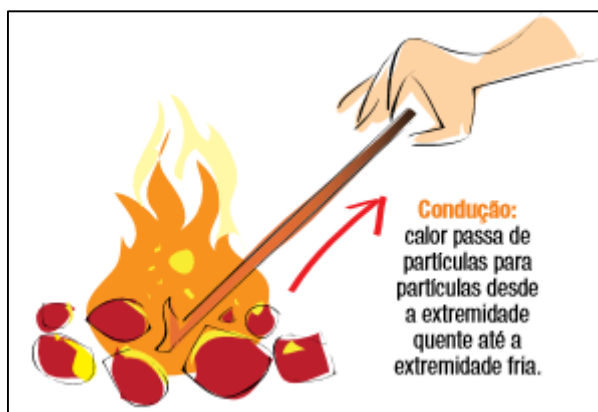


Figura 1: Exemplo de Transferência de Calor por Condução

(Fonte: Manual Elektro de Eficiência Energética)

Experimentos têm mostrado que a taxa de transferência de calor Q através da parede é dobrada quando a diferença de temperatura (ΔT) ou a área (A) normal a direção da transferência de calor é dobrada, mas é reduzida a metade quando a espessura da parede é dobrada.

Assim, a taxa de condução de calor através de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura através da camada e a área de transferência de calor, e é inversamente proporcional à espessura da camada. Sendo definida por Çengel pela equação 1:

(1)

$$Q_{\text{Cond}} = -k \times A \times (T_1 - T_2) \times L$$

Onde:

Q_{Cond} = Taxa de condução de calor em (W)

k = Condutividade térmica do material (W/m.K)

A = Área (m²)

T_1 = Temperatura inicial (K)

T_2 = Temperatura final (K)

L = Espessura (m)

2.3.1.1 Condutividade Térmica do Material

Os materiais apresentam características diferentes uns dos outros por isso, cada material possui um modo de armazenamento de energia distintos expressada pelo calor específico(cp). A condutividade térmica(k) de um material é a medida da capacidade do material conduzir calor. A taxa de transferência de calor por condução sob condições permanentes também pode ser expressada como uma equação que define a condutividade térmica. Assim a condutividade térmica de um dado material pode ser definida como a taxa de transferência de calor através de uma unidade de comprimento de dado material por unidade de área por unidade de diferença de temperatura sendo expressado também pela equação 1. Um alto valor de condutividade indica que o material é bom condutor de calor, enquanto um valor baixo indica que o material é um mal condutor de calor ou um isolante (ÇENGEL, *et al* 2011).

As condutividades térmicas dos materiais podem ser facilmente encontradas por tabelas, como vemos a seguir na Tabela 4 e 5:

Tabela 4: Condutividade Térmica do Material

MATERIAL	CONDUTIVIDADE TÉRMICA [W/(m.K)]
PRATA	426
COBRE	398
ALUMÍNIO	237
TUNGSTÊNIO	178
FERRO	80,3
VIDRO	0,72 - 0,86
ÁGUA	0,61
TIJOLO	0,4 - 0,8
MADEIRA (PINHO)	0,11 - 0,14
FIBRA DE VIDRO	0,046
ESPUMA DE POLIESTIRENO	0,033
AR	0,026
ESPUMA DE POLIURETANO	0,02

(Fonte: Reddo, 2008)

Tabela 5: Condutividade Térmica do Material

Condutividade térmica de alguns materiais em temperatura ambiente	
Material	k, W/m.K
Diamante	2.300
Prata	429
Cobre	401
Ouro	317
Alumínio	237
Ferro	80,2
Mercúrio (l)	8,54
Vidro	0,78
Tijolo	0,72
Água (l)	0,607
Pele humana	0,37
Madeira (carvalho)	0,17
Hélio (g)	0,152
Borracha macia	0,13
Fibra de vidro	0,043
Ar (g)	0,026
Uretano, espuma rígida	0,026

(Fonte: Çengel, 2011)

2.3.2 Transferência de Calor por Convecção

Segundo (Çengel 2009) convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e uma líquida ou um gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto mais rápido o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de qualquer movimento de uma massa de fluido, a transferência de calor entre uma superfície sólida e o fluido adjacente é por pura condução.

A convecção é um processo de transporte de energia pela ação combinada da condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. Esta é classificada de acordo com o modo de motivação do fluido (OLIVEIRA, *et al* 2006).

A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido, isso quando nos referimos a convecção forçada, ou seja, isso ocorre quando o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, tais como um ventilador, bomba ou o vento atmosféricos (INCROPERA, *et al*, 2007).

Em contrapartida, a convecção é chamada de convecção natural se o movimento do fluido é causado por forças de empuxo que são induzidas por diferenças de densidade, devidas à variação da temperatura no fluido (INCROPERA, *et al*, 2007).

Apesar da sua complexidade, observa-se que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura, e sendo convenientemente expressa pela lei de Newton do resfriamento na equação 2:

$$Q_{\text{Conv}} = h \times A_s \times (T_s - T_{\infty}) \quad (2)$$

Onde:

Q_{Conv} = Taxa de transferência de calor por convecção (W)

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m²°C)

A_s = Área superficial (m²)

T_s = Temperatura da superfície (°C)

T_{∞} = Temperatura do fluido suficientemente longe da superfície (°C)

2.3.2.1 Convecção Forçada

Segundo (OLIVEIRA, *et al* 2006), define convecção forçada quando o movimento é causado por um agente externo, como uma bomba ou um ventilador, tem-se a convecção forçada. Situações como o resfriamento de um radiador de automóvel, pelo ar soprado por um ventilador, são exemplos de como ocorre a convecção forçada.

2.3.2.2 Convecção Natural

A transmissão de calor por convecção natural ocorre sempre quando um corpo é colocado num fluido a uma temperatura maior ou menor do que a de seu próprio corpo. Em consequência da diferença de temperatura, o calor flui entre o fluido e o corpo e causa uma variação de densidade nas camadas fluidas situadas nas vizinhanças da superfície. A diferença de densidade induz um escoamento descendente do fluido mais pesado e ascendente do fluido mais leve, este sistema de transmissão de calor é chamado de convecção natural ou livre. O movimento do ar no deserto num dia calmo, nas paredes de um edifício e no corpo humano estacionário numa atmosfera calma, pode ser exemplos de convecção natural (OLIVEIRA, *et al* 2006).

Um exemplo bastante conhecido de convecção natural é o aquecimento de água em uma panela doméstica. Neste caso, o movimento das moléculas de água pode ser observado visualmente, como demonstrado na figura 2.

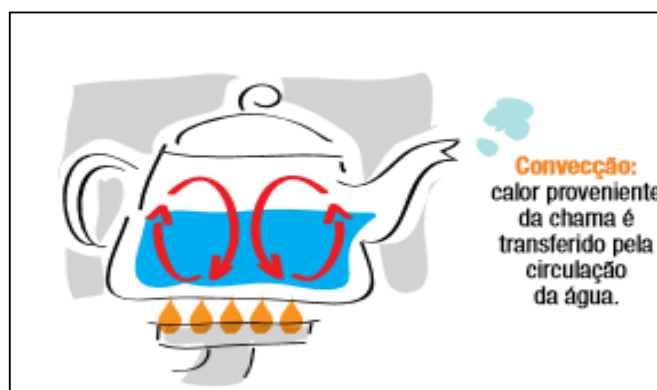


Figura 2: Exemplo de Transferência de Calor dentro de uma Chaleira

(Fonte: Manual Elektro de Eficiência Energética)

2.3.2.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

O coeficiente de transferência de calor por convecção h não é uma propriedade do fluido. É um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende de todas as variáveis que influenciam a convecção, ou seja, depende das condições da camada limite nas quais são influenciadas por sua geometria da superfície, pela natureza de escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido (INCROPERA, *et al*, 2007). Valores típicos de h são apresentados na tabela 6.

Tabela 6: Valor do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção

Tipo de convecção	h, W/m² · °C
Convecção livre de gases	2–25
Convecção livre de líquidos	10–1000
Convecção forçada de gases	25–250
Convecção forçada de líquidos	50–20000
Ebulição e condensação	2500–100000

(Fonte: Çengel, 2009)

2.3.3 Transferência de Calor por Radiação

Radiação é a energia emitida por toda a matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas, que se encontra a uma temperatura diferente de nula. As emissões podem ser para materiais sólidos, líquidos e gasosos, independente da forma da matéria, essas emissões podem ser atribuídas a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que a constituem. A transferência de energia por condução e convecção, requer uma presença de um meio material, ao contrario na radiação que não necessita. A transferência de calor por radiação não sofre atenuação no vácuo, sendo mais eficiente. Essa é a forma como a energia do sol atinge a terra (INCROPERA, *et al*, 2007).

Incropera 2007, define que quando uma superfície de emissividade ε e área superficial A_s a uma temperatura termodinâmica T_s é completamente delimitada por uma

superfície muito maior a uma temperatura termodinâmica separada por um gás, que não intervêm na radiação, a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre essas duas superfícies é dada pela equação 03.

(3)

$$Q_{\text{Rad}} = \varepsilon \times \sigma \times A_S \times (T_S^4 - T_{\text{Viz}}^4)$$

Onde:

Q_{Rad} = Taxa de transferência de calor por radiação (Watts)

ε = Emissividade da superfície (W/m²°C)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann

A_S = Área superficial (m²)

T_S = Temperatura da superfície (K)

T_{Viz} = Temperatura da vizinhança (K)

Sendo a taxa total de transferência de calor a partir de sua superfície, sendo o somatório da taxa de convecção e radiação, expressada pela equação 4:

(4)

$$Q = \varepsilon \times \sigma \times A_S \times (T_S^4 - T_{\text{Viz}}^4) + h \times A_S \times (T_S - T_{\infty})$$

2.4 TIPOS DE CALDEIRAS

Segundo Bizzo (2003), podemos classificar as caldeiras basicamente em dois tipos: caldeira flamotubular, e caldeira aquatubular.

2.4.1 CALDEIRA FLAMOTUBULAR

O primeiro tipo de caldeira a ser construída. É também chamada de tubo-de-fogo, tubo-de-fumaça ou pirotubular, devido dos gases quentes provenientes da combustão que circulam no interior dos tubos em um ou mais passes, ficando a água por fora dos mesmos. Tipo de caldeira mais simples, muito usada em locomotivas e navios, mesmo com o aparecimento de caldeiras mais modernas, este tipo ainda continua em uso. Posteriormente, com alguns aperfeiçoamentos, passou a chamar-se caldeira escocesa. (ZANELLA JUNIOR, 2013).

Para Bizzo (2003), as caldeiras flamotubulares representam a maioria das caldeiras, pois são utilizadas para pequenas capacidades de produção de vapor (da ordem de até 10 ton/h) e baixas pressões (até 10 bar), chegando algumas vezes a 15 ou 20 bar. Dentre as caldeiras do tipo flamotubular podemos ainda dividir em caldeiras horizontais e verticais.

2.4.1.1 Caldeira Vertical

Pode ser com fornalha interna ou externa, é do tipo monobloco, constituída por corpo cilíndrico fechado e nas extremidades por placas planas (espelhos). Os gases de combustão sobem através de tubos, aquecendo e vaporizando a água que se encontra externamente aos mesmos.

Este tipo de caldeira possui as mesmas características da caldeira horizontal multitubular. A diferença é o método de como os tubos são alocados internamente, neste os tubos ficam verticalmente dentro do cilindro e a fornalha interna fica no corpo do cilindro. Os gases resultantes da queima na fornalha sobem pelos tubos e aquecem a água que se encontra por fora dos mesmos como mostra a figura 1 (NOGUEIRA, 2005).

Inúmeras são as suas aplicações por ser fácil transporte e por possuir pequeno espaço físico quando na configuração de fornalha externa, exigindo pequenas fundações, e não requer grande quantidade de vapor, mas alta pressão. Porém é de baixa capacidade e baixo rendimento térmico. São construídas de 2 até 30m² com pressão máxima de 10 (kg/2), sua capacidade específica de 15 a 16 kg de vapor por m² de superfície de aquecimento. Sua grande vantagem é, possuir seu interior bastante acessível facilitando a limpeza, fornecendo um maior rendimento no tipo de fornalha interna. As caldeiras com fornalhas externas, são muito aplicadas quando se tem combustíveis de baixo teor calorífico (MARTINELLI JUNIOR, 2003).

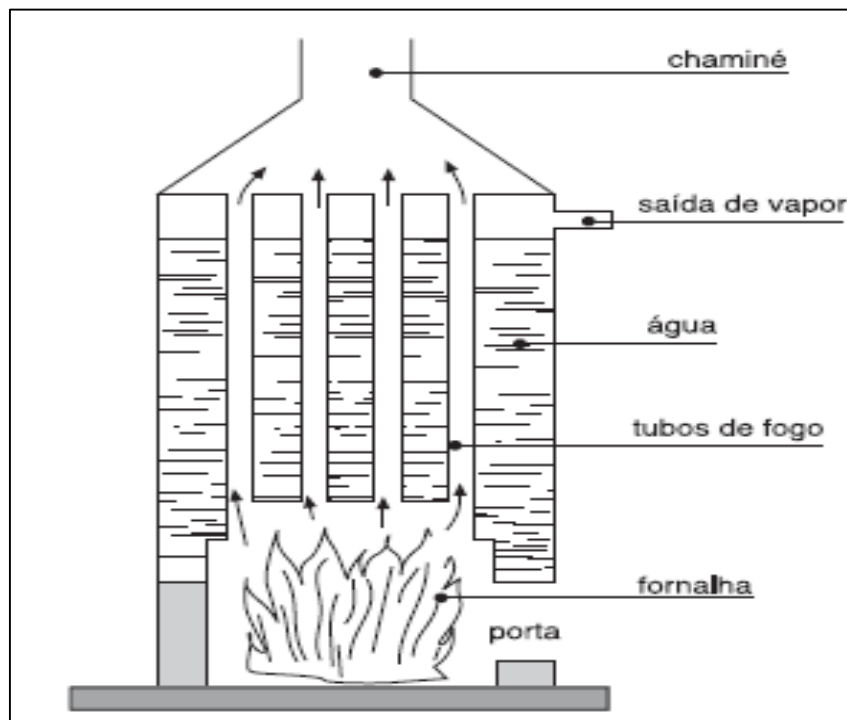


Figura 3: Caldeira Flamotubular Vertical
(Fonte Eficiência Energética no Uso de Vapor, 2005).

2.4.1.2 Caldeira Horizontal

Podem possuir fornalha interna ou externa. Faz-se aqui uma descrição de alguns exemplos dos diversos tipos de Caldeiras Horizontais.

2.4.1.3 Caldeira Cornuália

Seu funcionamento é simples, constituída por uma tubulação colocado inteiramente no sentido, por onde circulam os gases provenientes da combustão, assim transmitindo calor gerado para a água, que o circunda, por contato de sua superfície externa (figura 2). Geralmente são de grandes dimensões, em torno de 100m^2 , seu rendimento térmico é baixo e, devido a sua grande dimensão, sua pressão máxima é limitada à 10 kg/cm^2 . Sua capacidade específica varia de 12 a 14 kg de vapor por m^2 de superfície (ZANELLA JUNIOR, 2013).

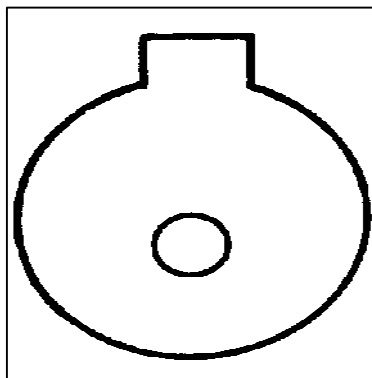


Figura 4: Caldeira do Tipo Cornuália

(Fonte: <http://www.eliseuzanellajunior.com>)

2.4.1.4 Caldeira Lancaster

Conhecida também como Caldeira Lancashire, esta é uma evolução da caldeira mencionada anteriormente, possuindo dois, três ou até quatro tubos internos conhecido como tubulões, alcançando superfície de aquecimento entre 120 a 140m². Alguns tipos atingem cerca de 15 a 18 kg de vapor por m² de superfície de aquecimento (MARTINELLI JUNIOR, 2003).

Estes dois tipos citados são chamados de tubo-de-fogo-direto, pelo simples fato de os gases percorrem os tubo internamente na caldeira uma única vez. No contexto de caldeiras flamatubulares horizontais de fogo direto existem as multitubulares, estas constam com vários tubos internos conforme pode ser visto na figura 3. Alguns modelos de caldeiras apresentam Tubos-de-fogo e de retorno, este processo ocorre devido aos gases desprendidos durante a combustão na fornalha, os gases circulam por outros tubos que os fazem retornar a lateral da fornalha e em seguida saindo pela chaminé (ZANELLA JUNIOR, 2013).

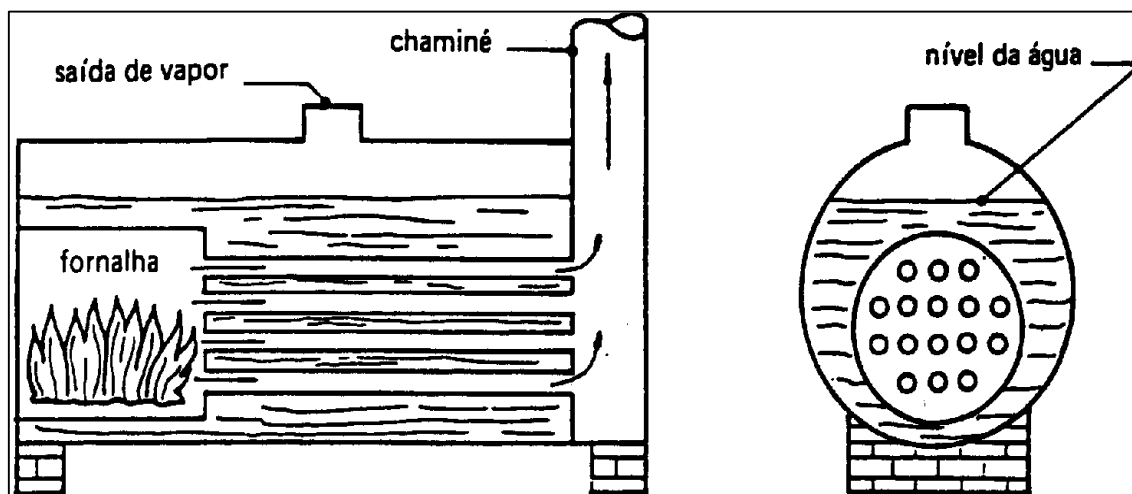


Figura 5: Caldeira do Tipo Lancaster

(Fonte: <http://www.eliseuzanellajunior.com>)

Os dois modelos tanto a Lancaster como a Cornuália, estão encaminhando para o desuso devido às unidades modernas mais compactas (MARTINELLI JUNIOR, 2003).

2.4.2 CALDEIRAS AQUOTUBULAR

Conhecidas como Caldeiras Tubos de Água se caracterizam pelo fato dos tubos situarem-se fora dos tubulões da caldeira (tambor) constituindo com estes um feixe tubular. Diferente das Flamotubulares, o fato da água circular no interior dos tubos e os gases quentes se acham em contato com sua superfície externa. Boa parte de sua aplicação é quando interessa obter pressões e rendimentos elevados, pois os esforços desenvolvidos nos tubos pelas altas pressões são de tração ao invés de compressão, como ocorre nas flamotubular, também pelo simples fato dos tubos estarem fora do corpo da caldeira obtemos superfícies de aquecimento ilimitadas. Este tipo de caldeira abrangem uma grande faixa e em vista disto temos como resultado muitos tipos e modificações, tais como tubos retos, tubos curvos de um ou mais corpos cilíndricos, com circulação forçada, enfim a flexibilidade permitida possibilita vários arranjos (MARTINELLI JUNIOR, 2003).

A seguir a figura 6, representa uma seção transversal de uma caldeira aquotubular com dois tambores (tubulão de vapor e o tubulinho, ou tubo de lama). Um feixe tubular de água compõe a parte principal de absorção de calor, no interior dos tubos

circula a água e por fora os gases quentes através do caminho formado pela alvenaria e chicanas internas (NOGUEIRA, 2005).

