

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**EVERTON RIZZO COELHO**

**REDIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR  
INDUSTRIAL DO SETOR AUTOMOTIVO**

**PONTA GROSSA**

**2021**

**EVERTON RIZZO COELHO**

**REDIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR  
INDUSTRIAL DO SETOR AUTOMOTIVO**

**RESIZING OF AN INDUSTRIAL STEAM DISTRIBUTION SYSTEM IN THE  
AUTOMOTIVE SECTOR**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação,  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Jhon Jairo Ramirez Behainne

**PONTA GROSSA**

**2021**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**EVERTON RIZZO COELHO**

**REDIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR  
INDUSTRIAL DO SETOR AUTOMOTIVO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 16/dezembro/2021

---

Jhon Jairo Ramirez Behainne  
Professor Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Gerson Henrique dos Santos  
Professor Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Luiz Eduardo Melo Lima  
Professor Doutor  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**PONTA GROSSA**

**2021**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente à minha noiva, Gabriela Clair Kosvoski, que sempre me motivou e acreditou que eu posso ser melhor a cada caminho que eu decidir trilhar.

À minha família, Vilson, Rosemari, Deysi, Jandir e Augusto, que da sua forma me deram apoio e sempre estiveram dispostos a me aconselhar.

Ao meu orientador Jhon Jairo Ramirez Behainne, pelo grande exemplo de exercício de sua profissão como mestre, sempre disposto e interessado pelo desenvolvimento dos alunos.

Aos professores que fizeram as disciplinas do curso mais interessantes, ensinando e inspirando alunos a buscar e gostar do conhecimento.

A todos os meus amigos que me deram a honra de ser colega de classe e discutir ideias.

Sou grato a todos que fizeram parte, de forma direta ou não, desta história.

## RESUMO

Atualmente, para que uma indústria se mantenha competitiva, é fundamental a busca pela melhoria de toda sua cadeia de produção, tendo em vista o menor custo operacional. Portanto, observar as linhas de distribuição de vapor e sua efetividade se torna uma questão relevante nesse aspecto. Este trabalho tem como objetivo analisar uma rede de distribuição de vapor de uma indústria de autopeças que sofreu várias alterações de *layout*, e propor um redimensionamento do sistema, além de apresentar oportunidades de melhoria energética. O processo desta fábrica utiliza fornos de vulcanização para conformar mangueiras de borracha, afim de moldá-las com um mandril metálico, que confere à mangueira um formato específico para ser empregada nos sistemas de arrefecimento automotivo.

O redimensionamento realizado do sistema promoveu ganhos expressivos ao processo produtivo, que teve sua demanda triplicada e através de uma seleção adequada de equipamentos e instalações. Com a nova linha de distribuição, esta empresa pode, teoricamente, absorver a nova necessidade de mercado com rendimento e segurança.

**Palavras-chave:** vapor; redimensionamento; distribuição de vapor; vulcanização.

## **ABSTRACT**

Currently, for an industry to remain competitive, it is essential to improve its entire production chain, with a view to lower operating costs. In this sense, the steam distribution lines performance becomes a relevant point. This work aims to analyze a steam distribution system in an automotive industry that has undergone several layout changes, and to propose a system resizing, in addition to presenting opportunities for improving the energy use. The process at this factory uses vulcanization ovens to form rubber hoses, in order to mold them with a metal mandrel, which gives the hose a specific shape to be used in automotive cooling systems.

Results showed that the system's resizing promote significant improvements to the production process, which had its demand tripled due to appropriated selection of equipment and installations that could theoretically absorb its market needs.

**Keywords:** steam; resizing; steam distribution; vulcanization.

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Calor específico	[kJ/kg.K]
$d$	Diâmetro	[m]
$f$	Fator de atrito	[-]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$Gr$	Número de Grashof	[-]
$h$	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_a$	Entalpia da água de entrada	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_v$	Entalpia do vapor produzido	[W/m <sup>2</sup> K]
$K$	Coeficiente de transferência de calor por condução	[W/ (m.K)]
$L$	Comprimento	[m]
$M$	Massa	[kg]
$m_c$	Carga total de condensado	[kg]
$m_h$	Carga de condensado gerado no aquecimento do sistema	[kg]
$m_r$	Carga de condensado gerado pela radiação do sistema	[kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$q$	Taxa de transferência de calor	[W]
$Q$	Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s]
$r$	Raio	[m]
$Ra$	Número de Rayleigh	[-]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$t_{su}$	Tempo de início	[min]
$U_j$	Coeficiente global de transferência de calor	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$V$	Velocidade	[m/s]
$V_s$	Volume específico	[m <sup>3</sup> /kg]
$W_p$	Peso da tubulação	[kgf/m]