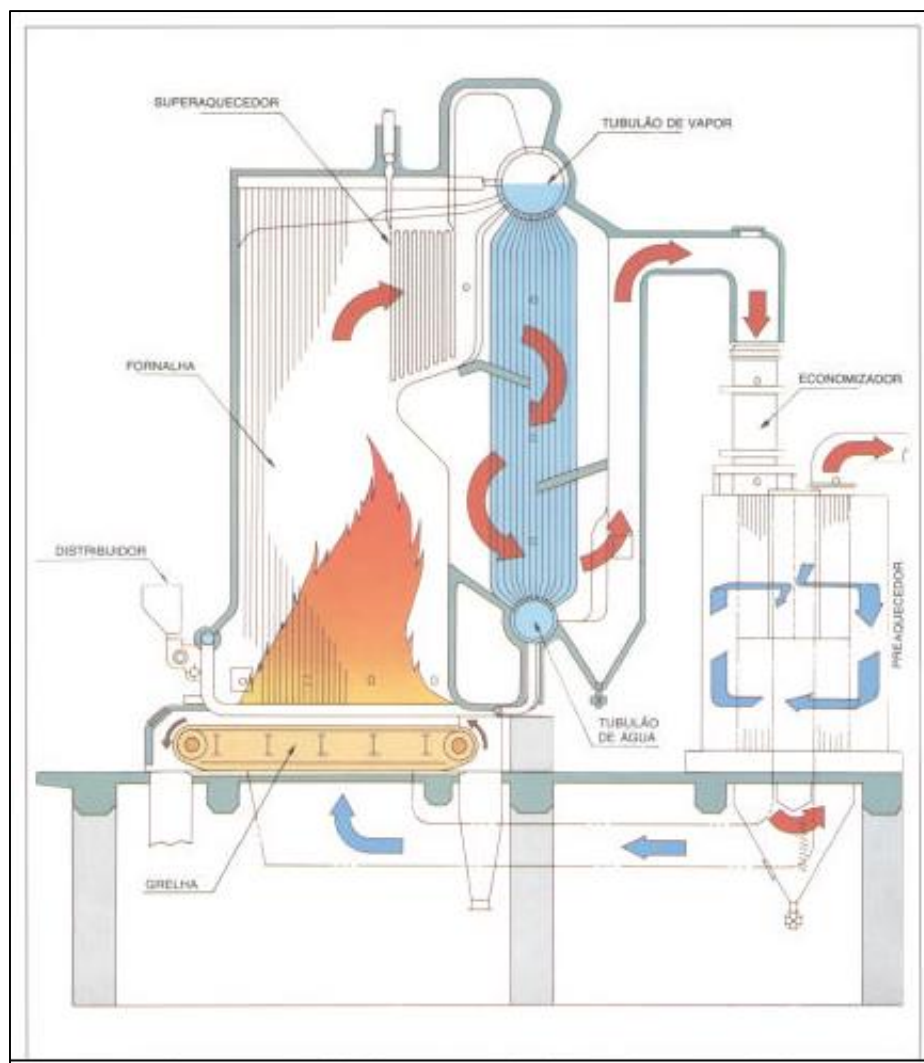


Figura 6: Caldeira do Tipo Aquotubular Vertical

(Fonte: Geradores de Vapor, 2003).

2.5 RUGOSIDADE

Segundo (BRUNETTI, 2008), os condutos apresentam micro deformações nas paredes internas, que influenciam na perda de carga dos fluidos em escoamento, tais asperezas não são uniformes, mas apresentam uma distribuição aleatória tanto em altura com disposição. Para efeito de cálculo supõe-se que as asperezas tenham altura e

distribuição uniforme, essa altura das imperfeições é denominada de rugosidade uniforme.

Para estudo das perdas em escoamento de fluidos é simples de se compreender que não dependem diretamente de ϵ e sim do quociente entre (ϵ/ϕ) , denominado de rugosidade relativa (BRUNETTI, 2008).

2.5.1 Classificação das Perdas de Carga

Quando for necessário analisar o comportamento do escoamento dos fluidos em condutos, será possível distribuir a perda de carga em dois tipos: perdas de carga distribuída e perda de carga local ou de singularidades (BRUNETTI, 2008).

2.5.1.1 Perda de Carga Distribuída

Esta parcela é indicada por h_f , como o próprio nome diz é a que acontece ao longo de tubos retos de secção constante, devido ao atrito das próprias partículas do fluido entre si (BRUNETTI, 2008).

2.5.1.2 Perda de Carga Locais ou Singularidades

Brunetti (2008), define perda de carga por singularidades aquelas que acontecem em locais de instalações em que o fluido sofre perturbações bruscas no seu escoamento, podendo ser representada pela expressão h_s .

2.6 PERDAS DE CARGAS EM TUBULAÇÕES

Segundo Zattoni (2008), o tubo é um conduto fechado, oco, na maioria das vezes circular destinado ao transporte de fluidos. Diferente de tubulação, ou seja, neste caso é um conjunto de tubos, conexões, válvulas e acessórios formando uma linha para a condução de fluidos.

Para Bizzo (2003), a distribuição de fluído é feita através de redes e ramos de tubulações, estas controladas por válvulas manuais ou de controle automático e pelos

dispositivos de segurança. A tubulação necessita normalmente de pouca manutenção, porém, seus acessórios já citados necessitam de maiores cuidados.

A principal perda de energia na distribuição de vapor desde a caldeira até os pontos de utilização ocorre pela transferência de calor com ambiente e deve ser minimizada mediante o adequado isolamento das linhas de vapor. Em linhas de vapor saturado se torna uma situação muito comum, a energia térmica perdida ocasiona a formação de condensado, devendo ser retirado por meio de purgadores. Nas distribuições de vapor, quando existem perdas além do tolerável, o volume de condensado é muito alto e, muitas das vezes o condensado acarreta no funcionamento ineficiente do sistema de vapor e um gasto adicional de combustível para a geração de vapor (NOGUEIRA, 2005).

Durante a fase de concepção e projeto do sistema de distribuição de vapor, de acordo com a demanda a ser atendida e a perda de carga admissível, estabelecem os diâmetros dos tubos e de acordo com esses dados especificam-se os purgadores, assim, definindo seu posicionamento. Havendo uma condensação excessiva, aumentam as perdas de cargas e reduz a entalpia do vapor efetivamente disponibilizado aos consumidores. Um projeto bem dimensionado de distribuição de vapor, deve prever margens de segurança para que a operação ocorra sempre de forma mais eficiente, inclusive nos inevitáveis transientes durante a partida dos sistemas. Como por exemplo, no aquecimento, uma linha de 4" de diâmetro e comprimento de 20 m pode condensar cerca de 0,5 l/s (1800 kg/h), um valor normalmente acima do especificado para os purgadores instalados nas linhas (NOGUEIRA, 2005).

Particularmente na manutenção das redes de distribuição de vapor, deve-se priorizar a conservação do isolamento, fundamental para manter a condensação do vapor em valores toleráveis e o perfeito funcionamento dos purgadores de vapor. Inspeções rotineiras dos purgadores são medidas de grande impacto no desempenho energético de sistemas de vapor, já que, frequentemente, estes dispositivos podem apresentar defeitos que implicam perdas de vapor. Um orifício de 1/4", aproximadamente 6 mm, frente a uma pressão diferencial de 40 bar descarrega cerca de 500 kg/h de vapor; ou seja, orifícios podem causar perdas consideráveis (NOGUEIRA, 2005).

Segundo (Pederiva, *et al*, 2013), conseguimos determinar as perdas na rede de distribuição de vapor pelos critérios da perda na secção da tubulação reta, perdas pelas singularidades, e também pelos purgadores.

2.7 PURGADORES

Durante o transporte e acúmulo de vapor forma-se a condensação. Em tubulações de vapor úmido, o condensado se forma por precipitação da própria umidade, já nas tubulações de vapor saturado o condensado aparece em consequência das perdas de calor por irradiação ao longo da linha. Este condensado forma-se também em todos os aparelhos de aquecimento a vapor (serpentinhas, refulvedores, aquecedores a vapor, autoclaves, estufas etc.), como consequência da perda de calor do vapor, se torna prejudicial nos equipamentos que utilizam o vapor como fonte de energia. Com a aplicação de válvulas automáticas, se consegue garantir a descarga deste condensado formado no conduto sem perda de vapor. O condensado não tem ação motora (máquinas a vapor) nem a ação aquecedora eficiente (o vapor aquecendo o calor latente de condensação). A entrada ou a permanência do condensado nesses equipamentos diminui muito a eficiência (NOGUEIRA, 2005).

Quando o vapor cede seu calor latente para aquecimento de qualquer outro fluido que deve ser aquecido, ele condensa e passa para fase líquida, este condensado gerado contém somente o calor sensível, devendo ser removido se a transferência de calor continuar. Ar e outros gases incondensáveis arrastados juntamente com o vapor formam uma barreira na transferência de calor entre o vapor e a superfície de aquecimento. Sendo assim, devem ser descarregados para fora do sistema. Para esta operação ser feita utilizamos o Purgador (SARCO, 2005).

Como vimos anteriormente os dispositivos destinados a eliminar este condensado, são chamados de purgador, e sua principal função é drenar condensado sem perder vapor. Os purgadores em seu estado de conservação, além de removerem o condensado também eliminam o ar e outros gases incondensáveis que possam estar presentes junto ao condensado (SARCO, 2005).

No mercado existem vários tipos de purgadores, cada qual com suas características próprias de funcionamento e dimensionamento, que os definem a sua aplicação correta. Caso as condições de operação de todos os pontos de aplicação fossem as mesmas, existiria um único tipo de purgador para atendê-las, porém, na prática isso não ocorre, logo podemos ter uma ideia de que não existe um purgador universal que se aplique em qualquer condição de processo, a seguir citaremos alguns dos diversos tipos de purgadores dentre os existentes no mercado.

2.8 TIPOS DE PURGADORES

2.8.1 Purgadores Termodinâmicos

2.8.1.1 Purgador Termodinâmico (Fluxo Simples)

Este modelo de purgador termodinâmico, é destinado para drenagem de linhas de vapor saturado, indicado principalmente para drenagem de rede de distribuição onde existe o grande acúmulo de condensado de um único sentido (SARCO, 2000).

Características de funcionamento:

- ➔ Pressão máxima de 42 bar;
- ➔ Pressão mínima de 0,7 bar;
- ➔ Contrapressão máxima de 50% da pressão de trabalho;
- ➔ Temperatura máxima de 425°C.

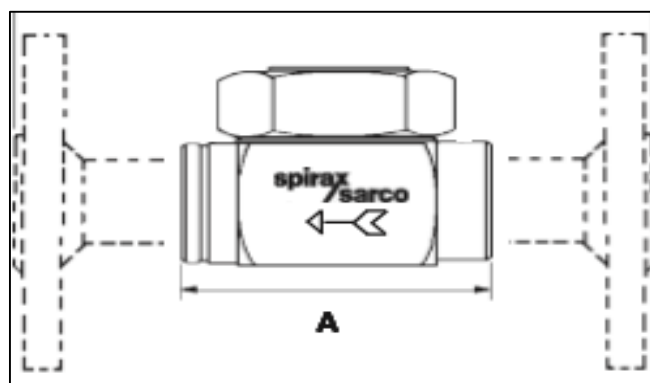


Figura 7: Purgador Termodinâmico de Fluxo Simples

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

2.8.1.2 Purgador Termodinâmico de Fluxo distribuído com Filtro Incorporado

Sua aplicação é igual o anteriormente citado, destinado para drenagem de linhas gerais de vapor saturado. Se caracteriza pelo fluxo distribuído na câmara interna o qual garante sua alta durabilidade. As saídas de condensado, por orifícios paralelos entre si e a tubulação, permitem uma descarga laminar, impedindo desgastes na conexão de saída. O filtro incorporado ao corpo do purgador reduz o espaço de instalação e garante a

retenção de sujeiras, antes de sua chegada a sede, evitando o desgaste provocado pelo não assentamento perfeito do disco (SARCO, 2000).

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão máxima de 42 bar;
- ➔ Pressão mínima de 0,25 bar;
- ➔ Contrapressão máxima de 80% da pressão de trabalho;
- ➔ Temperatura máxima de 425°C.

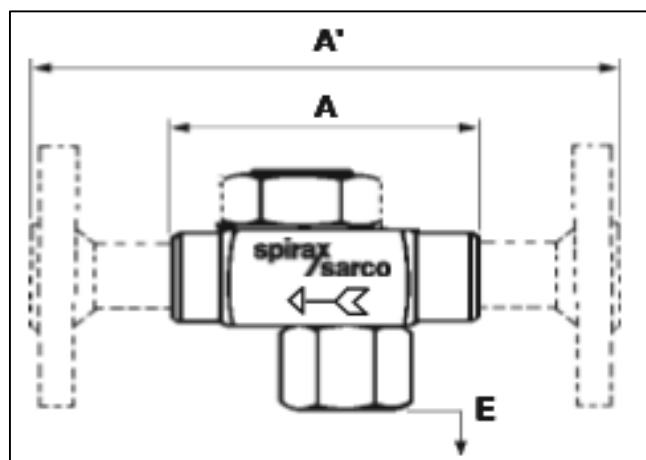


Figura 8: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

Atualmente existem diversos fabricantes de purgadores, cada fabricante possui uma especificação diferente para cada componente, como podemos visualizar na próxima figura 9, é um purgador termodinâmico com características diferentes ao anterior.

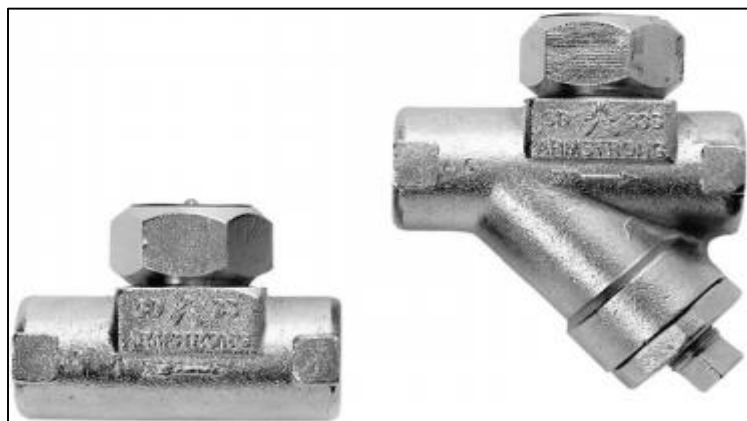


Figura 9: Purgador Termodinâmico de Base e Disco Incorporado

(Fonte: Catálogo de Produtos Armstrong, 2016)

Purgador de vapor tipo termodinâmico em aço inoxidável, base e disco integrados com superfícies endurecidas e acabamento em aço inox banhado a níquel. Quando necessário, o purgador possuirá filtro “Y” integrado, válvula de purga ou cobertura isoladora de proteção contra chuva.

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão máxima permitida: 63 bar;
- ➔ Temperatura máxima: 400°C;
- ➔ Pressão máxima de operação: 42 bar.

2.8.2 Purgadores Tipo Bóia

Diferente do termodinâmico, este purgador um modelo de descarga contínua para drenagens em sistemas de vapor. Recomenda-se sua aplicação para equipamentos como por exemplo: tanques serpentinados, reatores, aquecedores, trocadores de calor em geral, evaporadores, etc. Descarrega o condensado assim que este se forma, grande vantagens no quesito de manutenção, mesmo que instalado na linha. A presença do orifício de descarga abaixo do nível de condensado dentro do purgador previne contra a passagem de vapor (SARCO, 2000).

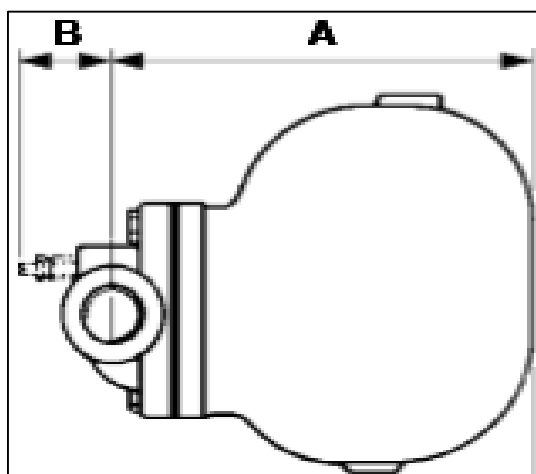


Figura 10: Purgador do Tipo Bóia

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

2.8.3 Purgador de Balde Invertido

Entre os purgadores, este modelo de balde invertido é o mais robusto dentre os tipos mecânicos e empregam um simples princípio de operação descarregando o condensado intermitentemente. São uma excelente escolha onde exista o risco de golpes de ariete, além disto possuem todos os elementos em contato direto com o fluido, em material de aço inox o que garante sua alta durabilidade e resitência (SARCO, 2000).

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão Máxima de Trabalho em vapor: 30 bar;
- ➔ Temperatura Máxima: 250°C;
- ➔ Pressão Máxima: 50 bar;
- ➔ Temperatura Máxima: 400°C.

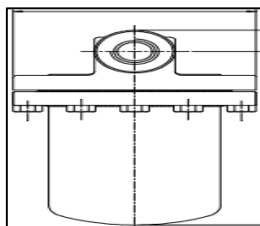


Figura 11: Purgador do Tipo Balde Invertido

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco , 2000)

Outro exemplo de purgadore do tipo balde invertido, representado na figura 11.



Figura 12: Purgador do Tipo Balde Invertido

(Fonte: Catálogo de Produtos Armstrong, 2016)

Especificação do Purgador: de vapor tipo balde invertido, em ferro fundido, com ventilação contínua de ar à temperatura do vapor, mecanismo flutuante em aço inoxidável e orifício de descarga no topo do purgador.

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão Máxima de trabalho em vapor: 17 bar;
- ➔ Temperatura Máxima: 232°C;
- ➔ Pressão Máxima Operacional: 17 bar.

2.8.4 Purgadores Termostáticos

2.8.4.1 Purgador Termostático de Pressão Balanceada

Os purgadores de pressão balanceada operam através de um elemento termostático especialmente desenvolvido que acompanha a curva de vapor saturado, liberando o condensado abaixo da temperatura do vapor saturado. Devido às suas características é um excelente eliminador de ar, podendo ser instalado em finais de linha e camisas de vapor. Não é afetado pela contra-pressão o que o coloca como melhor escolha para panelões, fornos à vapor e mesas quentes. A cápsula do elemento termostático em aço inox o torna altamente resistente a corrosão e golpes de aríete. O filtro incorporado impede que partículas cheguem à sede, dando perfeita estanqueidade ao purgador na presença de vapor. Seu elemento termostático é robusto e altamente resistente à corrosão e golpes de aríete (SARCO, 2000).

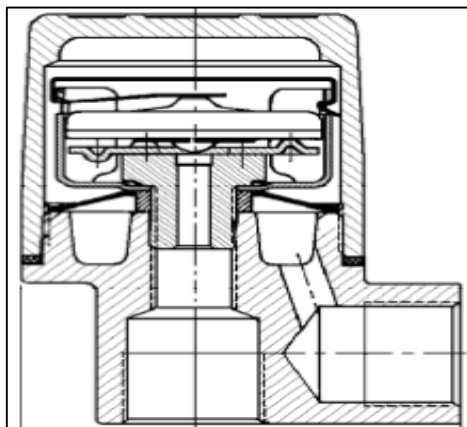


Figura 13: Purgador Termostático de Pressão Balanceada

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco , 2000)

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão máxima de 14,0 bar à temperatura de 200°C;
- ➔ Com o elemento BP 99 (G), descarrega o condensado à 6°C abaixo da temperatura de vapor saturado.

2.8.4.2 Purgador Termostático Bimetálico

Os purgadores bimetais podem economizar energia descarregando o condensado a uma temperatura abaixo da temperatura do vapor saturado, permitindo a utilização do calor do próprio condensado para aquecimento eficiente de linhas de traceamento e serpentinas. Sua construção assegura a alta resistência à corrosão e golpes de aríete. O elemento bimetalico cruzado assegura o seu correto funcionamento na descarga do condensado e ar, assim como a perfeita estanqueidade da sede quando fechado (SARCO, 2000).

Características de Funcionamento:

- ➔ Pressão máxima de 21,0 bar (300 psi) à temperatura de 350°;
- ➔ Com regulagem standard descarrega à 28°C abaixo da temperatura de vapor saturado.

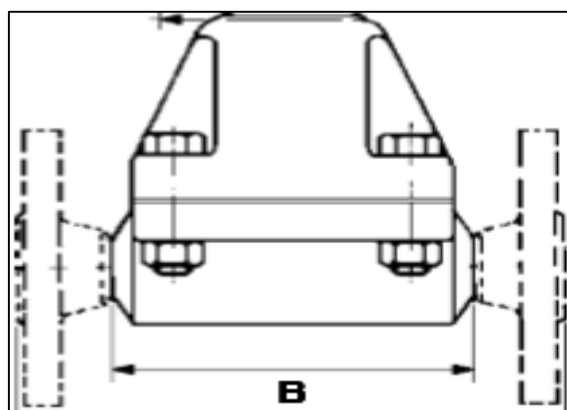


Figura 14: Purgador do Tipo Bimetálico

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

2.8.5 Purgador Eletrônico

Purgador Eletrônico ideal para remover condensado do sistema de ar comprimido. A válvula solenóide é atuada eliminando o condensado sob o comando de um temporizador regulável, ajustando-se o intervalo e duração conforme necessário. O Purgador Eletrônico pode ser instalado na drenagem do compressor ou diretamente na linha (SARCO, 2000).

Características de Funcionamento:

- ➔ Intervalo entre as drenagens: 0,2 à 45 minutos;
- ➔ Duração de drenagem: 0,1 a 30 segundos;
- ➔ Vazão máxima do condensado: 490 l/h a 16 bar;
- ➔ Pressões Diferenciais: Mínima - zero Máxima - 16 bar;
- ➔ Temperatura Ambiente: 100C à 600C;
- ➔ Temperatura máxima do condensado: 80°C;
- ➔ Potência: 16 Watt, em Corrente Alternada;
- ➔ Disponíveis em diversas Tensões: 24/60 Hz, 120/60 Hz, 110/50 Hz 240/60 Hz, 220/50 Hz.

Em alguns modelos possui indicação luminosa quando acionado e botão teste.

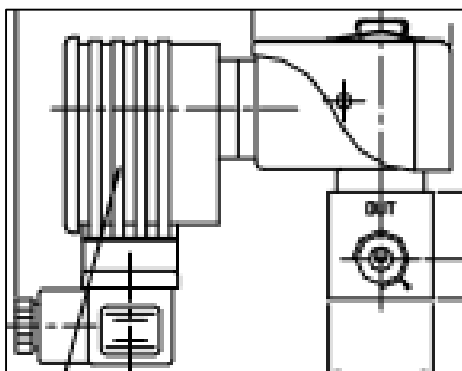


Figura 15: Purgador Eletrônico

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

2.9 DIMENSIONAMENTO DE PURGADORES

Depois de ter selecionado o tipo de purgador ideal para a sua aplicação, deve-se dimensioná-lo adequadamente.

A capacidade de descarga de um purgador depende do diâmetro do orifício, da temperatura do condensado e da pressão diferencial através do orifício. Um dado purgador tem uma capacidade de descarga de água fria maior que a de condensado, considerando-se a mesma pressão diferencial. Isto ocorre devido ao efeito do vapor reevaporado. As curvas de vazão no qual se analisa empiricamente com a pressão e o diâmetro do purgador, mostram a capacidade de descarga de condensado quente que os purgadores Spirax Sarco no modelo especificado, oferecem. Entretanto, deve-se considerar um fator de segurança para a garantia do sistema (SARCO, 2005).

2.10 ISOLAMENTO TÉRMICO

Segundo (Manual Elektro de Eficiência Energética) a função do isolamento térmico é retardar o fluxo de energia térmica não desejada, seja para dentro ou para fora do equipamento designado. Sua eficiência é medida com uma propriedade denominada condutibilidade térmica. A condutibilidade térmica, representada pela letra k , pode ser expressa em $\text{kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$, que significa a quantidade de calor que atravessa um cubo com um metro de lado no período de uma hora, quando há uma diferença de temperatura de 1°C entre as faces opostas.

Cada tipo de material possui um valor típico de k . Materiais com baixos valores de k são os que apresentam baixa condutibilidade térmica, ou seja, são bons isolantes térmicos. Os principais materiais utilizados para essa finalidade são a cortiça, o poliestireno expandido (espuma), a madeira, as telas refletoras, a fibra-cerâmica, lã de rocha e lã de vidro e também o vácuo. O k é uma função da temperatura, e seu valor está associado a uma determinada faixa de temperaturas (Manual Elektro de Eficiência Energética).

Nogueira (2005), define os isolantes térmicos convencionais do tipo não condutor recebem esse nome porque em sua estrutura armazena-se tem grande quantidade de ar, que não transmite calor por convecção. Tal situação se, de um lado, fornece isolante eficiente e adequado às condições usuais, de outro, apresenta um limite mínimo

intransponível para a eficiência desses materiais, ou seja, a condutibilidade do ar 0,02 Kcal/h.m.°C. Os melhores isolantes desse tipo têm condutibilidade próxima de 0,03 Kcal/h.m.°C.

Nogueira (2005), define os tipos de isolamento em quatro principais tipos de estrutura, citados a seguir.

Isolantes refletivos - materiais mais comumente usados são folhas metálicas, com grande poder refletor de ondas de calor, com baixa absorção e emissividade dessas mesmas frequências. Os materiais mais comuns para uso como isolantes refletores são o alumínio e os aços inoxidáveis, pela sua reflexão das ondas infravermelhas e visíveis, inalteráveis ao longo de sua vida útil.

Isolantes fibrosos - materiais mais usuais nesta classe são as lãs de rocha, de escória e de vidro, o feltro e a madeira. Para o isolamento de equipamentos frios, devem ser bem impermeabilizados, pois são higroscópicos. A compactação das fibras não deve favorecer nem a condução nem a convecção natural. Assim, uma compactação excessiva aumenta o contato entre as fibras, facilitando a condução de calor. De outro modo, uma compactação insuficiente aumenta os espaços com ar, podendo facilitar a convecção natural.

Isolantes granulares - como o próprio nome diz, são constituídos de grânulos, podendo ser, isolados ou aglomerados, prendem ar, dificultando sua movimentação, fazendo com que a transferência de calor seja mínima. Os materiais mais comuns são o silicato de cálcio, a magnésia e a cortiça.

Isolantes celulares - São materiais altamente porosos, porém apresentam uma grande capacidade de serem impermeáveis, são constituídos de microcélulas que não são interconectadas, tornando a convecção mínima e a condução restringe-se às paredes das microcélulas, exemplo típico são as espumas sólidas.

As tubulações de vapor devem ter um isolamento térmico, pois caso contrário a condensação aumentará muito, devido a maior troca térmica com o ambiente. Além disto, ocorre uma queda do título, pois com maior quantidade de água, haverá maior contato vapor - água, o que provocará maior umidade no vapor. O isolamento da tubulação também tem a finalidade de proteger quanto a queimaduras, ou seja, devido à segurança devem-se isolar as tubulações de vapor (NOGUEIRA, 2005).

Os materiais mais utilizados para vapor são: hidrossilicato de cálcio, lã de rocha e lã de vidro. As espessuras utilizadas são as definidas pela espessura econômica, onde

se obtém um bom isolamento com um custo compatível, a seguir a Tabela 7, apresenta a condutibilidade térmica de alguns materiais.

Tabela 7: Condutibilidade Térmica de Materiais

Coefficientes de condutibilidade térmica para diversos isolantes térmicos			
MATERIAL ISOLANTE	TEMPERATURA MÁXIMA DE UTILIZAÇÃO °C	TEMPERATURA DE OPERAÇÃO °C	k (kcal/h.m. °C)
Poliuretano	100	0	0,020
Fibra de vidro	550	100	0,033
		200	0,041
		300	0,047
		400	0,056
		550	0,075
Silicato de cálcio	650	100	0,051
		200	0,057
		300	0,062
		400	0,068
		500	0,073
		600	0,078
		650	0,080
Lã de rocha	750	100	0,035
		200	0,041
		300	0,048
		400	0,057
		500	0,066
		600	0,077
		700	0,089
		750	0,096
Fibra cerâmica	1.400	200	0,025
		400	0,050
		600	0,080
		800	0,114
		1.000	0,154
		1.200	0,198

(Fonte: Manual Elektro de Eficiência Energética)

2.11 DIMENSIONAMENTO DAS PERDAS NOS GERADORES DE VAPOR

Para (VIANA, *et al* 2012) eficiência térmica pode ser definida de maneira genérica, pela seguinte equação 5:

$$\eta = \frac{Q_U}{Q_F} \quad (5)$$

Onde:

η = Eficiência Térmica

Q_U = Calor útil (kW)

Q_F = Calor fornecido pelo Combustível (kW)

Considerando estas condições iniciais, a eficiência térmica em geradores de vapor é calculada através de duas maneiras distintas, os métodos direto e indireto, que serão apresentados a seguir.

2.11.1 Análise Pelo Método Direto

Segundo (VIANA, *et al* 2012), a eficiência pelo método direto é dada pela equação 6:

$$\eta_{(MD)} = \frac{\dot{m}_{(Vapor)} \times (h_{(Vapor)} - h_{(Água Ent)})}{\dot{m}_{(Comb)} \times q_f} \quad (6)$$

Onde:

$\eta_{(MD)}$ = Eficiência pelo Método Direto

$\dot{m}_{(Vapor)}$ = Vazão mássica de Vapor (kg/s)

$\dot{m}_{(Comb)}$ = Vazão mássica de combustível (kg/s)

$h_{(Vapor)}$ = Entalpia do vapor produzido (kJ/kg)

$h_{(Água Ent)}$ = Entalpia da água de entrada (kJ/kg)

No momento que algumas destas variáveis for imprecisa ou não puderem ser obtidas, o valor da eficiência pode ser obtido pelo método indireto.

2.11.2 Análise Pelo Método Indireto

Segundo (NOGUEIRA, 2005) utiliza este método para a análise das perdas do gerador de vapor para obter o valor da eficiência. A maior parcela de perda está no fluxo de gases pela chaminé, que pode ser medido de maneira precisa e o valor da eficiência pode ser obtido com razoável precisão.

(7)

$$\eta_{(MI)} = 1 - \left[\frac{\sum \text{Perdas}}{q_f} \right]$$

Onde:

$\eta_{(MI)}$ = Eficiência pelo Método Indireto

$\sum \text{Perdas}$ = Somatório da Perdas (kg/s)

2.11.2.1 Perdas por Radiação e Convecção

Segundo Gaspar (2004), as perdas por radiação e convecção, também chamada de perdas pela parede, sendo calculado pela seguinte equação 8:

(8)

$$P_{(\text{Rad} + \text{Conv})} = \frac{U \times A (T_s - T_a)}{3600}$$

Onde:

$P_{(\text{Rad} + \text{Conv})}$ = Perdas por radiação e convecção (KJ.s^{-1})

$U = U_R + U_C$ = Coeficiente global de transmissão de calor [$\text{KJ} \cdot (\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$]

T_s = Temperatura da superfície ($^\circ\text{C}$)

T_a = Temperatura ambiente ($^\circ\text{C}$)

3.600 = Quantidade de segundo em 1 (uma) hora

Segundo (NOGUEIRA, 2005), a determinação das perdas por radiação e convecção pelo costado das caldeiras é, geralmente, complexa, devido às diversas e

complexas medições necessárias para sua obtenção. De maneira geral, adota-se que estas perdas variam entre 1% a 4% da energia fornecida.

2.11.2.1.2 Perdas devido aos Gases Secos no Chaminé

Para Nogueira (2005), esta perda é a mais significativa de todas, não que as outras sejam desprezíveis.

(9)

$$P_{(\text{Chaminé})} = m_{(\text{Gases})} \times cp_{(\text{Gases Chaminé})} \times (T_{(\text{Saída Gases})} - T_{(\text{Entrada do Ar})})$$

Onde:

$$P_{(\text{Chaminé})} = \text{Perdas dos Gases Secos (Kcal/kg)}$$

$$m_{(\text{Gases})} = \text{Vazão mássica dos Gases (kg/h)}$$

$$cp_{(\text{Gases Chaminé})} = \text{Calor Específico médio dos Gases da Chaminé (Kcal/kg°C)}$$

$$T_{(\text{Saída Gases})} = \text{Temperatura de Saída dos Gases (°C)}$$

$$T_{(\text{Entrada do Ar})} = \text{Temperatura de Entrada do Ar na Fornalha (°C)}$$

2.11.2.1.3 Perdas associadas à Temperatura das Cinzas

Durante a queima de combustíveis sólidos, a saída de cinzas implica diretamente nas perdas devem ser calculadas para cada caso específico. Nogueira, ainda diz que este valor pode ser estimado pela equação (em kJ/kg de combustível), na qual o valor 1.170 representa um valor médio aproximado da entalpia sensível das cinzas e determinado pela equação 10.

(10)

$$P_{(\text{Cinzas})} = m_R \times 1.170$$

Onde:

$$m_R = \text{Massa de cinza obtida pela massa de combustível ([kg/kg] de comb.)}$$

2.11.2.1.4 Perdas associadas ao Combustível não convertido presente nas Cinzas

Para determinar o valor exato deste tipo de perda é necessário realizar um ensaio para determinar o poder calorífico da mistura de cinzas e de combustível não convertido.

Na maioria das vezes isto não é possível, geralmente realizam-se análises da quantidade de carbono sem queimar nas cinzas, sendo um processo mais simples a ser realizado.

Estimado este valor, pode-se determinar esta perda em kJ/kg de combustível, pela equação 11, onde 33.780 representa um fator de correção (NOGUEIRA, 2005).

(11)

$$P_{(\text{Carbono nas Cinzas})} = m_{(\text{Carbono nas Cinzas})} \times 33.780$$

Onde:

$$m_{(\text{Carbono nas Cinzas})} = \text{Massa de carbono presente nas cinzas ([kg/kg] de comb.)}$$

2.11.2.1.5 Perdas por Purgas

Para Nogueira (2005), a perda de energia causada pelo fluxo de água retirada na purga, realizada para manter a concentração de sais na água dentro da caldeira em níveis toleráveis. A purga pode ser realizada de forma contínua ou periódica, durante as medições para determinar a eficiência de uma caldeira, a purga é interrompida exatamente para permitir uma adequada avaliação dos valores de desempenho especificamente associados aos processos de combustão e transferência de calor pode ser calculada pela equação 12:

(12)

$$P_{(\text{Purgas})} = m_{(\text{Purgas})} \times c_{p(\text{Água})} \times (T_p - T_{\text{Ref}})$$

Onde:

$$m_{(\text{Purgas})} = \text{Vazão média de água purgada ([kg/kg] de comb.)}$$

$$c_{p(\text{Água})} = \text{Calor específico da água no estado líquido (kJ/kg } ^\circ\text{C)}$$

$$T_p = \text{Temperatura de saturação da água na pressão da caldeira (} ^\circ\text{C)}$$

3 METODOLOGIA

À frente do conhecimento de todo o processo obtido com as pesquisas em livros, em normas regulamentadoras, trabalhos científicos, teses de mestrado e doutorado e artigos técnicos, se pontuaram o passo-a-passo do processo de dimensionamento de perda de carga.

3.1 MATERIAIS

Para efetuar o levantamento dos dados e equipamentos necessários para dimensionar as possíveis perdas de carga, necessitou-se utilizar plantas baixas para se determinar o comprimento total da rede de distribuição, buscou-se as especificações nos manuais e placas de identificações das unidades produtoras de vapor(caldeiras), ferramentas como exemplo termômetro infravermelho, software para identificar quantas curvas de 90° e de 45° existem na linha, mão de obra para se identificar quais eram curvas de 90° e 45°, ou seja, a quantidade presente na rede, mão de obra para de identificar quantos purgadores e quais eram os modelos. Utilizou-se também catálogos de fabricantes como exemplo Spirax Sarco, Bermo.

3.2 MÉTODOS

Para a análise das perdas na distribuição do vapor adotamos a análise de (Pederiva, *et al*, 2013), onde foram analisados as perdas seguintes.

3.2.1 Dimensionamento das perdas na Tubulação do Vapor Fornecido

Primeiramente a ser determinado a área do duto, sendo expresso pela equação 13:

$$A = \pi \times r^2 \quad (13)$$

Onde:

Q = Vazão (kg/s)

ρ = Densidade (kg/m³) (Tabelado)

A = Área (m)

V = Velocidade (m/s)

r = Raio da Tubulação (m)

π = Constante Matemática (3,1416)

Após determina-se a velocidade do fluido na seção da tubulação. Para isso utiliza-se a seguinte equação 14, da vazão, isolando o fator velocidade (V):

(14)

$$V = \frac{Q}{\rho \times A}$$

Logo deve-se realizar o cálculo de Reynolds, equação 15:

(15)

$$Re = \frac{V \times \varnothing}{\vartheta}$$

Onde:

Re = Reynolds

V = Velocidade (m/s)

$\varnothing$ = Diâmetro (m)

ϑ = Viscosidade Cinemática do Fluido (Tabelado) (kg/m³)

Após deve ser calcular a Rugosidade Relativa, determinada pela equação 16.

(16)

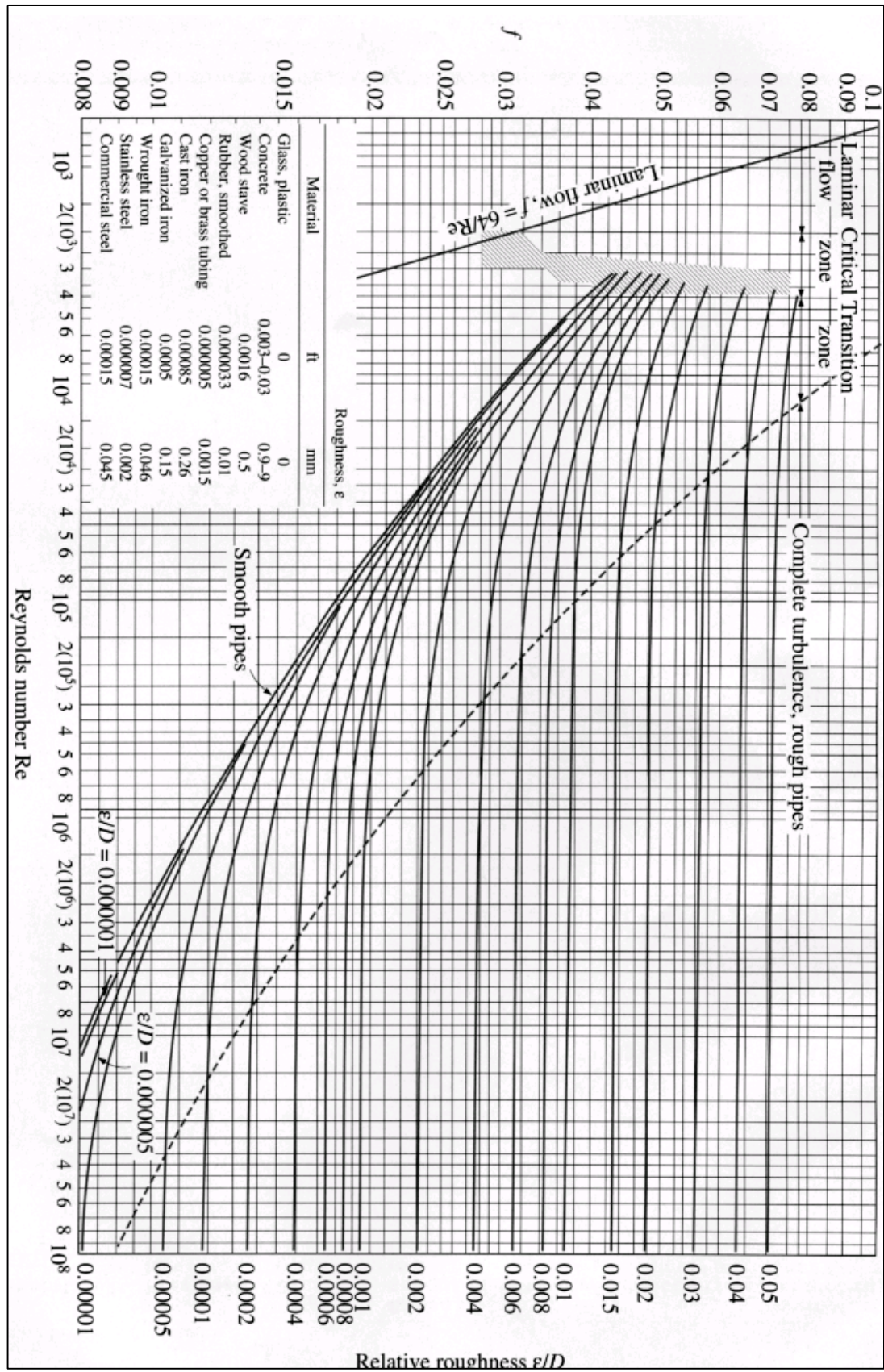
$$\frac{\varepsilon}{\varnothing}$$

Onde:

ε = Rugosidade Específica do Material

Com o cálculo da Reynolds e da Rugosidade Relativa, conseguimos encontrar no Gráfico de Moody o fator de atrito expresso pela letra (f), este valor obtido é adimensional.