### Letras Gregas

$\alpha$	Coeficiente combinado de transferência de calor	[W/ (m.K)]
$\Delta p$	Varição de pressão	[kgf/m <sup>2</sup> ]
$\Delta T$	Gradiente de temperatura	[K]
$\beta$	Coeficiente de dilatação térmica	[1/K]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
$\vartheta$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
NBR	Normas Brasileiras
SCH	<i>Schedule</i>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Relação entre temperatura e calor fornecido à água durante a mudança de líquido para vapor.....	18
Figura 2 - Caldeira flamotubular convencional.....	21
Figura 3 - Principais partes de uma Caldeira Flamotubular.....	22
Figura 4 - Corte de uma Caldeira Flamotubular horizontal.....	22
Figura 5 - Diagrama esquemático de uma caldeira aquatubular.....	24
Figura 6 - Exemplo de purgador termodinâmico.....	27
Figura 7 - Filtro Y para instalações de vapor.....	28
Figura 8 - Válvula de bloqueio - Modelo Gaveta.....	29
Figura 9 - Válvula de bloqueio - Modelo globo.....	30
Figura 10 - Relação entre custo e espessura do isolamento térmico.....	32
Figura 11 - Alterações de layout dos fornos vulcanizadores.....	34
Figura 12 - Fluxograma para determinar a queda de pressão - Equação de Darcy.....	38
Figura 13 - Exemplo de instalação de bota para coleta de condensado.....	43
Figura 14 - Instalação incorreta do filtro Y e acúmulo de condensado.....	44
Figura 15 - Corte perpendicular de um tubo com isolante térmico.....	45
Figura 16 - Fornos de vulcanização em layout proposto pela empresa.....	51
Figura 17 - Vulcanização: Tempo x Forno x Vapor.....	51
Figura 18 - Ilustração da rampa de aquecimento de um forno de vulcanização.....	53
Figura 19 - Perfil do custo em função da espessura de isolamento para a tubulação.....	63
Figura 20 - Limite de pressão e temperatura admitidas pelo filtro Y TI D235-01.....	64
Figura 21 - Curva de saturação do vapor para bloqueio.....	65

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Velocidades recomendadas do vapor e condensado nas linhas de distribuição.....	36
Tabela 2 - Rugosidade relativa para diferentes materiais.....	39
Tabela 3 - Tubo Schedule NBR - 5590/ASTM – A106/ASTM – A333.....	40
Tabela 4 - Proporção para dimensionamento de coletores de condensado.....	43
Tabela 5 - Dados de operação da caldeira.....	54
Tabela 6 - Dados de consumo da vulcanizadora (Ideal).....	54
Tabela 7 - Dados de aquecimento do sistema de vulcanização.....	54
Tabela 8 - Estado inicial do vapor na tubulação principal.....	55
Tabela 9 - Velocidade e diâmetro para tubulação principal.....	56
Tabela 10 - Comprimento equivalente do sistema primário.....	56
Tabela 11 - Comprimento equivalente do sistema secundário.....	57
Tabela 12 - Parâmetros para cálculo do número de Reynolds na tubulação primária.....	57
Tabela 13 - Variação de pressão e de temperatura do vapor na tubulação primária.....	57
Tabela 14 - Quantidade de condensado gerado no sistema.....	58
Tabela 15 - Características do vapor na tubulação secundária.....	58
Tabela 16 - Velocidade e diâmetro para tubulação secundária.....	59
Tabela 17 - Parâmetros para cálculo do número de Reynolds na tubulação secundária.....	59
Tabela 18 - Variação de pressão e de temperatura do vapor na tubulação secundária.....	59
Tabela 19 - Característica da tubulação do sistema para isolamento.....	60
Tabela 20 - Temperatura de filme na região envolta à tubulação.....	61
Tabela 21 - Determinação do isolamento para a rede primária de distribuição de vapor .....	61