Tabela 8: Gráfico de Moody-Roose



(Fonte: Çengel, 2009)

3.2.2 Perda de carga na secção de Tubulação Reta

Ainda (Pederiva, *et al*, 2013), define o cálculo de perda de carga na secção de tubulação reta, temos a equação 17:

$$P_{(\text{Tub Ret})} = f \times (L \div \varnothing) \times [(\rho \times V^2) \div 2] \quad (17)$$

Onde:

L = Comprimento da secção reta da tubulação (m)

3.2.3 Perda de carga nas Curvas de 45° e 90°

Na obtenção do cálculo da perda de carga seção das curvas de 90°, utiliza-se a equação 18:

$$P_{(\text{Curvas } 90)} = k \times [(\rho \times V^2) \div 2] \times n^o \quad (18)$$

Onde:

k = fator de perda de carga singular (90° = 0,9; 45° = 0,4).

n^o = Número de singularidades.

Para determinar a Perda de carga seção das curvas de 45°, a equação 19:

$$P_{(\text{Curvas } 45)} = k \times [(\rho \times V^2) \div 2] \times n^o \quad (19)$$

3.2.4 Perdas de Carga Total das Seções Retas e Singularidades

Perda de carga parcial:

$$P_{(\text{Parcial})} = P_{(\text{Tub Ret})} + P_{(\text{Curvas } 90)} + P_{(\text{Curvas } 45)} \quad (20)$$

3.2.5 Cálculo da perda do Fluxo de Calor pelo Isolamento Térmico

Para Çengel (2009), para podemos calcular a perda pelo isolamento considera-se que seja uma convecção natural, pois a tubulação está no meio ambiente, para isso pode-se estipular esta perda pela seguinte equação 21, para cilindros.

$$Q_{\text{Conv}} = h \times A_S \times (T_S - T_{\infty}) \quad (21)$$

Antes de se calcular a perda do fluxo de calor, Çengel (2009), diz que primeiramente é necessário estipular o coeficiente de película do ar, para isso deve-se considerar as seguintes parcelas para se obter o cálculo da perda do fluxo de calor.

Inicialmente deve estipular o coeficiente de expansão volumétrica da substância, expresso pela equação 23, para isso deve-se calcular a Temperatura de filme, estipulado pela equação 22.

$$T_f = \frac{T_{(\text{Externo Iso})} + T_{\infty}}{2} \quad (22)$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (23)$$

Onde:

β = Coeficiente de Expansão volumétrica (K)

T_f = Temperatura de Absoluta ou de Filme (K)

Em seguida é necessário estipular o número de GRASHOF, estipulado pela equação 24.

$$Gr = g \times \beta \times \left(\frac{T_S - T_{\infty}}{\vartheta^2} \right) \quad (24)$$

Com o valor obtido de Grashof, faz-se a seguinte relação do valor da razão de grashof com o número de Reynolds ao quadrado (Gr/Re^2), para verificar a importância da convecção natural em relação a convecção forçada. A convecção natural é

insignificante quando $(Gr/Re^2) < 0,1$ e para a convecção forçada é insignificante quando $(Gr/Re^2) > 10$ e nenhuma é insignificante $0,1 < Gr/Re^2 < 10$.

Em seguida deve-se calcular Rayleigh, calculada pela equação 25, para cilindros concêntricos.

(25)

$$Ra = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times L_c \times Pr}{\vartheta^2}$$

Onde:

g = Aceleração da Gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$)

L_c = Diâmetro do Tubo (m)

Pr = Número de Prandtl (tabelado)

ϑ = Viscosidade Cinemática (m^2/s)

T_s = Temperatura da Superfície ($^\circ\text{C}$)

T_∞ = Temperatura do Ambiente ($^\circ\text{C}$)

Quando o número de Rayleigh estiver entre $10^{-5} \leq Ra \leq 10^{12}$, podemos calcular Nusselt pela equação 26:

(26)

$$Nu = \left\{ 0,6 + \left(\frac{0,387 \times Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right) \right\}^2$$

O coeficiente de película pode ser estipulado pela seguinte equação 27:

(27)

$$h = Nu \times \left(\frac{k}{\varnothing} \right)$$

3.2.6 Perdas por Purgadores

Segundo SARCO (2005), todos os purgadores são projetados para eliminar o condensado sem que haja a perda de vapor. De qualquer forma, o condensado pode ser

eliminado de diferentes maneiras e diferentes temperaturas, dependendo do método de operação do purgador.

Qualquer tipo de purgador pode falhar por inúmeras razões, caso se falhar na posição fechada, uma queda na produção será imediatamente sentida, e a ação de correção, tomada, porém se, o purgador falhar aberto ou parcialmente aberto, a produção não será afetada, mas vapor vivo de alto custo de geração será desperdiçado.

(28)

$$P_{(\text{Purgadores})} = m_{(\text{Água})} \times cp_{(\text{água})} \times (T_p - T_{\text{Ref}})$$

Onde:

$$P_{(\text{Purgadores})} = \text{Perda por purgadores (KJ.s}^{-1}\text{)}$$

$$m_{(\text{Água})} = \text{Vazão mássica de água de alimentação (Kg.s}^{-1}\text{)}$$

$$cp_{(\text{água})} = \text{Calor específico da água de acordo com Rersnick, et al (2007) é 4,19}$$

$$\text{KJ.}[\text{Kg (L) K}]^{-1}$$

$$T_p = \text{Temperatura da água purgada (K)}$$

$$T_{\text{Ref}} = \text{Temperatura da água de alimentação (K)}$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A perda de carga calculada na tubulação, envolvendo toda a sua extensão, desde a saída do coletor de vapor das caldeiras até o ponto de utilização do vapor até a fábrica. Para descobrir a perda de carga existente utilizou-se cálculos em várias etapas, pois a rede de distribuição contempla situações diferentes dentre modelos de curvas bem como as devidas perdas devido ao seu grande comprimento da seção da tubulação.

Para iniciar-se os cálculos foi preciso descobrir a vazão de vapor que se obtém do coletor das caldeiras, para isso foi utilizado a leitura do medidor de vazão vortex que existe no final da rede antes de ser consumido, encontrado um valor de 55 ton/h(0,63 kg/s) , a figura 14 demonstra o modelo do medidor utilizado.

Também necessitou-se da pressão de trabalho, neste caso adotado o valor de pressão de operação, como se verifica na figura 15 a pressão é de 12 kgf/cm². Pelos manuais da caldeira, com sua capacidade máxima a 30.000 kg/h ou de 17.650.500,00 kcal/h.

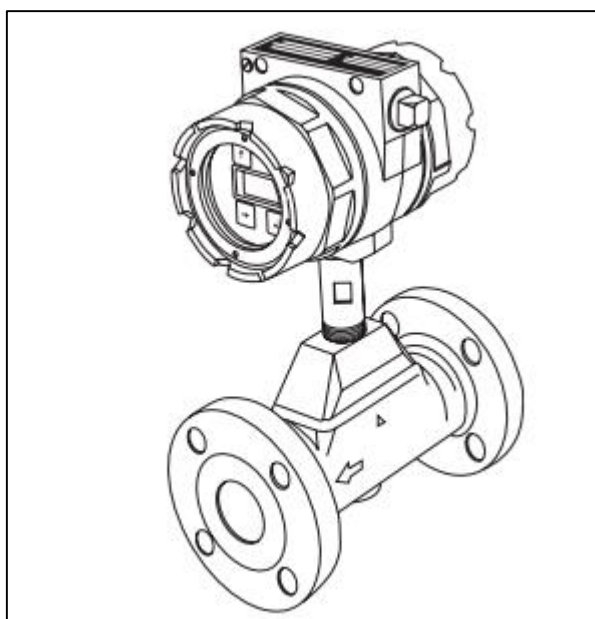


Figura 16: Medidor de Vazão Vortex

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

O medidor de vazão do modelo PhD consiste em um medidor do tipo vortex que mede a vazão de fluido através da detecção da frequência de vórtices formados devido a

presença de um corpo defletor que os origina quando da passagem de fluido. No corpo defletor há um sensor piezoelétrico que converte o sinal de frequência (pulsos) em sinal elétrico, este modelo de medidor pode ser utilizado para vários tipos de fluidos de processo. Possui saída do tipo frequência ou saída de sinal 4-20 MiliAmper, proporcional à vazão.

Caldeira Reformada	
FABRICANTE:	
ICAVI - Indústria de Caldeiras Vale do Itajaí S.A BR 470 km 171 S/Nº. Distrito Aterrado Pouso Redondo - SC - Brasil - CEP 89.172-000	
CLIENTE: [REDACTED]	
EQUIPAMENTO	CALDEIRA AQUATUBULAR
ANO DA REFORMA	2010
NÚMERO DE O.S	10-0267
CAPACIDADE PRODUÇÃO DE VAPOR	30.000 kg/h
PRESSÃO DE OPERAÇÃO	12 kgf/cm²
PRESSÃO DE PROJETO	15 kgf/cm²
PMTA	15 kgf/cm²
PRESSÃO DE TESTE HIDROSTÁTICO	22,5 kgf/cm²
TEMPERATURA DO VAPOR	196°C +/- 10
COMBUSTÍVEL	CAVACO DE MADEIRA (100%)
PCI DO COMBUSTÍVEL	1.850 kcal/kg

Figura 17: Placa de Identificação da Caldeira

(Fonte: O autor, 2016)

Antes de encontrarmos a velocidade do vapor dentro da tubulação, necessitou-se escolher o tubo de acordo com as normas estabelecidas. Conforme anexo 6, adotamos o tubo de schedule 40, onde temos o $\varnothing_{\text{Interno}} = 154,08$ mm, de $\varnothing_{\text{Externo}} = 168,33$ mm, com espessura de 7,11 mm. Em seguida calculamos primeiramente a área interna do tubo pela equação 13.

Após conseguimos calcular a velocidade pela equação 14. Cálculo da área do duto com 6" de diâmetro, schedule 40:

(13)

$$A = \pi \times (0,07704 \text{ m})^2$$

$$A = 0,01864 \text{ m}^2$$

Para o cálculo da velocidade, precisamos interpolar os valores do volume específico e do ρ , do vapor d'água, dados estes retirado do anexo 13 e 14, e interpolação para a obtenção da densidade, mostrado na Tabela 9 a seguir:

Tabela 9: Interpolação da Densidade

Temperatura (K)	Volume Específico (kg/m ³)
400	0,5542
450	0,4902
458	ρ

$$\rho = 0,4822 \text{ kg/m}^3$$

(Fonte: Kreith, 1922)

Com o volume específico calculado, podemos dar sequência e determinar a velocidade, pela equação 14.

(14)

$$V = \frac{0,63 \text{ kg/s}}{0,01864 \text{ m}^2 \times 0,4822 \text{ kg/m}^3}$$

$$V = 70,07 \text{ m/s}$$

Antes de podemos determinar o Reynolds, pela equação 15, utilizou-se do método de interpolação para determinar a viscosidade cinemática, como mostra a Tabela 10.

Tabela 10: Interpolação da Viscosidade Cinemática

Temperatura (K)	Viscosidade Cinemática (m ² /s)
400	$24,2 \times 10^6$
450	$31,1 \times 10^6$
458	ϑ

$$\vartheta = 32,20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

(Fonte: Kreith, 1922)

Em sequência, calculou-se o número de Reynolds, equação 15:

$$Re = \frac{70,07 \text{ m/s} \times 0,15408 \text{ m}}{32,20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \quad (15)$$

$$Re = 3,3529 \times 10^5 \text{ m/m}$$

Logo, determinou-se a rugosidade relativa pela equação 16.

$$\frac{\varepsilon}{\varnothing} = \frac{0,045 \text{ mm}}{154,08 \text{ mm}} \quad (16)$$

$$\frac{\varepsilon}{\varnothing} = 0,0002920 \text{ adimensional}$$

Após de ter determinado a rugosidade relativa juntamente com o valor de Reynolds, estipulou-se empiricamente o valor do fator de atrito f , encontrado no diagrama de Moody-Rouse, encontrado na Tabela 8. O valor encontrado a seguir representado pela letra f .

$$f = 0,014$$

Com o fator de atrito definido, podemos calcular as perdas parciais, dadas pelas perdas da secção reta e curvas.

Perda de carga da secção Reta, determinamos pela equação 17:

$$P_{(\text{Tub Ret})} = [0,014 \times (815\text{m} \div 0,15408\text{m}) \times [(0,4822 \text{ kg/m}^3 \times 70,07^2) \div 2]] \quad (17)$$

$$P_{(\text{Tub Ret})} = 87.659,87 \text{ Pa}$$

Nas singularidades obtemos os seguintes resultados, estipulados pela equação 18 e equação 19, na sequência.

Cálculo de Perda nas Curvas de 90°

(18)

$$P_{(\text{Curvas } 90)} = [0,9 \times [(0,4822 \text{ kg/m}^3 \times 70,07^2) \div 2]] \times 45$$

$$P_{(\text{Curvas } 90)} = 47.942,03 \text{ Pa}$$

Cálculo de Perda nas Curvas de 45°

(19)

$$P_{(\text{Curvas } 45)} = [0,4 \times [(0,4822 \text{ kg/m}^3 \times 70,07^2) \div 2]] \times 7$$

$$P_{(\text{Curvas } 45)} = 3.314,51 \text{ Pa}$$

Podemos fazer um somatório das perdas, obtendo a primeira parcela, perda parcial, determinamos pela equação 20.

(20)

$$P_{(\text{Parcial})} = 87.659,87 \text{ Pa} + 47.942,03 \text{ Pa} + 3.314,51 \text{ Pa}$$

$$P_{(\text{Parcial})} = 138.916,41 \text{ Pa} \times (1,02 \times 10^{-5} \text{ kgf/cm}^2)$$

$$P_{(\text{Parcial})} = 1,42 \text{ kgf/cm}^2$$

Aproximadamente:

$$P_{(\text{Parcial})} = 1,5 \text{ kgf/cm}^2$$

Para mensurarmos esta perda em reais, realizou-se o seguinte cálculo, apresentado na tabela 11.

Tabela 11: Cálculo da Perda de Produção de Vapor/h

Pressão (kgf/cm ²)	Capacidade de Produção (kcal/h)
12	17.650.500,00
1,5	X

$$x = 2.206.312,5 \text{ kcal/h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Podemos estipular esta perda em massa de vapor perdido, para isto faremos o seguinte cálculo:

$$Q = m \times \text{PCI}_{(\text{Combustível})}$$

$$m = \frac{Q}{\text{PCI}_{(\text{Combustível})}}$$

$$m = \frac{2.206.312,5 \text{ kcal/h}}{1.850 \text{ kcal/kg}}$$

$$m = 1.192,60 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para efetuar o custo médio do vapor produzido pela empresa, leva-se em consideração todos os custos referentes ao Tratamento de Efluentes, custo médio da água, custo médio do cavaco, custo de energia, todos estes obtendo um valor médio final de R\$ 56,00 a cada 1.000 kg de vapor produzido. Com o valor do combustível estipulado pela empresa, podemos determinar a nossa perda em reais, identificado na tabela 12, chegando a um resultado final de aproximadamente R\$66,78/h de perda por hora devido à perda de pressão.

Tabela 12: Perda de Carga em Reais

Preço Vapor (R\$/h)	Quantidade Produzida (kg/h)
1.680,00	30.000,00
x	1.192,60

$$x = \text{R\$ } 66,78/\text{h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Levando em conta este preço por hora podemos realizar uma perda anual, devido à queda de pressão. Para o cálculo levou-se em conta 24 horas em um dia, 30 dias em um mês e 12 meses no ano, visto na tabela 13.

Tabela 13: Cálculo da Perda Anual de Vapor

Preço da Perda Vapor (R\$/h)	Perdas por hora (h)
66,78	1
x	8.640,00(em 1Ano)

$$x = \text{R\$ } 576.979,2/\text{ano}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Após terem efetuados os cálculos das perdas de carga pela secção reta e pelas singularidades, necessitou-se realizar as medições de temperatura do costado, realizado através do medidor de temperatura infravermelho, como mostra na figura 16.

**Figura 18:** Temperatura do Isolamento Medido

(Fonte: O autor, 2016)

O modelo do medidor de temperatura utilizado foi o Minipa MT-350, mostrado na figura 17, características no anexo 7.



Figura 19: Medidor de Temperatura do Tipo Infravermelho

(Fonte: O autor, 2016)

Como mostra a figura 16, a temperatura do isolamento apresentou um valor de aproximadamente de 60°C, adotado nos cálculos. Com a tabela 7, estipulou-se a temperatura de máxima de operação neste caso de 200°C, para se obter o valor de condutividade térmica do isolamento $k=0,041 \text{ kcal/h.m.}^\circ\text{C}$, a espessura de lã de rocha que se encontra na tubulação atual é de 50 mm.

Com todas as incógnitas estipuladas, iniciou-se os cálculos da parcela de perda do fluxo de calor pelo isolamento térmico, conforme os cálculos seguintes.

Primeiramente calculou-se a temperatura de filme pela equação 22, a média entre a temperatura externa do isolamento e a temperatura do ambiente, este adotado 25°C.

(22)

$$T_f = \frac{(60 + 25)^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_f = 42,5^\circ\text{C}$$

Determinado a temperatura de filme, em seguida estipulou-se o coeficiente de expansão volumétrica, pela equação 23.

(23)

$$\beta = \frac{1}{(42,5^\circ\text{C} + 273)\text{K}}$$

$$\beta = 3,17 \times 10^{-3}$$

Para efetuar o cálculo de Rayleigh, precisamos encontrar na tabela o número de Prandtl, que pode ser interpolado com os valores do anexo 12, dados esses interpolados levando em conta a temperatura de filme 42,5°C, verificado na tabela 14, a seguir.

Tabela 14: Interpolação do Número de Prandtl

Temperatura (°C)	Número de Prandtl (Pr)
40	0,7255
42,5	Pr
45	0,7241

$$Pr = 0,725$$

(Fonte: Kreith, 1922)

Em seguida interpolou-se a viscosidade cinemática do ar, mostrado na tabela 15.

Tabela 15: Interpolação da Viscosidade Cinemática

Temperatura (°C)	Viscosidade Cinemática (m ² /s)
40	1,702 x 10 ⁻⁵
42,5	ϑ
45	1,75 x 10 ⁻⁵

$$\vartheta = 1,726 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

(Fonte: Kreith, 1922)

Com a viscosidade mensurada, calculou-se o número de Rayleigh, pela equação 25.

$$Ra = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 3,17 \times 10^{-3} \times \{(60 + 273) - (25 + 273)\} \times (0,15408 \text{ m})^3 \times 0,725}{\left(1,726 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right)^2} \quad (25)$$

$$Ra = 9,69 \times 10^6$$

Logo, realizou-se o cálculo de Nusselt, pela equação 26.

(26)

$$Nu = \left\{ 0,6 + \left(\frac{0,387 \times (9,69 \times 10^6)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,725} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right) \right\}^2$$

$$Nu = 28,07$$

Com todas as incógnitas resolvidas, calculou-se o coeficiente de película do ar, para a temperatura de 25°C, utilizando a equação 27.

(27)

$$h = 28,07 \times \left(\frac{0,041 \text{ kcal/h. m. } ^\circ\text{C}}{0,15408 \text{ m}} \right)$$

$$h = 7,47 \frac{\text{kcal}}{\text{h. m}^2. ^\circ\text{C}}$$

A partir disto, estipulou-se então a perda do fluxo de calor, pela equação 21.

(21)

$$Q_{\text{Conv}} = 7,47 \frac{\text{kcal}}{\text{h. m}^2. ^\circ\text{C}} \times (\pi \times 0,15408\text{m} \times 815\text{m})[(60 - 25)^\circ\text{C}]$$

$$Q_{\text{Conv}} = 103.143,63 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Estipulado a perda de calor do isolamento para o ambiente, estipulou-se a perda em reais da perda pelo isolamento, na tabela 16.

Tabela 16: Cálculo da Perda pelo Isolamento em Reais

Preço Vapor (R\$/h)	Capacidade de Produção (kcal/h)
1.680,00	17.650.500,00
x	103.143,63

$$x = \text{R\$ } 9,81/\text{h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

A tabela 17, mostra o cálculo anual para a perda de calor pelo isolamento em reais, utilizando os mesmos critérios de quantidade de dias, meses e ano, do cálculo mensurado anteriormente.

Tabela 17: Cálculo da Perda pelo Isolamento em Reais/ano

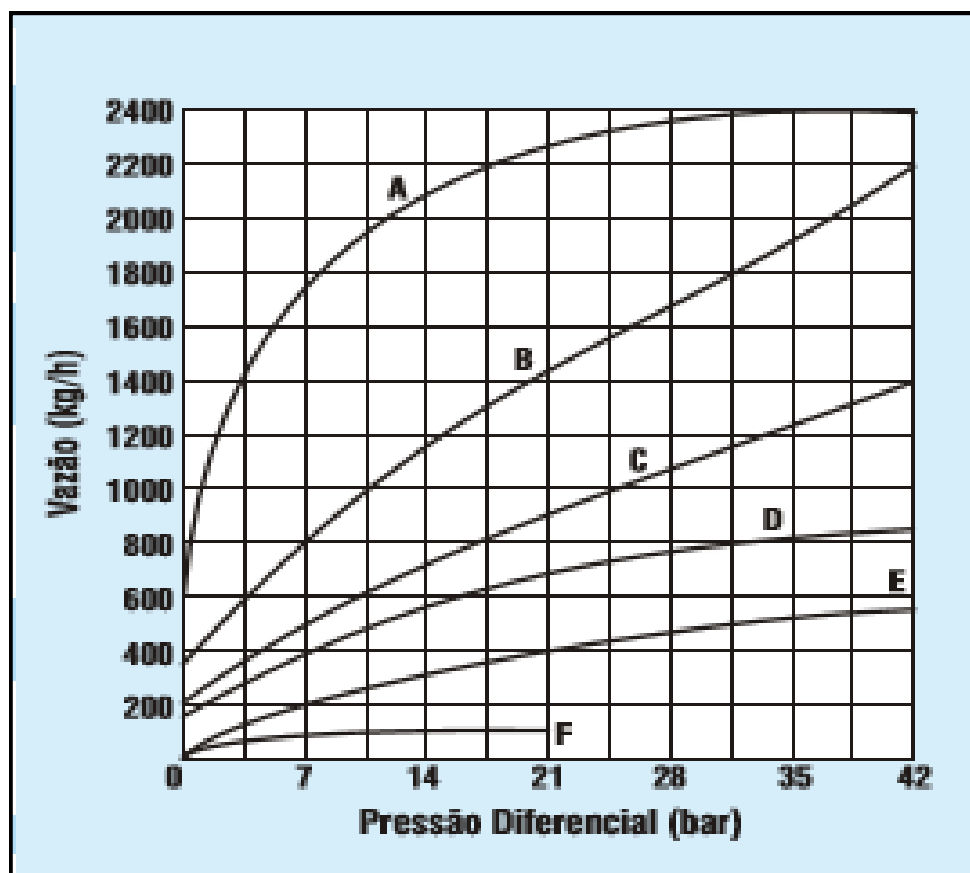
Preço da Perda Vapor (R\$/h)	Perdas por hora (h)
9,81	1
x	8.640,00(em 1Ano)

$$x = \text{R\$ } 84.758,4/\text{ano}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Em seguida realizou-se o cálculo de perda pelos purgadores. Antes de tudo foram necessários encontrar a vazão do purgador através da tabela 18.

Com a pressão da rede de 12 kgf/cm², o modelo que se encontra na instalação é o TDS52 ¾" BSP, logo nossa curva de avaliação é a curva C como estipula o fabricante. Para efeito de cálculo consideramos que um dos purgadores estava dando passagem de vapor e do próprio condensado, ou seja, um dos nove purgadores instalados na linha estava com defeito, dando passagem não só do condensado, mas também do vapor vivo.

Tabela 18: Gráfico de escolha de Vazão de Purgadores

(Fonte: Catálogo Spirax Sarco, 2000)

Analizando o gráfico, com os dados estabelecidos adotamos a vazão de aproximadamente 650 kg/h. De acordo com Sarco (2005), consideramos de 20 a 50% deste valor obtido no gráfico. Para efeitos de cálculos, adotamos 20%, logo obtemos o valor da vazão de 130 kg/h.

Assim como as outras perdas pode-se mensurar em reais, a vazão de vapor direto pelo purgador, mostrado na tabela 19.

Tabela 19: Cálculo da Perda em Reais do Purgador

Preço Vapor (R\$/h)	Quantidade Produzida (kg/h)
1.680,00	30.000,00
x	130

$$x = \text{R\$ } 7,28/\text{h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Conforme as outras perdas, estipulou-se os valores referente a um ano, como mostra a tabela 20.

Tabela 20: Perda do Purgador em Reais/ano

Preço da Perda Vapor (R\$/h)	Perdas por hora (h)
7,28	1
x	8.640,00(em 1Ano)

$$x = \text{R\$ } 62.899,2/\text{ano}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Calculou-se então, o somatório das perdas em reais, realizado pela tabela 21.

Tabela 21: Somatório das Perdas em Reais/ano

Perda Considerada	Preço da Perda Vapor (R\$/ano)
Perda pela queda de Pressão	576.979,2
Perda pelo Isolamento Térmico	84.758,4
Perda pelo Purgador com passagem direta	62.899,2

$$x = \text{R\$ } 724.636,8/\text{ano}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Buscando reduzir a perda da pressão devido a sua grande extensão, estipulou-se a substituição das curvas de 90°, para curvas de 45°, obtendo os resultados a seguir.

Calculo da substituição da curva de 90° para 45°, pela equação 18, utilizando o fator para curva de 45°.

(18)

$$P_{(\text{Curvas } 90 \rightarrow 45)} = [0,4 \times [(0,4822 \text{ kg/m}^3 \times 70,07^2) \div 2]] \times 45$$

$$P_{(\text{Curvas } 90 \rightarrow 45)} = 21.307,57 \text{ Pa}$$

Como a perda das curvas de 45° já foram mensuradas, fez-se então o somatório das perdas pela secção reta da tubulação, por singularidades, pela equação

$$P_{(\text{Após Substituição})} = 87.659,87 \text{ Pa} + 21.307,57 \text{ Pa} + 3.314,51 \text{ Pa}$$

$$P_{(\text{Após Substituição})} = 112.281,95 \text{ Pa} \times (1,02 \times 10^{-5} \text{ kgf/cm}^2)$$

$$P_{(\text{Parcial})} = 1,14 \text{ kgf/cm}^2$$

Tabela 22: Cálculo da Perda de Produção de Vapor/h após a Substituição

Pressão (kgf/cm ²)	Capacidade de Produção (kcal/h)
12	17.650.500,00
1,14	X

$$x = 1.676.797,5 \text{ kcal/h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Calculou-se a massa de vapor perdida por hora.

$$m = \frac{1.676.797,5 \text{ kcal/h}}{1.850 \text{ kcal/kg}}$$

$$m = 906,37 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Determinou-se a perda em reais, identificado na tabela 23, chegando a um resultado final de aproximadamente R\$50,75/h de perda devido à perda de pressão.

Tabela 23: Perda de Carga em Reais após Substituição

Preço Vapor (R\$/h)	Quantidade Produzida (kg/h)
1.680,00	30.000,00
x	906,37

$$x = \text{R\$ } 50,75/\text{h}$$

(Fonte: O autor, 2016)

Em sequência, realizou-se o cálculo da perda anual, com os mesmos critérios adotados anteriormente referente aos períodos adotados para estipular as perdas em reais, identificado a perda após a substituição das curvas de 90° para curvas de 45° na tabela 24.

Tabela 24: Cálculo da Perda Anual de Vapor após Substituição

Preço da Perda Vapor (R\$/h)	Perdas por hora (h)
50,75	1
x	8.640,00(em 1Ano)

$$x = \text{R\$ } 438.541.46/\text{ano}$$

(Fonte: O autor, 2016)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao término deste trabalho, foram determinados as perdas na distribuição de vapor contemplando as singularidades, trecho reto, isolamento térmico e a perda por um purgador que apresentava defeito quando realizado o estudo. Se comprovou através dos cálculos, os quais apresentaram uma grande diferença de perda de pressão entre a rede atual com curvas de 90° comparando-se com a substituição para as curvas de 45°.

Todo o dimensionamento das perdas, seguiu-se literaturas e catálogos de empresas especializadas no ramo de tubulação de vapor. Ao analisar os resultados obtidos, pode-se afirmar que a rede atualmente instalada, apresenta uma perda de carga de 1,5 Kgf/cm² ao longo de toda a sua extensão de 815 metros e suas singularidades, tendo influência diretamente na produtividade do vapor fabricado pela empresa.

Apenas com a substituição das curvas de 90°, mostrou-se uma diferença de 34% de redução de perda de pressão comparado a pressão inicial, ou seja, a perda de carga era de 1,5 Kgf/cm² passou a ser de 1,14 Kgf/cm².

Com essa redução de 0,36 Kgf/cm² de pressão, possibilitaria impactos positivos no meio ambiente, tais como, combustível (lenha, água), tratamento de efluentes, custos com energia, haja vista que as empresas estão cada vez mais comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente.

Para a análise final, havendo a substituição das singularidades mencionadas, pode-se ter uma redução de custo anual de R\$ 138.437,74 apenas pela diferença de perda de pressão calculada.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A distribuição do vapor ocorre por um sistema de centro de distribuição, ou seja, as unidades produtoras enviam o vapor a um local no qual é distribuído de acordo com a necessidade de cada fábrica.

A central de distribuição envia o vapor para nove fábricas, o vapor então fornecido e é transportado por tubulações. Essas tubulações são de diâmetros diferentes e comprimentos diferentes, conseqüentemente o isolamento se torna diferente se tratando de quantidade e não de material. Sugere-se para trabalhos futuros, calcular a eficiência das caldeiras antes deste sistema de coletor de vapor, levando em considerações os cálculos mencionados para a eficiência nos geradores de vapor, podendo ser analisados por ambos os métodos, direto ou indireto.

Sugere-se também, realizar o levantamento de custos de mão-de-obra, com empresas que prestam serviços industriais, para que se faça um comparativo com o ganho em reais das substituições das curvas de 90° para as de 45°, podendo assim, realizar uma técnica muito utilizada nas empresas para análise do prazo de retorno do investimento em um projeto. Podemos completar que o PayBack é o tempo de retorno do investimento inicial até o momento no qual o ganho acumulado se iguala ao valor deste investimento, normalmente este período é medido em meses ou anos.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGUIAR, W. **Eficiência energética de um gerador de vapor através do método indireto**. Editora: Acta Iguazu, Cascavel. Francisco Beltrão, 2014.

ARMSTRONG. **Catálogo de Produtos Armstrong-Simplificado**. Disponível em < <http://www.rklinger.com.br/Site/pdf/armstrong.pdf> >. Acesso em 05 de junho de 2016.

BIZZO, Waldir A. **Geração, Distribuição e Utilização de Vapor**. São Paulo, UNICAMP, 2003.

BORGNAKKE, C., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 8ª edição norte Americana. Editora: Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 2013.

BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. 2. Ed. Revisada. São Paulo, Pearson Prentice Hall, 2008.

ÇENGEL, Yunus A. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA**. 3. Ed. – SÃO PAULO – SP: McGraw-hill Interamericana do Brasil Ltda, 2009.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA (CNI); ELETROBRÁS; PROCEL INDÚSTRIA. **Eficiência Energética na Indústria**. Brasília: CNI, 2009.

ELEKTRO, Eletricidade e Serviços S.A. **Manual Elektro de Eficiência Energética**.

GASPAR, C. **Eficiência Energética na Indústria**. Cursos de Utilização Racional de Energia, Agencia para a Energia – ADENE. Gaia, 2004.

INCROPERA, Frank P., DEWITT, David P., BERGMAN, Theodore L., LAVINE, Adrienne S. **FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR E DE MASSA**. 6. Ed. - RIO DE JANEIRO – RJ: LTC – Livros técnicos e científicos. Editora Ltda, 2007.

KREITH, F., BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. Revisão Técnica Flávio Maron Vichi e Maria Teresa Castilho Mansor. São Paulo. Pioneira Thomson Learning, 2003.

MARQUES, M. C. S., HADDAD, J., MARTINS, A. R. S. **Conservação de energia: Eficiência Energética de Equipamentos e Instalações**. 3. Ed. Itajubá, MG: FUPAI, 2006.

MARTINELLI JUNIOR, L. C. **Geradores de Vapor**. Rio Grande do Sul: Ijuí, 2003.

MICHELIS, A. **3º Semana Internacional das Engenharias da Fahor**. Ed. Única. Rio Grande do Sul, FAHOR, 2013.

NOGUEIRA, L. A. H. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

OLIVEIRA, L. L., SALUM, M. D., TEIXEIRA, T. H. A., COUTO, R. L., **UNESP – Universidade Estadual Paulista TRANSMISSÃO DE CALOR Convecção forçada e natural**. São Paulo: 18 de novembro de 2006.

PEDERIVA, A. C., MATTIONI, R. **Estudo Para Melhoria da Eficiência de uma Tubulação de Vapor para uma Fábrica de Ração Animal**. Rio Grande do Sul: Horizontina, FAHOR, 2013.

REDDO, A. M., **Apostila de Tecnologia do Calor I**. Fundação Técnico Educacional Souza Marques, Fevereiro de 2008.

ROCHA, C. A., NOGUEIRA, L. A. H., NOGUEIRA, F. J. H. **Eficiência Energética no uso do Vapor, Manual Prático Procel**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

RUSSEL, J. B., 1929. **Química Geral**, volume 1. Tradução e revisão técnica Márcia Guekezian, *et al.* 2 ed. São Paulo: Mackon Books, 1994.

SARCO, Spirax. **Curso de Projetos de Sistema de Vapor**. 2005.

SARCO, Spirax. **Catálogo Técnico Simplificado**. 2000.

ZANELLA JUNIOR, E. A. **Caldeiras**. Cascavel: Fundação Assis Gurgacz, 2013. Disponível em < <http://www.eliseuzanellajunior.com/#!apostilas/cyhx> >. Acesso em 05 de junho de 2016.

ZATTONI, Célio Carlos. **Materiais para tubulação**. São Paulo, FATEC, 2008.

VIANA, A. N. C., BORTONI, E.C., NOGUEIRA, F. J. H., HADDAD, J., NOGUEIRA, L. A. H., VENTURINI, O. J., YAMACHITA, R. A. **Eficiência Energética: Fundamentos e Aplicações**. 1^o Edição. São Paulo: Campinas, 2012.

ANEXOS

Anexo1: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado



spirax/sarco

TDS52

TI-D4-01
BR Rev.00

Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado

Descrição

O TDS52 é um purgador termodinâmico de fluxo distribuído com filtro incorporado para vapor saturado fabricado em aço inoxidável martensítico, especialmente projetado para descargas de condensado relativamente baixas, como drenagem de linhas de vapor.

Possui isotampa incorporada que protege o purgador contra intempéries. O fluxo distribuído garante uma descarga de condensado mais homogênea, assegurando uma maior durabilidade do produto. O filtro incorporado ao corpo do purgador reduz o espaço de instalação e garante a retenção de sujeira, antes de sua chegada à sede.

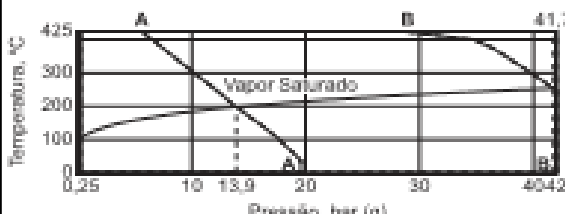
Certificação

Este produto está disponível com certificados EN 10204 2.1 e EN 10204 2.2 para corpo, isotampa e corpo do filtro. Também está disponível certificação EN 10204 3.1, mediante uma taxa adicional. Estes certificados serão fornecidos mediante solicitação do cliente. Nota: Todas as solicitações de certificação e requisitos de inspeção deverão ser indicados no momento da cotação.

Diâmetros e Conexões

1/2", 3/4" e 1"
Roscado BS 21 BSPP, BSPT ou ASME B.1.20.1 NPT
Flangeado ASME B16.5 150#, 300# e 600# (flanges adaptadas)

Limites de Pressão / Temperatura



■ Não utilizar nesta região

A-A Flangeado ASME 150#
B-B Flangeado ASME 300#

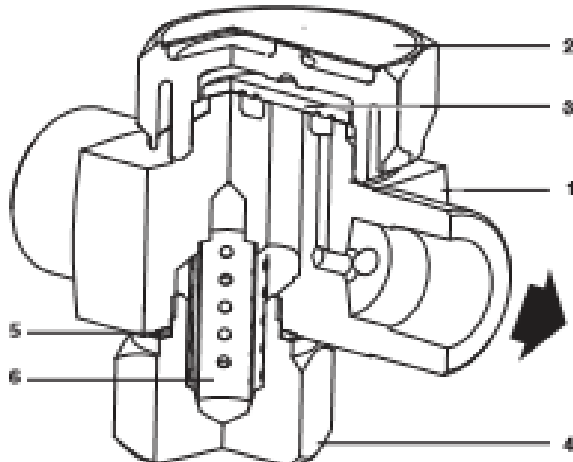
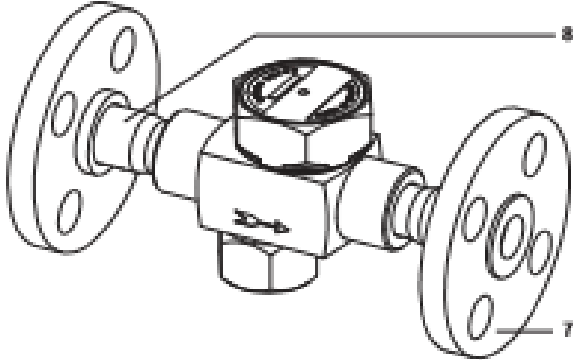
PMO	Pressão Máxima de Operação	42 bar g
TMO	Temperatura Máxima de Operação	425°C
	Temperatura Mínima de Operação	0°C
	Contrapressão Máxima	80% da pressão de entrada
	Pressão Mínima de Operação	0,25 bar g

Nota: Para outras condições de operação consulte a Spirax Sarco.

Como solicitar

Sempre solicitar TDS52 informando o diâmetro e tipo de conexão.

Exemplo: 1 Purgador Termodinâmico Spirax Sarco, modelo TDS52, diâmetro nominal 1", conexões rosçadas BSPP.

Materiais

No.	Parte	Material	Especificação
1	Corpo	Aço Inoxidável	AISI 420 F
2	Isotampa	Aço Inoxidável	ASTM A 743 Gr. CA40
3	Disco	Aço Inoxidável	AISI 420
4	Corpo do filtro	Aço Inoxidável	AISI 420 F
5	Junta do filtro	Gráfico revestido com Al 316	
6	Tela 20 mesh	Aço Inoxidável	AISI 316
7	Flange	Aço Carbono	ASTM A 105
8	Tubo	Aço Carbono	ASTM A 106 Gr. B

Não reservamos o direito de realizar alterações neste documento sem aviso prévio.

© Copyright 2009

Anexo 2: Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado

Dimensões/pesos (aproximados) em mm and kg

Ø	A	B	C	Ø	Ø	Ø	Peso
				150#	300#	600# (roscado)	
½"	83	77	45	165	181	194	0,8
¾"	88	87	45	165	185	212	1,1
1"	105	112	45	214	233	246	2,0

Distância para manutenção

Curva de Capacidade

Informações de Segurança, Instalação e Manutenção

Preferencialmente o purgador deve ser instalado em linha horizontal. Para maiores detalhes veja o Manual de Instalação e Manutenção (IM-G1-01) fornecido com o produto.

Peças de Reposição

As peças de reposição disponíveis estão marcadas em linhas sólidas na figura abaixo.