<b>Tabela 22 - Determinação do capital perdido com relação à espessura do isolamento.....</b>	<b>62</b>
<b>Tabela 23 – Dimensões de uma bacia de condensado para instalação de purgador.....</b>	<b>64</b>

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
<b>1.1 MOTIVAÇÃO</b> .....	<b>15</b>
<b>1.2 Objetivos</b> .....	<b>16</b>
1.2.1 Objetivo Geral .....	16
1.2.2 Objetivos Específicos .....	16
<b>2. REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>16</b>
<b>2.1 Vapor Industrial</b> .....	<b>17</b>
2.1.1 Produção do Vapor .....	17
2.1.2 Condensação do Vapor .....	19
2.1.3 Sistema de Geração de Vapor .....	19
<b>2.2 Geradores de Vapor</b> .....	<b>20</b>
2.2.1 Caldeiras Flamotubulares .....	20
2.2.2 Caldeiras Aquatubulares .....	23
<b>2.3 Distribuição de Vapor</b> .....	<b>24</b>
2.3.1 Tubulação .....	24
2.3.2 Drenagem de Condensado .....	26
2.3.3 Purgadores de Vapor .....	27
2.3.4 Filtros .....	28
2.3.5 Válvulas de Bloqueio .....	28
2.3.6 Dispositivos de Segurança .....	30
2.3.7 Isolamento Térmico .....	30
2.3.8 Consumo de Vapor .....	32
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>33</b>
<b>3.1 Descrição do Sistema Atual</b> .....	<b>33</b>
<b>3.2 Dimensionamento da Tubulação</b> .....	<b>35</b>
3.2.1 Diâmetro .....	37
3.2.2 Perda de Carga e Variação de Pressão .....	37
<b>3.3 Dimensionamento dos Acessórios</b> .....	<b>40</b>
3.3.1 Purgadores .....	41
3.3.2 Filtros .....	43
3.3.3 Válvula de Bloqueio .....	44
3.3.4 Válvula de Segurança .....	44
<b>3.4 Isolamento Térmico</b> .....	<b>44</b>
<b>3.5 Demanda do Sistema Atual</b> .....	<b>50</b>
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>54</b>
<b>4.1 Dimensionamento do Sistema</b> .....	<b>55</b>
<b>4.2 Isolamento Térmico</b> .....	<b>60</b>
<b>4.3 Dimensionamento dos Acessórios</b> .....	<b>63</b>
<b>5. CONCLUSÃO</b> .....	<b>66</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>67</b>
<b>APÊNDICE A - Diagrama de Moody para tubulação primária</b> .....	<b>72</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A difusão e o emprego das diferentes formas de energia foram fatores determinantes para a modernização do mundo. As alternativas de uso da energia mudaram radicalmente a economia de muitos países, que conseguiram substituir o uso da mão de obra humana por máquinas, transformando a matéria prima em produto acabado de forma mais eficiente.

O vapor, como fonte de energia térmica no setor industrial, é empregado em larga escala em setores como o têxtil, metalúrgico, químico, alimentício, autopeças entre outros. É utilizado para aquecimento, propulsão e fluido de processo em sistemas térmicos, sendo gerado pelo aquecimento da água em equipamentos denominados 'caldeiras', e conduzido por linhas de distribuição composta por tubos, conexões, válvulas e acessórios até as máquinas que precisam (SENGER, 2015, p.12).

O início da utilização de vapor no mundo industrial ocorreu no século XVII, quando o engenheiro inglês Thomas Severy criou um sistema de bombeamento de água utilizando vapor em um reservatório cilíndrico, para solucionar o problema de drenagem de água das minas de carvão e ferro, que eram alagadas pelas chuvas. Assim, houve a substituição de cerca de 50 animais que eram utilizados para içar baldes até a superfície das minas. Mais tarde, a ideia de Severy foi modificada para um reservatório esférico com aquecimento direto em seu fundo, aumentando a eficiência. Assim surgiu o primeiro modelo de caldeira, chamado de Haycock (BIZZO, 2003).

No século seguinte, James Watt teve a ideia de mudar a forma da caldeira, que até então era esférica, para o formato de vagão, sendo este o precursor das locomotivas. Entretanto, o modelo de gerador de vapor de vagão não apresentava segurança alguma, pois o acúmulo de pressão no interior da câmara provocava rupturas em sua estrutura. A modificação de Watt repercutiu e tornou a Inglaterra a primeira nação com desenvolvimento industrial do mundo devido ao uso de vapor (BIZZO, 2003, p.67).

Atualmente, a geração e a distribuição de vapor, assim como a natureza do comportamento deste fluido, têm sido muito estudadas. Após as invenções e melhorias de Severy e Watt, as indústrias passaram a desenvolver soluções cada vez mais eficientes para transformar vapor em energia motora.

Desses desenvolvimentos, surgiram os principais modelos de caldeira da atualidade, sendo estas divididas em caldeiras flamotubulares e caldeiras aquatubulares (PINHEIRO, 2012).

Segundo Daumichen (1975), o sistema de transporte do vapor gerado pelas caldeiras deve ser projetado com dimensões que estejam de acordo com normas de segurança e de aplicação. É necessário levar em consideração as características de cada sistema, como obstáculos, perda de pressão, válvulas e acessórios que são utilizados. Assim, é muito importante que a fase de concepção e dimensionamento da rede de distribuição de vapor esteja de acordo com a demanda, segurança e desempenho operacional do projeto (ELETROBRÁS, 2005).

Para obter um bom desempenho, é de suma importância considerar um projeto que apresente solução adequada para o uso da energia térmica, já que a tendência é haver dissipação ou perdas da energia transportada. Assim, buscar maior eficiência e minimizar as perdas garante que o sistema se comporte dentro das expectativas de projeto e, conseqüentemente, de forma compatível com os requisitos normativos, merecendo assim a confiabilidade técnico-econômica para qual foi concebido. Aplicações assim são comumente realizadas, como pelo trabalho publicado em uma fábrica de ração, por Mattioni (2013), onde são atingidas melhorias de cerca de 30% em relação ao sistema analisado.

## 1.1 Motivação

O presente trabalho teve como incentivo a oportunidade de realizar a análise de um sistema de distribuição de vapor, que precisou ser redimensionado em virtude de alterações de *layout*, que uma indústria de autopeças realizou para se adaptar as demandas de mercado.

Com o aumento de volume da produção e o mercado automotivo aquecido, foram ficando mais evidentes as oportunidades de melhoria no processo de vulcanização desta empresa, devido à demora para os equipamentos atingirem a temperatura adequada de operação, ao elevado consumo de combustível, ao baixo aproveitamento do vapor e à incapacidade de atender a cadeia de suprimentos.

O processo atendido em questão consiste no aquecimento de mangueiras por um forno vulcanizador que armazena um *rack* em seu interior com várias matrizes de formato específico, os quais são inseridos nas mangueiras de borracha, que através

de calor e processo controlado, são conformadas para apresentar uma posição determinada em motores automotivos, onde são utilizadas no sistema de arrefecimento.

No ano de 2017, a empresa foi obrigada a realizar modificações no sistema de utilidades, para produzir até três vezes mais peças do que a capacidade anterior, o que tornou necessário um estudo aprofundado do sistema de transporte de vapor.

Deste modo, a análise de viabilidade, relevância, novidade, exequibilidade e oportunidade da pesquisa (MARCONI; LAKATOS, 2006) foram considerados a partir da questão: como redimensionar um sistema de distribuição de vapor para atender o processo de vulcanização de uma indústria de autopeças que triplicou a sua produção?

## **1.2 Objetivos**

A seguir, estão descritos os objetivos gerais e específicos deste trabalho.

### **1.2.1 Objetivo Geral**

O objetivo geral deste trabalho consiste em propor um redimensionamento do sistema de distribuição de vapor de uma indústria de autopeças, fundamentando-se em normas regulamentadoras, teorias aplicadas ou de comprovação garantida.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- Coletar os dados de geração de vapor e de consumo dos equipamentos, levantando também os problemas do sistema atual.
- Apresentar uma proposta de sistema de distribuição de vapor mais eficiente, com as suas características construtivas e operacionais.

## **2. REFERENCIAL TEÓRICO**

A seguir, apresenta-se uma revisão bibliográfica a respeito de conceitos de geração e distribuição do vapor, bem como dos equipamentos e dispositivos utilizados nessa operação.