Peças de reposição disponíveis	
Disco	3
Conjunto da tampa	2
Conjunto da tela	5, 6
Conjunto corpo do filtro	4, 5, 6

Como solicitar
Sempre solicitar peças de reposição usando a descrição fornecida na coluna da tabela de peças de reposição e informar tamanho e tipo do do purgador.
Exemplo: 1 disco para TD852 ½".

Nota: No momento da reposição, aplique uma graxa para altas temperaturas na rosca da tampa.

Forques de aperto recomendados

Item	Diâmetro	N m
2	½"	120 ± 20
	¾"	190 ± 20
	1"	170 ± 20
4	½", ¾"	170 ± 20
	1"	190 ± 20

spirax

arco

Purgador Termodinâmico de Fluxo Distribuído com Filtro Incorporado TD852

TI-D4-01

Anexo 3: Medidor de Vazão Vortex



spirax sarco

TI-D546-05
BR Rev.00

Medidor de Vazão PhD Vortex

Descrição
O medidor de vazão PhD consiste em um medidor do tipo vortex que mede a vazão de fluido através da detecção da frequência de vórtices formados devido a presença de um corpo defletor que origina os vórtices quando da passagem de fluido. No corpo defletor há um sensor piezoelétrico que converte o sinal de frequência (pulsos) em sinal elétrico.
O medidor pode ser utilizado para vários tipos de fluidos de processo. Possui saída do tipo frequência ou saída de sinal 4-20 mA, proporcional à vazão.

Recursos

- Não possui partes móveis
- É possível remover o sensor sem necessidade de parar o processo para pressão abaixo de 52 barg.
- Simples, sem juntas internas e sem possibilidade de vazamento
- Elevada exatidão e rangeabilidade
- Para tubulações de 1" a 12"
- Temperatura de operação até 398°C
- EZ-Logic™ - interface com o usuário

Especificações de Performance

Exatidão

Líquidos	± 0,7% da vazão
Gás e vapor	± 1,0% da vazão
Versão de saída analógica	Adicionar ± 0,1% fundo de escala

Repetibilidade
± 0,15% da vazão

Tempo de resposta
Ajustável de 1 a 100 segundos (versão de saída analógica)

Fator K – Correção de Temperatura
O fator K do medidor diminui em 0,29% para cada 100°F (37,7°C) de aumento de temperatura acima de 70°F (21,1°C). O inverso é verdadeiro abaixo de 70°F (21,1°C).
A programação da temperatura de operação na pane eletrônica do medidor corrige o K-fator automaticamente.

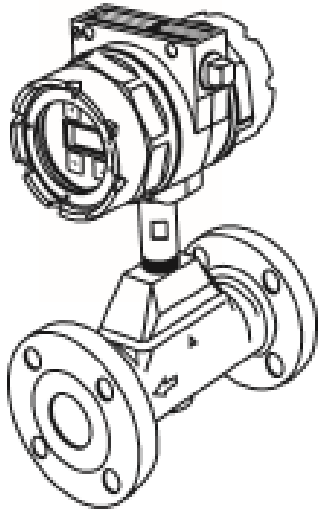
Especificações de Operação

Tipos de fluidos
Líquido, gás e vapor

Tubulações
1" a 12"

Temperatura Limite de Processo
-40 a 398°C

Pressão de Processo
Flange
ANSI Classe 150, 300 ou 600
Wafer
Os medidores do tipo wafer são classificados de acordo com o flange para um máximo de ANSI Classe 600



Especificação Invólucro
Aprovação NEMA – 4X

Temperatura Ambiente Limite
Normal
-28 a 60°C

Opção com display
0 a 60°F - 60°C

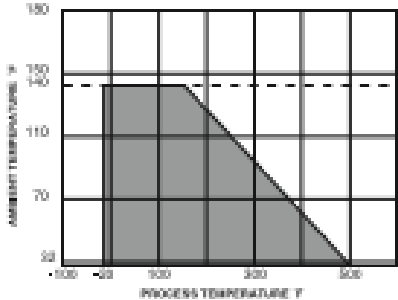


Figura 1.
Range de temperatura ambiente para montagem local da parte eletrônica.

Umidade Ambiente Limite
5- 100% umidade relativa

Alimentação
15 - 40 VDC; máxima potência consumida: 1 wat

Nos reservamos o direito de realizar alterações neste documento sem aviso prévio. © Copyright 2012

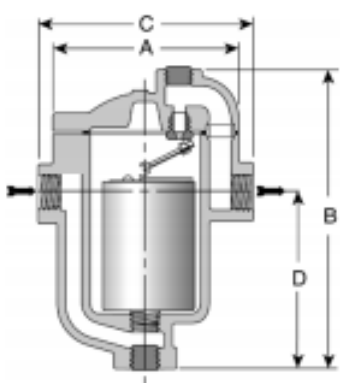
Anexo 4: Purgador do Tipo Balde Invertido Série 800-813, Armstrong



Série 800-813

Purgador de Balde Invertido

Ferro Fundido, para Instalação Horizontal
Para pressões até 17 bar (250 psig) – Capacidade até 2.000 kg/h (4.400 lb/h)





Condições máximas de operação
Pressão máxima permitida (projeto do vaso):
17 bar a 232°C (250 psig a 450°F)

Pressão operacional máxima:
Modelo 800: 10 bar (150 psig)
Modelo 811-813: 17 bar (250 psig)

Conexões
Disponíveis em rosca NPT e BSP

Materiais
Corpo: ASTM A48 Classe 30
Partes internas: todas em aço inoxidável – 304
Válvula e base: aço cromo endurecido – 17-4PH
Plug de teste: aço carbono

Opcionais:

- Válvula interna de retenção em aço inoxidável
- Balde de ventilação térmica
- Pop drain em aço inoxidável
- Conexões para teste
- Dreno térmico
- Fio de arraste

Especificação
Purgador de vapor tipo balde invertido, em ferro fundido, com ventilação contínua de ar à temperatura do vapor, mecanismo flutuante em aço inoxidável e orifício de descarga no topo do purgador.

Como Pedir
Especifique:

- Número do modelo
- Diâmetro e tipo da conexão com a tubulação
- Pressão máxima de trabalho ou o diâmetro do orifício
- Opcionais necessários

Série 800-813 - Purgadores de entrada lateral e saída lateral

Nº do Modelo	800*		811		812		813	
	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm
Conexões	1/2, 3/4	15, 20	1/2, 3/4, 1	15, 20, 25	1/2, 3/4	15, 20	3/4, 1	20, 25
Plug de teste	1/4	6	1/4	6	1/2	15	3/4	20
A	3-3/4	95,2	3-3/4	95,2	5-5/8	143	7	178
B	5-7/16	138	6-7/8	175	9-1/16	230	11-3/4	298
C	5	127	5	127	6-1/2	165	7-3/4	197
D	2-3/4	70	4-1/4	108	5-3/8	137	7-1/32	179
Número de parafusos	6							
Peso (kg)	2,3		2,7		6,8		12,5	

* Não pode ser fornecido com balde de ventilação térmica e válvula de retenção.
 ** Acrescentar o sufixo "CV" ao número do modelo para a válvula interna de retenção e "T" para balde de ventilação térmica.
 Todas as dimensões e pesos são aproximados. Utilizar desenho certificado para obter as dimensões exatas. Projeto e materiais sujeitos a alterações sem aviso prévio.

www.klinger.com.br

Anexo 5: Purgador Termodinâmico Modelo CD-33, Armstrong



CD-33

Purgador Termodinâmico

Para vapor até 42 bar (600 psig) – Capacidade até 1134 kg/h (2500 lb/h)



Vantagens

- Projeto com três orifícios de descarga
- Desgaste mínimo com ciclo controlado
- À prova de congelamentos
- Base e disco endurecidos

Especificação

Purgador de vapor tipo termodinâmico em aço inoxidável, base e disco integrados com superfícies endurecidas e acabamento em aço inox banhado a níquel. Quando necessário, o purgador possui filtro "Y" integrado, válvula de purga ou cobertura isoladora de proteção contra chuva. Pressão máxima permitida (projeto do vaso) deve ser de 63 bar a 400°C (915 psig a 752°F). Pressão operacional máxima deve ser de 42 bar a 400°C (600 psig a 752°F).

Modelo nº	CD-33				CD-33S (c/ filtro)				CD-33L (baixa capacidade)		CD-33L (baixa capacidade c/ filtro)	
	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm	pol	mm
Conexões	1/2, 3/4	15, 20	1	25	1/2, 3/4	15, 20	1	25	1/2, 3/4	15, 20	1/2, 3/4	15, 20
A	1-7/16	37	1-3/4	44	1-7/16	37	1-3/4	44	1-7/16	36	1-7/16	36
B	2-1/2	63	3-1/8	79	4-1/4	108	4-3/4	121	2-1/2	63	4-1/4	108
C	3-5/16	84	3-15/16	100	3-1/2	89	4-1/8	105	3-5/16	84	3-1/2	89
D	1-3/4	44	2-1/4	57	1-3/4	44	2-1/4	57	1-3/4	44	1-3/4	44
E	-	-	-	-	3	76	3	76	-	-	3	76
F	-	-	-	-	1/4 NPT	6	1/4 NPT	6	-	-	1/4 NPT	6
G	-	-	-	-	3-1/2	89	3-1/2	89	-	-	3-1/2	89
Peso (kg)	1,4 (0,64)		2,5 (1,1)		2,2 (1,0)		3,25 (1,5)		1,41 (0,64)		2,2 (1,0)	
Pressão máxima de projeto	63 bar @ 400°C (915 psig @ 752°F)											
Pressão mínima de operação (bar)	0,24 bar (3,5 psig)											
Pressão máxima de operação (bar)	41 bar @ 252°C (600 psig @ 485°F)											

Peça	Material
Corpo	ASTM A743 Gr. CA40
Tampa	ASTM A743 Gr. CA40
Disco	ASTM A276 Gr. 420
Tela do filtro	Aço Inox T-304, com trama 30 x 30 Mesh
Tela de retenção	ASTM A743 Gr. CA40
Plug de descarga (apenas no CD-33S)	Aço carbono

Peça	Material
Válvula de descarga	Aço inox
Cobertura de proteção contra chuva (apenas DN 1" e 1 1/2")	Aço inox

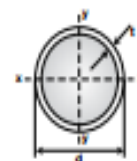
Todas as dimensões e pesos são aproximados. Utilizar o desenho certificado para obter as dimensões exatas. Projetos e materiais estão sujeitos a alteração sem aviso prévio.

www.ridinger.com.br
 15

Anexo 6: Tabela de Tubos Schedule 40

Valiounec / Tubos Estruturais, Seção Circular, Quadrada e Retangular / p.53

Seção Tubular Circular (TC)



Dimensões externas	Espessura da parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia	Raio de Giro	Módulo de Resistência Elástico	Módulo de Resistência Plástico	Const. Torção	Módulo de Resistência à Torção	Área de superfície por unidade de Comp.
d (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm²)	$I_x = I_y$ (cm⁴)	$r_x = r_y$ (cm)	$W_x = W_y$ (cm³)	$Z_x = Z_y$ (cm³)	J (cm⁴)	W_t (cm³)	U (m²/m)
141,3	5,0	16,8	21,4	498	4,82	70,5	92,9	996	141	0,444
	5,6	18,7	23,9	550	4,80	77,9	103	1.101	158	
	6,4	21,3	27,1	618	4,77	87,5	117	1.237	175	
	7,1	23,5	29,9	676	4,75	95,6	128	1.352	191	
	8,0	26,3	33,5	747	4,72	108	142	1.494	211	
	8,8	28,8	36,6	807	4,69	114	155	1.615	229	
	10,0	32,4	41,2	894	4,66	127	173	1.788	253	
	11,0	35,3	45,0	982	4,62	138	187	1.925	272	
	12,5	39,7	50,6	1.059	4,58	150	208	2.117	300	
	14,2	44,5	56,7	1.159	4,52	164	230	2.318	328	
	16,0	49,4	63,0	1.256	4,47	178	253	2.512	356	
168,3	5,0	20,1	25,7	356	5,78	102	133	1.712	203	0,529
	5,6	22,5	28,6	398	5,76	113	148	1.897	225	
	6,4	25,6	32,6	468	5,73	127	168	2.138	254	
	7,1	28,2	36,0	517	5,70	139	185	2.340	278	
	8,0	31,6	40,3	577	5,67	154	206	2.595	308	
	8,8	34,6	44,1	627	5,65	167	224	2.813	334	
	10,0	39,0	49,7	704	5,61	186	251	3.128	372	
	11,0	42,7	54,4	769	5,57	201	273	3.379	402	
	12,5	48,0	61,2	858	5,53	222	304	3.737	444	
	14,2	54,0	68,7	968	5,47	245	338	4.116	489	
	16,0	60,1	76,6	1.094	5,41	267	372	4.488	533	
219,1	5,0	25,3	32,3	448	6,78	127	168	2.138	254	0,688
	5,6	27,8	35,8	498	6,76	139	185	2.340	278	
	6,4	30,8	39,8	558	6,73	154	206	2.595	308	
	7,1	33,8	43,8	618	6,70	167	224	2.813	334	
	8,0	37,1	47,3	688	6,67	186	251	3.128	372	
	8,8	40,1	50,3	738	6,65	199	273	3.379	402	
	10,0	45,1	56,3	828	6,61	222	304	3.737	444	
	11,0	49,1	61,3	898	6,57	245	338	4.116	489	
	12,5	55,1	69,3	1.008	6,53	267	372	4.488	533	
	14,2	62,1	78,3	1.138	6,47	290	407	4.860	588	
	16,0	69,1	88,3	1.288	6,41	314	443	5.216	620	

Anexo 7: Termômetro Digital Infravermelho

TERMÔMETRO INFRAVERMELHO**MODELO: MT-350****CARACTERÍSTICAS**

- Display: LCD 3 1/2 dígitos, com iluminação
- Tempo de Resposta: 300ms (nominal)
- Indicação de Polaridade: Automática, negativa (-) indicada
- Memória: Leitura Máxima e Mínima
- Indicação de Bateria Fraca:  é mostrado quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão normal de operação
- Desligamento Automático: Aprox. 10s
- Ambiente de Operação: 0 ~ 50°C, RH < 70%
- Ambiente de Armazenamento: -20°C ~ 60°C, RH < 80%
- Alimentação: Bateria 9V (6LF22, NEDA 1604)
- Consumo de Corrente em Repouso: < 5µA
Duração da Bateria: Aprox. 9 horas contínuo típico (alcalina, com iluminação e laser)
- Conformidade: Padrão CE
- Dimensões: 148(A) x 105(L) x 42(P) mm
- Peso: 157g (com bateria)

**APLICAÇÕES**

Este instrumento para medir temperatura sem contato, por exemplo em locais de difícil acesso, com altas temperaturas, em peças ou partes em movimento, ou em locais com impossibilidade de acesso por motivos de segurança ou higiene.

ELÉTRICA

- Emissividade: Pré ajustado em 0.95
- Resposta Espectral: 6 ~ 14µm
- Elemento Detetor: Termo pilha
- Lente Ótica: Lente Fresnel
- Relação entre Distância do Objeto e Área de Medição: 10:1
- Mira: 1 Marcador Laser < 1mW

TEMPERATURA

- Faixa: -30°C ~ 550°C ou -22°F ~ 1022°F
- Precisão: -30°C ~ 100°C ± 2°C
-22°F ~ 212°F ± 4°F
101°C ~ 550°C ± 2% Leitura
213°F ~ 1022°F ± 2% Leitura
- Resolução: 0.5°C / 1°C Automático ou 1°F
Coeficiente de Temperatura: ±0.2% Leit. ou
±0.2°C/±0.36°F (o que for maior para < 18°C/
64.4°F ou > 28°C/82.4°F)

ACESSÓRIOS

1. Manual de Instruções
2. Bateria 9V (6LF22, NEDA 1604)
3. Capa Protetora

ACESSÓRIOS OPCIONAIS/REPOSIÇÃO

Entre em contato conosco para obter peças de substituição, e acessórios opcionais para seu instrumento de medição.
Utilize sempre acessórios originais Minipa.



Especificações sujeitas a alterações sem prévio aviso. Figuras meramente ilustrativas.

Anexo 8: Tabela de Propriedades da Água em Função da Temperatura

576 Fundamentos da Termodinâmica

Tabela B.1 — Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1.1

Água saturada: tabela em função da temperatura

Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m ³ /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_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0,01	0,6113	0,001000	206,132	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	106,377	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	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	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	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	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	0,6386	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	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,83	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	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	2296,05	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	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	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	482,46	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	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	2534,63	524,96	2188,50	2713,46	1,5812	5,4962	7,0774
130	270,1	0,001070	0,66850	546,00	1993,90	2539,90	546,29	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	0,50885	588,72	1961,30	2550,02	589,11	2144,75	2733,87	1,7390	5,1908	6,9298
145	415,4	0,001085	0,44632	610,16	1944,69	2554,86	610,61	2129,65	2740,26	1,7906	5,0926	6,8832
150	475,9	0,001090	0,39278	631,66	1927,87	2559,54	632,18	2114,26	2746,44	1,8417	4,9960	6,8378
155	543,1	0,001096	0,34676	653,23	1910,82	2564,04	653,82	2098,56	2752,39	1,8924	4,9010	6,7934
160	617,8	0,001102	0,30706	674,85	1893,52	2568,37	675,53	2082,55	2758,09	1,9426	4,8075	6,7501
165	700,5	0,001108	0,27269	696,55	1875,97	2572,51	697,32	2066,20	2763,53	1,9924	4,7153	6,7078
170	791,7	0,001114	0,24283	718,31	1858,14	2576,46	719,20	2049,50	2768,70	2,0418	4,6244	6,6663
175	892,0	0,001121	0,21680	740,16	1840,03	2580,19	741,16	2032,42	2773,58	2,0909	4,5347	6,6256
180	1002,2	0,001127	0,19405	762,08	1821,62	2583,70	763,21	2014,96	2778,16	2,1395	4,4461	6,5857