## **2.1 Vapor Industrial**

De acordo com Nogueira (2005), com a intensificação da atividade industrial, o vapor se tornou parte fundamental em muitos processos, não só para movimentação de máquinas e uso em operações de aquecimento, mas também para atividades de limpeza ou como matéria prima na transformação de produtos.

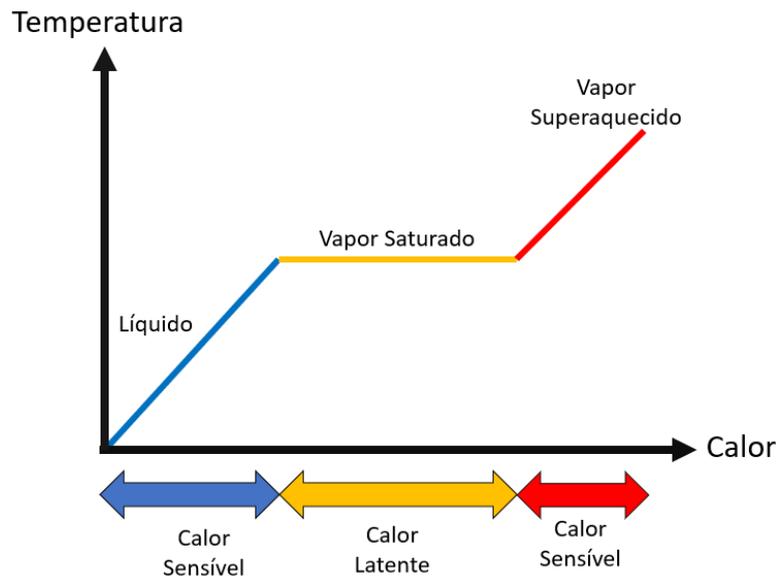
O sistema de geração e transporte de vapor é composto pela unidade geradora ou caldeira, pela rede de distribuição do vapor, pelos dispositivos de consumo e pela rede de recuperação do condensado. O componente mais complexo é a caldeira, que transforma a água líquida em vapor mediante a adição de calor. Após o uso do vapor nas operações que envolvem transferência de calor, o condensado remanescente é coletado e retornado ao sistema para reaproveitamento (NOGUEIRA, 2005).

### **2.1.1 Produção do Vapor**

Como outras substâncias, a água pode se apresentar nos estados sólido, líquido e gasoso (vapor). Ao transferir calor para a água no estado líquido, sem alterar a pressão, sua temperatura aumenta até atingir um valor no qual se inicia a mudança de fase. Esse valor se refere ao ponto de ebulição, onde qualquer adição de calor fará com que parte da água mude de fase (SARCO, 2008).

Conforme ilustrado na Figura 1, ao atingir a temperatura de saturação, a água inicia a mudança de fase para vapor à temperatura constante. Quanto maior for a quantidade de calor latente absorvida, maior será a quantidade de vapor e menor a quantidade de água líquida presente. Durante esse momento de mistura, o vapor é denominado 'vapor saturado úmido', porque junto ao vapor há coexistência de uma parcela líquida (NOGUEIRA, 2012).

**Figura 1 - Relação entre temperatura e calor fornecido à água durante a mudança de líquido para vapor**



**Fonte: Autoria própria (2021).**

Quando todo o calor latente possível for absorvido, a água presente mudará de fase completamente, ou seja, o vapor estará sem a presença de água líquida em sua composição. Nessa etapa, o vapor é chamado de 'vapor saturado seco'. Se a adição de calor continua, o vapor atinge a região de vapor superaquecido, onde a temperatura e a pressão tornam-se novamente independentes entre si.

No estado líquido, as moléculas da água se mantêm muito mais próximas que as moléculas de vapor, pelo que o volume ocupado pelo vapor por unidade de massa torna-se muito maior que o da água. Um fato a se observar é que se a pressão exercida sobre a água aumentar, as moléculas encontrarão dificuldade para vencer a força de atração; porém, se houver maior quantidade de calor, suficiente para romper a força de atração, haverá a transformação de água em vapor. À medida em que a pressão aumenta, a quantidade de calor latente, que é preciso para converter água em vapor, diminui. Quanto maior a pressão, menor o grau de liberdade das moléculas de vapor e, portanto, a quantidade de energia suplementar necessária para romper as forças de atração molecular é reduzida (SARCO, 2008).