Anexo 9: Tabela de Propriedades da Água em função da Temperatura

Apêndice B – Tabelas Termodinâmicas												577
Tabela B.1.1 (continuação)												
Água saturada: tabela em função da temperatura												
Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m ³ /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_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
185	1122,7	0,001134	0,17409	784,08	1802,90	2586,98	785,36	1997,07	2782,43	2,1878	4,3586	6,5464
190	1254,4	0,001141	0,15654	806,17	1783,84	2590,01	807,61	1978,76	2786,37	2,2358	4,2720	6,5078
195	1397,8	0,001149	0,14105	828,36	1764,43	2592,79	829,96	1959,99	2789,96	2,2835	4,1863	6,4697
200	1553,8	0,001156	0,12736	850,64	1744,66	2595,29	852,43	1940,75	2793,18	2,3308	4,1014	6,4322
205	1723,0	0,001164	0,11521	873,02	1724,49	2597,52	875,03	1921,00	2796,03	2,3779	4,0172	6,3951
210	1906,3	0,001173	0,10441	895,51	1703,93	2599,44	897,75	1900,73	2798,48	2,4247	3,9337	6,3584
215	2104,2	0,001181	0,09479	918,12	1682,94	2601,06	920,61	1879,91	2800,51	2,4713	3,8507	6,3221
220	2317,8	0,001190	0,08619	940,85	1661,49	2602,35	943,61	1858,51	2802,12	2,5177	3,7683	6,2860
225	2547,7	0,001199	0,07849	963,72	1639,58	2603,30	966,77	1836,50	2803,27	2,5639	3,6863	6,2502
230	2794,9	0,001209	0,07158	986,72	1617,17	2603,89	990,10	1813,85	2803,95	2,6099	3,6047	6,2146
235	3060,1	0,001219	0,06536	1009,88	1594,24	2604,11	1013,61	1790,53	2804,13	2,6557	3,5233	6,1791
240	3344,2	0,001229	0,05976	1033,19	1570,75	2603,95	1037,31	1766,50	2803,81	2,7015	3,4422	6,1436
245	3648,2	0,001240	0,05470	1056,69	1546,68	2603,37	1061,21	1741,73	2802,95	2,7471	3,3612	6,1083
250	3973,0	0,001251	0,05013	1080,37	1522,00	2602,37	1085,34	1716,18	2801,52	2,7927	3,2802	6,0729
255	4319,5	0,001263	0,04598	1104,26	1496,66	2600,93	1109,72	1689,80	2799,51	2,8382	3,1992	6,0374
260	4688,6	0,001276	0,04220	1128,37	1470,64	2599,01	1134,35	1662,54	2796,89	2,8837	3,1181	6,0018
265	5081,3	0,001289	0,03877	1152,72	1443,87	2596,60	1159,27	1634,34	2793,61	2,9293	3,0368	5,9661
270	5498,7	0,001302	0,03564	1177,33	1416,33	2593,66	1184,49	1605,16	2789,65	2,9750	2,9551	5,9301
275	5941,8	0,001317	0,03279	1202,23	1387,94	2590,17	1210,05	1574,92	2784,97	3,0208	2,8730	5,8937
280	6411,7	0,001332	0,03017	1227,43	1358,66	2586,09	1235,97	1543,55	2779,53	3,0667	2,7903	5,8570
285	6909,4	0,001348	0,02777	1252,98	1328,41	2581,38	1262,29	1510,97	2773,27	3,1129	2,7069	5,8198
290	7436,0	0,001366	0,02557	1278,89	1297,11	2575,99	1289,04	1477,08	2766,13	3,1593	2,6227	5,7821
295	7992,8	0,001384	0,02354	1305,21	1264,67	2569,87	1316,27	1441,78	2758,05	3,2061	2,5375	5,7436
300	8581,0	0,001404	0,02167	1331,97	1230,99	2562,96	1344,01	1404,93	2748,94	3,2533	2,4511	5,7044
305	9201,8	0,001425	0,01995	1359,22	1195,94	2555,16	1372,33	1366,38	2738,72	3,3009	2,3633	5,6642
310	9856,6	0,001447	0,01835	1387,03	1159,37	2546,40	1401,29	1325,97	2727,27	3,3492	2,2737	5,6229
315	10547	0,001472	0,01687	1415,44	1121,11	2536,55	1430,97	1283,48	2714,44	3,3981	2,1821	5,5803
320	11274	0,001499	0,01549	1444,55	1080,93	2525,48	1461,45	1238,64	2700,08	3,4479	2,0882	5,5361
325	12040	0,001528	0,01420	1474,44	1038,57	2513,01	1492,84	1191,13	2683,97	3,4987	1,9913	5,4900
330	12845	0,001561	0,01300	1505,24	993,66	2499,91	1525,29	1140,56	2665,85	3,5506	1,8909	5,4416
335	13694	0,001597	0,01186	1537,11	945,77	2482,88	1558,98	1086,37	2645,35	3,6040	1,7863	5,3903
340	14586	0,001638	0,01080	1570,26	894,26	2464,53	1594,15	1027,86	2622,01	3,6593	1,6763	5,3356
345	15525	0,001685	0,00978	1605,01	838,29	2443,30	1631,17	964,02	2595,19	3,7169	1,5594	5,2783
350	16514	0,001740	0,00881	1641,81	776,58	2418,39	1670,54	893,38	2563,92	3,7776	1,4336	5,2111
355	17554	0,001807	0,00787	1681,41	707,11	2388,52	1713,13	813,59	2526,72	3,8427	1,2951	5,1378
360	18651	0,001892	0,00694	1725,19	626,29	2351,47	1760,48	720,52	2481,00	3,9146	1,1379	5,0525
365	19807	0,002011	0,00599	1776,13	526,54	2302,67	1815,96	605,44	2421,40	3,9983	0,9487	4,9470
370	21028	0,002213	0,00493	1843,84	384,69	2228,53	1890,37	441,75	2332,12	4,1104	0,6868	4,7972
374,1	22089	0,003155	0,00315	2029,58	0,00	2029,58	2099,26	0,00	2099,26	4,4297	0,0000	4,4297

Anexo 10: Tabela de Propriedades da Água em função da Pressão

578 Fundamentos da Termodinâmica

Tabela B.1.2

Água saturada: tabela em função da pressão

Pressão kPa	Temp. °C	Volume específico (m ³ /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.
P	T	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0,6113	0,01	0,001000	206,132	0	2375,3	2375,3	0,00	2501,30	2501,30	0,0000	9,1562	9,1562
1	6,98	0,001000	129,20802	29,29	2355,89	2384,98	29,29	2484,89	2514,18	0,1059	8,8697	8,9756
1,5	13,03	0,001001	87,98013	54,70	2338,63	2393,32	54,70	2470,59	2525,30	0,1956	8,6322	8,8278
2	17,50	0,001001	67,00385	73,47	2326,02	2399,48	73,47	2460,02	2533,49	0,2607	8,4829	8,7236
2,5	21,08	0,001002	54,25385	88,47	2315,93	2404,40	88,47	2451,56	2540,03	0,3120	8,3311	8,6431
3	24,08	0,001003	45,86502	101,03	2307,48	2408,51	101,03	2444,47	2545,50	0,3545	8,2231	8,5775
4	26,96	0,001004	34,80015	121,44	2293,73	2415,17	121,44	2432,93	2554,37	0,4226	8,0620	8,4746
5	32,88	0,001005	28,19251	137,79	2282,70	2420,49	137,79	2423,66	2561,45	0,4763	7,9187	8,3950
7,5	40,29	0,001008	19,23775	168,76	2261,74	2430,50	168,77	2406,02	2574,79	0,5763	7,6751	8,2514
10	45,81	0,001010	14,67355	191,79	2246,10	2437,89	191,81	2392,82	2584,63	0,6492	7,5010	8,1501
15	53,97	0,001014	10,02218	225,90	2222,83	2448,73	225,91	2373,14	2599,06	0,7548	7,2536	8,0084
20	60,06	0,001017	7,64937	251,35	2205,36	2456,71	251,38	2358,33	2609,70	0,8319	7,0766	7,9085
25	64,97	0,001020	6,20424	271,88	2191,21	2463,08	271,90	2346,29	2618,19	0,8930	6,9383	7,8313
30	69,10	0,001022	5,22918	289,18	2179,22	2468,40	289,21	2336,07	2625,28	0,9439	6,8247	7,7686
40	75,87	0,001026	3,99345	317,51	2159,49	2477,00	317,55	2319,19	2636,74	1,0258	6,6441	7,6700
50	81,33	0,001030	3,24034	340,42	2143,43	2483,85	340,47	2305,40	2645,87	1,0910	6,5029	7,5939
75	91,77	0,001037	2,21711	394,29	2112,39	2496,67	384,36	2278,59	2662,96	1,2129	6,2434	7,4563
100	99,62	0,001043	1,69400	417,33	2088,72	2506,06	417,44	2258,02	2675,46	1,3025	6,0568	7,3593
125	105,99	0,001048	1,37490	444,16	2069,32	2513,48	444,30	2241,05	2685,35	1,3739	5,9104	7,2843
150	111,37	0,001053	1,15933	466,92	2052,72	2519,64	467,08	2226,46	2693,54	1,4335	5,7897	7,2232
175	116,06	0,001057	1,00363	486,78	2038,12	2524,90	486,97	2213,57	2700,53	1,4848	5,6868	7,1717
200	120,23	0,001061	0,88573	504,47	2025,02	2529,49	504,68	2201,96	2706,63	1,5300	5,5970	7,1271
225	124,00	0,001064	0,79325	520,45	2013,10	2533,56	520,69	2191,35	2712,04	1,5705	5,5173	7,0878
250	127,43	0,001067	0,71871	535,08	2002,14	2537,21	535,34	2181,55	2716,89	1,6072	5,4455	7,0526
275	130,60	0,001070	0,65731	548,57	1991,95	2540,53	548,87	2172,42	2721,29	1,6407	5,3801	7,0208
300	133,55	0,001073	0,60582	561,13	1982,43	2543,55	561,45	2163,85	2725,30	1,6717	5,3201	6,9918
325	136,30	0,001076	0,56201	572,88	1973,46	2546,34	573,23	2155,76	2728,99	1,7005	5,2646	6,9651
350	138,88	0,001079	0,52425	583,93	1964,98	2548,92	584,31	2148,10	2732,40	1,7274	5,2130	6,9404
375	141,32	0,001081	0,49137	594,38	1956,93	2551,31	594,79	2140,79	2735,58	1,7527	5,1647	6,9174
400	143,63	0,001084	0,46246	604,29	1949,26	2553,55	604,73	2133,81	2738,53	1,7766	5,1193	6,8958
450	147,93	0,001088	0,41398	622,75	1934,87	2557,62	623,24	2120,67	2743,91	1,8206	5,0359	6,8565
500	151,86	0,001093	0,37489	639,66	1921,57	2561,23	640,21	2108,47	2748,67	1,8606	4,9606	6,8212
550	155,48	0,001097	0,34268	655,30	1909,17	2564,47	655,91	2097,04	2752,94	1,8972	4,8920	6,7892
600	158,85	0,001101	0,31567	669,88	1897,52	2567,40	670,54	2086,26	2756,80	1,9311	4,8289	6,7600
650	162,01	0,001104	0,29268	683,55	1886,51	2570,06	684,26	2076,04	2760,30	1,9627	4,7704	6,7330
700	164,97	0,001108	0,27286	696,43	1876,07	2572,49	697,20	2066,30	2763,50	1,9922	4,7158	6,7080
750	167,77	0,001111	0,25560	708,62	1866,11	2574,73	709,45	2056,89	2766,43	2,0199	4,6647	6,6846
800	170,43	0,001115	0,24043	720,20	1856,58	2576,79	721,10	2048,04	2769,13	2,0461	4,6166	6,6627

Anexo 11: Tabela de Propriedades da Água em função da Pressão

Apêndice B – Tabelas Termodinâmicas												579
Tabela B.1.2 (continuação)												
Água saturada: tabela em função da pressão												
Pressão kPa	Temp. °C	Volume específico (m³/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.
P	T	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
850	172,96	0,001118	0,22698	731,25	1847,45	2578,69	732,20	2039,43	0,2771,63	2,0709	4,5711	6,6421
900	175,38	0,001121	0,21497	741,81	1838,65	2580,46	742,82	2031,12	2773,94	2,0946	4,5280	6,6225
950	177,69	0,001124	0,20419	751,94	1830,17	2582,11	753,00	2023,08	2776,08	2,1171	4,4869	6,6040
1000	179,91	0,001127	0,19444	761,67	1821,97	2583,64	762,79	2015,29	2778,08	2,1386	4,4478	6,5864
1100	184,09	0,001133	0,17753	780,08	1806,32	2586,40	781,32	2000,36	2781,68	2,1791	4,3744	6,5635
1200	187,99	0,001139	0,16333	797,27	1791,55	2588,82	798,64	1986,19	2784,82	2,2165	4,3067	6,5233
1300	191,64	0,001144	0,15125	813,42	1777,53	2590,95	814,91	1972,67	2787,58	2,2514	4,2438	6,4953
1400	195,07	0,001149	0,14084	828,68	1764,15	2592,83	830,29	1959,72	2790,00	2,2842	4,1850	6,4692
1500	198,32	0,001154	0,13177	843,14	1751,30	2594,50	844,87	1947,28	2792,15	2,3150	4,1298	6,4448
1750	205,76	0,001166	0,11349	876,44	1721,39	2597,83	878,48	1917,95	2796,43	2,3851	4,0044	6,3895
2000	212,42	0,001177	0,09963	906,42	1693,84	2600,26	908,77	1890,74	2799,51	2,4473	3,8935	6,3408
2250	218,45	0,001187	0,08875	933,81	1668,18	2601,98	936,48	1865,19	2801,67	2,5034	3,7938	6,2971
2500	223,99	0,001197	0,07998	959,09	1644,04	2603,13	962,09	1840,98	2803,07	2,5546	3,7028	6,2574
2750	229,12	0,001207	0,07275	982,65	1621,16	2603,81	985,97	1817,89	2803,86	2,6018	3,6190	6,2208
3000	233,90	0,001216	0,06668	1004,76	1599,34	2604,10	1008,41	1795,73	2804,14	2,6456	3,5412	6,1869
3250	238,38	0,001226	0,06152	1025,62	1578,43	2604,04	1029,60	1774,37	2803,97	2,6866	3,4685	6,1551
3500	242,60	0,001235	0,05707	1045,41	1558,29	2603,70	1049,73	1753,70	2803,43	2,7252	3,4000	6,1252
4000	250,40	0,001252	0,04978	1082,28	1519,99	2602,27	1087,29	1714,09	2801,38	2,7963	3,2737	6,0700
5000	263,99	0,001286	0,03944	1147,78	1449,34	2597,12	1154,21	1640,12	2794,33	2,9201	3,0532	5,9733
6000	275,64	0,001319	0,03244	1205,41	1384,27	2589,69	1213,32	1571,00	2784,33	3,0266	2,8625	5,8891
7000	285,88	0,001351	0,02737	1257,51	1322,97	2580,48	1266,97	1505,10	2772,07	3,1210	2,6922	5,8132
8000	295,06	0,001384	0,02352	1305,54	1264,25	2569,79	1316,61	1441,33	2757,94	3,2067	2,5365	5,7431
9000	303,40	0,001418	0,02048	1350,47	1207,28	2557,75	1363,23	1378,88	2742,11	3,2857	2,3915	5,6771
10000	311,06	0,001452	0,01803	1393,00	1151,40	2544,41	1407,53	1317,14	2724,67	3,3595	2,2545	5,6140
11000	318,15	0,001489	0,01599	1433,68	1096,06	2529,74	1450,05	1255,55	2705,60	3,4294	2,1233	5,5527
12000	324,75	0,001527	0,01426	1472,92	1040,76	2513,67	1491,24	1193,59	2684,83	3,4961	1,9962	5,4923
13000	330,93	0,001567	0,01278	1511,09	984,99	2496,08	1531,46	1130,76	2662,22	3,5604	1,8718	5,4323
14000	336,75	0,001611	0,01149	1548,53	928,23	2476,76	1571,08	1066,47	2637,55	3,6231	1,7485	5,3716
15000	342,24	0,001658	0,01034	1585,58	869,85	2455,43	1610,45	1000,04	2610,49	3,6847	1,6250	5,3097
16000	347,43	0,001711	0,00931	1622,63	809,07	2431,70	1650,00	930,59	2580,59	3,7460	1,4995	5,2454
17000	352,37	0,001770	0,00836	1660,16	744,80	2404,96	1690,25	856,90	2547,15	3,8078	1,3698	5,1776
18000	357,06	0,001840	0,00749	1698,86	675,42	2374,28	1731,97	777,13	2509,09	3,8713	1,2330	5,1044
19000	361,54	0,001924	0,00666	1739,87	598,18	2338,05	1776,43	688,11	2464,54	3,9387	1,0841	5,0227
20000	365,81	0,002025	0,00583	1785,47	507,58	2293,05	1826,18	583,56	2409,74	4,0137	0,9132	4,9269
21000	369,89	0,002206	0,00495	1841,97	388,74	2230,71	1888,30	446,42	2334,72	4,1073	0,6942	4,8015
22000	373,80	0,002808	0,00353	1973,16	108,24	2081,39	2034,92	124,04	2158,97	4,3307	0,1917	4,5224
22089	374,14	0,003155	0,00315	2029,58	0,00	2029,58	2099,26	0,00	2099,26	4,4297	0,0000	4,4297

Anexo 12: Tabela da Propriedades do Ar

Apêndice A – Propriedades Gerais					563
TABELA A.7					
Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)					
T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s^0 kJ/kg $\times$ K	P_r	v_r
200	142,77	200,17	6,46260	0,2703	493,47
220	157,07	220,22	6,55812	0,3770	389,15
240	171,38	240,27	6,64535	0,5109	313,27
260	185,70	260,32	6,72562	0,6757	256,58
280	200,02	280,39	6,79998	0,8756	213,26
290	207,02	290,43	6,83521	0,9899	195,36
298,15	213,04	298,62	6,86305	1,0907	182,29
300	214,36	300,47	6,86926	1,1146	179,49
320	228,73	320,58	6,93413	1,3972	152,73
340	243,11	340,70	6,99515	1,7281	131,20
360	257,53	360,86	7,05276	2,1123	113,65
380	271,99	381,06	7,10735	2,5548	99,188
400	286,49	401,30	7,15926	3,0612	87,137
420	301,04	421,59	7,20875	3,6373	77,003
440	315,64	441,94	7,25607	4,2897	68,409
460	330,31	462,34	7,30142	5,0233	61,066
480	345,04	482,81	7,34499	5,8466	54,748
500	359,84	503,36	7,38692	6,7683	49,278
520	374,73	523,98	7,42736	7,7900	44,514
540	389,69	544,69	7,46642	8,9257	40,344
560	404,74	565,47	7,50422	10,182	36,676
580	419,87	586,35	7,54084	11,568	33,436
600	435,10	607,32	7,57638	13,092	30,561
620	450,42	628,38	7,61090	14,766	28,001
640	465,83	649,53	7,64448	16,598	25,713
660	481,34	670,78	7,67717	18,600	23,662
680	496,94	692,12	7,70903	20,784	21,818
700	512,64	713,56	7,74010	23,160	20,155
720	528,44	735,10	7,77044	25,742	18,652
740	544,33	756,73	7,80008	28,542	17,289
760	560,32	778,46	7,82905	31,573	16,052
780	576,40	800,28	7,85740	34,851	14,925
800	592,58	822,20	7,88514	38,388	13,897
850	633,42	877,40	7,95207	48,468	11,695
900	674,82	933,15	8,01581	60,520	9,9170
950	716,76	989,44	8,07667	74,815	8,4677
1000	759,19	1046,22	8,13493	91,651	7,2760
1050	802,10	1103,48	8,19081	111,35	6,2885

Anexo 13: Tabela de Propriedades do Vapor d'água

Tabelas de propriedades do vapor d'água														
Unidades														
$\hat{v}$ = Volume específico (m³/kg)				$\hat{U}$ = Energia interna específica (kJ/kg)				$\hat{H}$ = Entalpia específica (kJ/kg)				$\hat{S}$ = Entropia específica [kJ/(kg·K)]		
$T/^{\circ}\text{C}$	T/K	P/bar	$\hat{v}^{\text{L}}$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{v}$	$\hat{v}^{\text{V}}$	$\hat{U}^{\text{L}}$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{U}$	$\hat{U}^{\text{V}}$	$\hat{H}^{\text{L}}$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{H}$	$\hat{H}^{\text{V}}$	$\hat{S}^{\text{L}}$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{S}$	$\hat{S}^{\text{V}}$
Tabela 1. Vapor saturado – Tabela de temperatura.														
0	273,15	0,006112	0,001000	206,1	206,1	-0,0422	2374,9	2374,9	-0,0416	2500,9	2500,9	-0,000155	9,1559	9,1558
0,01	273,16	0,006117	0,001000	206,0	206,0	0	2374,9	2374,9	0,001	2500,9	2500,9	0	9,1555	9,1555
1	274,15	0,006571	0,001000	192,4	192,4	4,176	2372,1	2376,3	4,177	2498,6	2502,7	0,01526	9,1138	9,1291
2	275,15	0,007060	0,001000	179,8	179,8	8,391	2369,3	2377,7	8,392	2496,2	2504,6	0,03061	9,0721	9,1027
3	276,15	0,007581	0,001000	168,0	168,0	12,60	2366,4	2379,0	12,60	2493,8	2506,4	0,04589	9,0306	9,0765
4	277,15	0,008135	0,001000	157,1	157,1	16,81	2363,6	2380,4	16,81	2491,4	2508,2	0,06110	8,9895	9,0506
5	278,15	0,008726	0,001000	147,0	147,0	21,02	2360,8	2381,8	21,02	2489,1	2510,1	0,07625	8,9486	9,0249
10	283,15	0,01228	0,001000	106,3	106,3	42,02	2346,6	2388,7	42,02	2477,2	2519,2	0,1511	8,7488	8,8998
15	288,15	0,01706	0,001001	77,88	77,88	62,98	2332,5	2395,5	62,98	2465,4	2528,4	0,2245	8,5559	8,7804
20	293,15	0,02339	0,001002	57,76	57,76	83,92	2318,4	2402,4	83,92	2453,5	2537,5	0,2965	8,3696	8,6661
25	298,15	0,03170	0,001003	43,34	43,34	104,8	2304,3	2409,2	104,8	2441,7	2546,5	0,3673	8,1895	8,5568
30	303,15	0,04247	0,001004	32,88	32,88	125,7	2290,2	2415,9	125,7	2429,8	2555,6	0,4368	8,0153	8,4521
35	308,15	0,05629	0,001006	25,21	25,21	146,6	2276,1	2422,7	146,6	2417,9	2564,6	0,5052	7,8467	8,3518
40	313,15	0,07384	0,001008	19,52	19,52	167,5	2261,9	2429,4	167,5	2406,0	2573,5	0,5724	7,6832	8,2557
45	318,15	0,09594	0,001010	15,25	15,25	188,4	2247,7	2436,1	188,4	2394,0	2582,5	0,6386	7,5248	8,1634
50	323,15	0,1235	0,001012	12,03	12,03	209,3	2233,4	2442,8	209,3	2382,0	2591,3	0,7038	7,3711	8,0749
55	328,15	0,1576	0,001015	9,564	9,565	230,2	2219,1	2449,4	230,2	2369,9	2600,1	0,7680	7,2219	7,9899
60	333,15	0,1995	0,001017	7,667	7,668	251,1	2204,8	2455,9	251,2	2357,7	2608,8	0,8312	7,0770	7,9082
65	338,15	0,2504	0,001020	6,193	6,194	272,1	2190,4	2462,4	272,1	2345,4	2617,5	0,8935	6,9361	7,8296
70	343,15	0,3120	0,001023	5,039	5,040	293,0	2175,9	2468,9	293,0	2333,1	2626,1	0,9550	6,7990	7,7540
75	348,15	0,3860	0,001026	4,128	4,129	313,9	2161,3	2475,2	314,0	2320,6	2634,6	1,0156	6,6656	7,6812
80	353,15	0,4741	0,001029	3,404	3,405	334,9	2146,7	2481,6	334,9	2308,1	2643,0	1,0754	6,5356	7,6110
85	358,15	0,5787	0,001032	2,825	2,826	355,9	2131,9	2487,8	355,9	2295,4	2651,3	1,1344	6,4090	7,5434
90	363,15	0,7018	0,001036	2,358	2,359	376,9	2117,1	2494,0	377,0	2282,6	2659,5	1,1927	6,2854	7,4781
92	365,15	0,7568	0,001037	2,197	2,198	385,3	2111,1	2496,4	385,4	2277,4	2662,8	1,2158	6,2368	7,4526
94	367,15	0,8154	0,001039	2,049	2,050	393,7	2105,1	2498,8	393,8	2272,2	2666,0	1,2387	6,1887	7,4275
95	368,15	0,8461	0,001040	1,980	1,981	397,9	2102,1	2500,0	398,0	2269,6	2667,6	1,2502	6,1648	7,4150
96	369,15	0,8777	0,001040	1,913	1,914	402,1	2099,1	2501,2	402,2	2267,0	2669,2	1,2616	6,1411	7,4027
98	371,15	0,9439	0,001042	1,787	1,788	410,6	2093,1	2503,6	410,7	2261,7	2672,4	1,2844	6,0938	7,3782
100	373,15	1,013	0,001043	1,671	1,672	419,0	2087,0	2506,0	419,1	2256,5	2675,6	1,3070	6,0471	7,3541
102	375,15	1,089	0,001045	1,563	1,565	427,4	2081,0	2508,4	427,5	2251,2	2678,7	1,3296	6,0007	7,3303
104	377,15	1,168	0,001047	1,464	1,465	435,9	2074,9	2510,7	436,0	2245,9	2681,8	1,3520	5,9548	7,3068
105	378,15	1,209	0,001047	1,417	1,418	440,1	2071,8	2511,9	440,2	2243,2	2683,4	1,3632	5,9320	7,2951
106	379,15	1,251	0,001048	1,372	1,373	444,3	2068,8	2513,1	444,4	2240,5	2684,9	1,3743	5,9092	7,2836
108	381,15	1,340	0,001050	1,287	1,288	452,8	2062,6	2515,4	452,9	2235,1	2688,0	1,3965	5,8641	7,2607
110	383,15	1,434	0,001052	1,208	1,209	461,2	2056,5	2517,7	461,4	2229,7	2691,1	1,4187	5,8194	7,2380
115	388,15	1,692	0,001056	1,035	1,036	482,4	2041,0	2523,9	482,6	2216,0	2698,6	1,4735	5,7092	7,1827
120	393,15	1,987	0,001060	0,8902	0,8913	503,6	2025,3	2528,9	503,8	2202,1	2705,9	1,5278	5,6013	7,1291
125	398,15	2,322	0,001065	0,7690	0,7701	524,8	2009,5	2534,3	525,1	2188,0	2713,1	1,5815	5,4955	7,0770
130	403,15	2,703	0,001070	0,6670	0,6681	546,1	1993,4	2539,5	546,4	2173,7	2720,1	1,6346	5,3918	7,0264
135	408,15	3,132	0,001075	0,5807	0,5818	567,4	1977,2	2544,6	567,8	2159,1	2726,9	1,6872	5,2900	6,9772
140	413,15	3,615	0,001080	0,5074	0,5085	588,8	1960,8	2549,6	589,2	2144,2	2733,4	1,7393	5,1900	6,9293
145	418,15	4,156	0,001085	0,4449	0,4460	610,2	1944,2	2554,4	610,7	2129,1	2739,8	1,7909	5,0917	6,8826

Anexo 14: Tabela de Propriedades do Vapor d'água

$T/^\circ\text{C}$	T/K	P/bar	$\hat{\rho}^L$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{\rho}$	$\hat{\rho}^V$	$\hat{\rho}^L$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{\rho}$	$\hat{\rho}^V$	$\hat{H}^L$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{H}$	$\hat{H}^V$	$\hat{S}^L$	$\Delta_{\text{vap}}\hat{S}$	$\hat{S}^V$
150	423,15	4,761	0,001091	0,3914	0,3925	631,7	1927,3	2559,0	632,3	2113,7	2745,9	18420	4,9951	6,8370
155	428,15	5,434	0,001096	0,3454	0,3465	653,3	1910,2	2563,5	653,9	2097,9	2751,8	18926	4,9000	6,7926
160	433,15	6,181	0,001102	0,3057	0,3068	674,9	1892,9	2567,8	675,6	2081,9	2757,4	19428	4,8063	6,7491
165	438,15	7,008	0,001108	0,2714	0,2725	696,6	1875,3	2571,9	697,3	2065,4	2762,8	19926	4,7140	6,7066
170	443,15	7,921	0,001114	0,2415	0,2426	718,3	1857,4	2575,7	719,2	2048,7	2767,9	20419	4,6230	6,6649
175	448,15	8,924	0,001121	0,2155	0,2166	740,2	1839,2	2579,4	741,2	2031,6	2772,7	20909	4,5332	6,6241
180	453,15	10,03	0,001127	0,1927	0,1939	762,1	1820,8	2582,8	763,2	2014,0	2777,2	21395	4,4445	6,5841
185	458,15	11,23	0,001134	0,1728	0,1739	784,1	1802,0	2586,1	785,3	1996,1	2781,4	21878	4,3569	6,5447
190	463,15	12,55	0,001141	0,1552	0,1564	806,1	1782,9	2589,1	807,6	1977,7	2785,3	22358	4,2702	6,5060
195	468,15	13,99	0,001149	0,1398	0,1409	828,3	1763,5	2591,8	829,9	1958,9	2788,9	22834	4,1844	6,4679
200	473,15	15,55	0,001157	0,1261	0,1272	850,6	1743,7	2594,3	852,4	1939,7	2792,1	23308	4,0995	6,4303
205	478,15	17,24	0,001164	0,1139	0,1151	873,0	1723,5	2596,5	875,0	1919,9	2794,9	23779	4,0153	6,3932
210	483,15	19,07	0,001173	0,1031	0,1043	895,5	1702,9	2598,4	897,7	1899,6	2797,4	24248	3,9318	6,3565
215	488,15	21,06	0,001181	0,09351	0,09469	918,1	1681,9	2600,0	920,6	1878,8	2799,4	24714	3,8488	6,3202
220	493,15	23,19	0,001190	0,08491	0,08610	940,9	1660,5	2601,4	943,6	1857,4	2801,1	25178	3,7664	6,2842
225	498,15	25,49	0,001199	0,07721	0,07841	963,8	1638,6	2602,4	966,8	1835,4	2802,3	25641	3,6845	6,2485
230	503,15	27,97	0,001209	0,07030	0,07151	986,8	1616,2	2603,0	990,2	1812,8	2803,0	26102	3,6029	6,2131
235	508,15	30,62	0,001219	0,06408	0,06530	1010,0	1593,3	2603,3	1013,8	1789,5	2803,3	26561	3,5216	6,1777
240	513,15	33,47	0,001229	0,05848	0,05971	1033,4	1569,8	2603,2	1037,5	1765,5	2803,1	27019	3,4406	6,1425
245	518,15	36,51	0,001240	0,05342	0,05466	1057,0	1545,8	2602,8	1061,5	1740,8	2802,3	27477	3,3597	6,1074
250	523,15	39,76	0,001252	0,04883	0,05009	1080,7	1521,2	2601,9	1085,7	1715,3	2801,0	27934	3,2788	6,0722
255	528,15	43,23	0,001264	0,04468	0,04594	1104,7	1495,9	2600,5	1110,1	1689,0	2799,1	28391	3,1980	6,0370
260	533,15	46,92	0,001276	0,04090	0,04218	1128,8	1469,9	2598,8	1134,8	1661,8	2796,6	28847	3,1170	6,0017
265	538,15	50,85	0,001289	0,03746	0,03875	1153,3	1443,2	2596,5	1159,8	1633,7	2793,5	29304	3,0358	5,9662
270	543,15	55,03	0,001303	0,03432	0,03562	1177,9	1415,7	2593,7	1185,1	1604,6	2789,7	29762	2,9542	5,9304
275	548,15	59,46	0,001318	0,03145	0,03277	1202,9	1387,4	2590,3	1210,7	1574,4	2785,1	30221	2,8723	5,8943
280	553,15	64,16	0,001333	0,02882	0,03015	1228,1	1358,2	2586,3	1236,7	1543,2	2779,8	30681	2,7898	5,8578
285	558,15	69,15	0,001349	0,02641	0,02776	1253,7	1328,0	2581,7	1263,0	1510,7	2773,7	31143	2,7065	5,8208
290	563,15	74,42	0,001366	0,02419	0,02556	1279,6	1296,8	2576,4	1289,8	1476,8	2766,6	31608	2,6225	5,7832
295	568,15	79,99	0,001385	0,02215	0,02353	1306,0	1264,4	2570,4	1317,0	1441,6	2758,6	32076	2,5374	5,7449
300	573,15	85,88	0,001404	0,02026	0,02166	1332,7	1230,8	2563,5	1344,8	1404,8	2749,6	32547	2,4510	5,7058
305	578,15	92,09	0,001425	0,01851	0,01994	1359,9	1195,8	2555,8	1373,1	1366,3	2739,4	33024	2,3632	5,6656
310	583,15	98,65	0,001448	0,01689	0,01834	1387,7	1159,3	2547,0	1402,0	1325,9	2727,9	33506	2,2737	5,6243
315	588,15	105,6	0,001472	0,01538	0,01686	1416,1	1121,1	2537,2	1431,6	1283,4	2715,1	33994	2,1822	5,5816
320	593,15	112,8	0,001499	0,01398	0,01548	1445,1	1080,9	2526,0	1462,1	1238,6	2700,7	34491	2,0882	5,5373
325	598,15	120,5	0,001528	0,01266	0,01419	1475,0	1038,5	2513,5	1493,4	1191,1	2684,5	34997	1,9913	5,4911
330	603,15	128,6	0,001561	0,01142	0,01298	1505,7	993,6	2499,3	1525,7	1140,5	2666,2	35516	1,8909	5,4425
335	608,15	137,1	0,001597	0,01026	0,01185	1537,5	945,7	2483,1	1559,3	1086,3	2645,6	36048	1,7862	5,3910
340	613,15	146,0	0,001638	0,009146	0,01078	1570,5	894,1	2464,6	1594,4	1027,6	2622,1	36599	1,6760	5,3359
345	618,15	155,4	0,001685	0,008085	0,009770	1605,3	837,9	2443,2	1631,4	963,6	2595,0	37175	1,5588	5,2763
350	623,15	165,3	0,001740	0,007061	0,008801	1642,1	776,0	2418,1	1670,9	892,7	2563,6	37783	1,4326	5,2109
355	628,15	175,7	0,001808	0,006058	0,007866	1681,9	706,3	2388,2	1713,7	812,7	2526,4	38438	1,2939	5,1377
360	633,15	186,7	0,001895	0,005050	0,006945	1726,1	625,2	2351,3	1761,5	719,5	2481,0	39164	1,1364	5,0527
362	635,15	191,2	0,001937	0,004637	0,006574	1745,6	588,2	2333,8	1782,6	676,9	2459,5	39483	1,0657	5,0140
365	638,15	198,2	0,002016	0,003989	0,006004	1777,6	525,3	2303,0	1817,6	604,4	2422,0	40011	0,9471	4,9482
368	641,15	205,5	0,002122	0,003276	0,005396	1815,2	448,7	2263,9	1858,8	516,0	2374,8	40631	0,8048	4,8679
370	643,15	210,4	0,002222	0,002724	0,004946	1845,9	383,5	2229,4	1892,6	440,9	2333,5	41142	0,6855	4,7996
373,946	647,096	220,64	0,003104	0	0,003104	2018,8	0	2018,8	2087,2	0	2087,2	44116	0	4,4116

Anexo 15: Tabela de Conversão de Unidades

Apêndice A Propriedades Gerais	
TABELA A.1 Fatores de Conversão	
Área (A)	
$1 \text{ mm}^2 = 1,0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10,7669 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0,092903 \text{ m}^2$
Capacidade térmica (C_p, C_v, C), entropia específica (s)	
$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K}) = 0,238846 \text{ Btu}/(\text{lbm} \times \text{R})$	$1 \text{ Btu}/(\text{lbm} \times \text{R}) = 4,1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \times \text{K})$
Coefficiente de transferência de calor (h)	
$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K}) = 0,17611 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft}^2 \times \text{R})$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft}^2 \times \text{R}) = 5,67826 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$
Comprimento (L)	
$1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} = 0,1 \text{ cm}$	$1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3,28084 \text{ ft} = 39,370 \text{ in}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in}$
Condutividade térmica (k)	
$1 \text{ W}/(\text{m} \times \text{K}) = 0,577789 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft} \times \text{R})$	$1 \text{ Btu}/(\text{h} \times \text{ft} \times \text{R}) = 1,730735 \text{ W}/(\text{m} \times \text{K})$
Constante universal dos gases	
$\bar{R} = R_g k = 8,31451 \text{ kJ}/\text{kmol} \times \text{K}$	$\bar{R} = 1,98589 \text{ Btu}/\text{lbmol} \times \text{R}$
$= 1,98589 \text{ kcal}/\text{kmol} \times \text{K}$	$= 1545,36 \text{ lbg} \times \text{ft}/\text{lbmol} \times \text{R}$
$= 82,0578 \text{ atm} \times \text{L}/\text{kmol} \times \text{K}$	$= 0,73024 \text{ atm} \times \text{ft}^3/\text{lbmol} \times \text{R}$
	$= 10,7317 (\text{lbg}/\text{in}^2) \times \text{ft}^3/\text{lbmol} \times \text{R}$
Energia (E, U)	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N} \times \text{m} = 0,737562 \text{ lbf} \times \text{ft}$	$1 \text{ lbf} \times \text{ft} = 1,355818 \text{ J} = 1,28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4,1868 \text{ J}$	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1,055056 \text{ kJ} = 778,1693 \text{ lbf} \times \text{ft}$
Energia cinética específica ($1/2 V^2$)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0,001 \text{ kJ}/\text{kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3,9941 \times 10^{-5} \text{ Btu}/\text{lbm}$
$1 \text{ kJ}/\text{kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu}/\text{lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Energia potencial específica (Zg)	
$1 \text{ m} \times g_{\text{std}} = 9,80665 \times 10^{-3} \text{ kJ}/\text{kg}$	$1 \text{ ft} \times g_{\text{std}} = 1,0 \text{ lbf}/\text{lbm}$
$= 4,21607 \times 10^{-3} \text{ Btu}/\text{lbm}$	$= 0,001285 \text{ Btu}/\text{lbm}$
	$= 0,002989 \text{ kJ}/\text{kg}$
Energia específica (e, u)	
$1 \text{ kJ}/\text{kg} = 0,42992 \text{ Btu}/\text{lbm}$	$1 \text{ Btu}/\text{lbm} = 2,326 \text{ kJ}/\text{kg}$

Anexo 16: Tabela de Conversão de Unidades

558

Fundamentos da Termodinâmica

TABELA A.1

Fatores de Conversão (continuação)

Fluxo de calor (por unidade de área)

$$1 \text{ W/m}^2 = 0,316998 \text{ Btu/(h} \times \text{ft}^2) \quad 1 \text{ Btu/(h} \times \text{ft}^2) = 3,15459 \text{ W/m}^2$$

Força (F)

$$1 \text{ N} = 0,224809 \text{ lbf}$$

$$1 \text{ lbf} = 4,448222 \text{ N}$$

$$1 \text{ kgf} = 9,80665 \text{ N}$$

Gravidade

$$g = 9,80665 \text{ m/s}^2$$

$$g = 32,17405 \text{ ft/s}^2$$

Massa (m)

$$1 \text{ kg} = 2,204623 \text{ lbm}$$

$$1 \text{ lbm} = 0,453592 \text{ kg}$$

Massa específica (ρ)

$$1 \text{ kg/m}^3 = 0,06242797 \text{ lbm/ft}^3$$

$$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16,01846 \text{ kg/m}^3$$

Momento (Torque, T)

$$1 \text{ N} \times \text{m} = 0,737562 \text{ lbm} \times \text{ft}$$

$$1 \text{ lbm} \times \text{ft/s} = 1,355818 \text{ N} \times \text{m}$$

Potência ($\dot{Q}$, $\dot{W}$)

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 0,737562 \text{ lbf} \times \text{ft/s}$$

$$1 \text{ lbf} \times \text{ft/s} = 1,355818 \text{ W} = 4,62624 \text{ Btu/h}$$

$$1 \text{ kW} = 3412,14 \text{ Btu/h}$$

$$1 \text{ Btu/s} = 1,055056 \text{ kW}$$

$$1 \text{ hp (métrico)} = 0,735499 \text{ kW}$$

$$1 \text{ hp (britânico)} = 0,7457 \text{ kW}$$

$$1 \text{ tonelada de refrigeração} = 3,51685 \text{ kW}$$

$$1 \text{ tonelada de refrigeração} = 12\,000 \text{ Btu/h}$$

Pressão (P)

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ lbf} \times (\text{pol})^2 = 1 \text{ lbf} \times \text{in}^2 = 6,894757 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ bar} = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 14,69594 \text{ lbf} \times \text{in}^2$$

$$1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ torr} = 1 \text{ mm Hg [0 °C]}$$

Quantidade de movimento (mV)

$$1 \text{ kg} \times \text{m/s} = 7,23294 \text{ lbm} \times \text{ft/s}$$

$$1 \text{ lbf} \times \text{ft} = 0,138256 \text{ kg} \times \text{m/s}$$

$$= 0,224809 \text{ lbf} \times \text{s}$$

Temperatura (T)

$$1 \text{ K} = 1 \text{ °C}$$

$$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$$

$$\text{TC} = \text{TK} = 273,15$$

$$\text{TF} = \text{TR} = 459,67$$

$$\text{TK} = \text{TR}/1,8$$

$$\text{TR} = 1,8 \text{ TK}$$

Velocidade (V)

$$1 \text{ m/s} = 3,6 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ ft/s} = 0,681818 \text{ mi/h}$$

$$= 3,28084 \text{ ft/s}$$

$$= 0,3048 \text{ m/s}$$

$$= 2,23694 \text{ mi/h}$$

$$= 1,09728 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0,27778 \text{ m/s}$$

$$1 \text{ mi/h} = 1,46667 \text{ ft/s}$$

$$= 0,91134 \text{ ft/s}$$

$$= 0,44704 \text{ m/s}$$

$$= 0,62137 \text{ mi/h}$$

$$= 1,609344 \text{ km/h}$$

Volume (V)

$$1 \text{ m}^3 = 35,3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 2,831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ litro} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ galão (US)} = 3,785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ galão (britânico)} = 4,546090 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Volume específico (v)

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16,01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0,062428 \text{ m}^3/\text{kg}$$