Na prática, o vapor utilizado nas indústrias arrasta consigo gotículas de água, o que impossibilita que ele seja totalmente seco. Porém, o desejável é que o vapor utilizado em processos de aquecimento seja o mais seco possível, com maior parcela

de calor latente. Essa relação entre vapor úmido e seco representa a qualidade ou título do vapor, que expressa o percentual de vapor seco existente numa mistura líquido e vapor (SARCO, 2008).

A aplicação do vapor saturado na indústria aparece em sistemas onde se necessita aquecer outra substância ou superfície, havendo, portanto, troca de calor entre o vapor e algum material. Já o vapor superaquecido, por não possuir umidade, é normalmente empregado na transformação de energia térmica em energia mecânica, aplicado em turbinas, geradores elétricos, propulsão e movimentação mecânica (SARCO, 2008).

### 2.1.2 Condensação do Vapor

No processo de condensação, ao contrário do que acontece na evaporação, o fluido perde energia e torna-se líquido. A mudança de fase ocorre durante as trocas térmicas, onde o vapor cede energia para a unidade de demanda, principalmente pelos mecanismos de convecção e condução de calor, sofrendo também uma queda de pressão pela resistência ao escoamento.

A taxa de evaporação é igual à taxa de condensação, porém, a quantidade de calor latente liberado durante a mudança de fase é de 2 a 5 vezes maior que a quantidade de calor sensível na água quente saturada após a condensação (SPIRAX SARCO, 2008).

Estima-se que cerca de 75% da energia fornecida pela caldeira para produzir vapor é transferida na troca de calor na unidade de demanda, sendo que os outros 25% ficam retidos na parcela líquida. Assim, a recuperação deste condensado é importante do ponto de vista de eficiência térmica do sistema de geração e distribuição do vapor, podendo ser reutilizado na caldeira (SPIRAX SARCO, 2008b).

No sistema, a condensação provoca um aumento na queda da pressão devido à redução do volume específico do fluido. Regimes com alta taxa de condensação na distribuição do vapor podem provocar acentuada queda de pressão e conseqüentemente queda de temperatura, reduzindo a eficiência do processo (RODRIGUES, 2012).

### 2.1.3 Sistema de Geração de Vapor

Como mencionado anteriormente, um sistema de vapor é constituído por quatro componentes principais: gerador de vapor (caldeira), sistema de distribuição, equipamentos de consumo (máquinas ou dispositivos) e o retorno do condensado (ELETROBRAS, 2005).

Uma vez que todos esses elementos interagem entre si, se houver qualquer problema no funcionamento em algum dos componentes, todo o sistema fica comprometido, o que poderá acarretar perdas energéticas e consequente aumento dos custos de operação (PALACIOS, 2010). A seguir são descritos cada um dos componentes principais.

## **2.2 Geradores de Vapor**

Segundo a Norma Regulamentadora (NR) 13 (2014): “Caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia”. Esse equipamento deve produzir vapor com o maior rendimento térmico possível e segurança. Elas são classificadas de acordo com a disposição da corrente da água em relação à corrente dos gases de combustão. Segundo Nogueira (2005), podem ser agrupadas em modelos flamotubulares, aquatubulares e mistas.

Para operar, a energia utilizada pelas caldeiras tem origem em diferentes fontes, como biomassa, carvão, madeira, gás natural, entre outros combustíveis (PERA, 1990; BAZZO, 1995). Nogueira (2005), acrescenta que há caldeiras fabricadas para trabalhar com combustíveis não convencionais, como energia solar e nuclear.

No Brasil, as normas que norteiam o projeto e a fabricação dos geradores de vapor são o código americano, ASME, seção 1 (*Power Boilers*) e a ABNT: NB 227.

### **2.2.1 Caldeiras Flamotubulares**

As caldeiras flamotubulares são caldeiras mais compactas, que trabalham com regimes menos agressivos de temperatura e pressão, se comparadas a outros modelos. Para as indústrias os processos que possuem demandas esporádicas de consumo de vapor ou baixa necessidade, esse tipo de caldeira é o mais indicado. A Figura 2 ilustra o aspecto de uma caldeira flamotubular típica.

**Figura 2 - Caldeira flamotubular convencional**



**Fonte: Site GB Técnica (2021).**

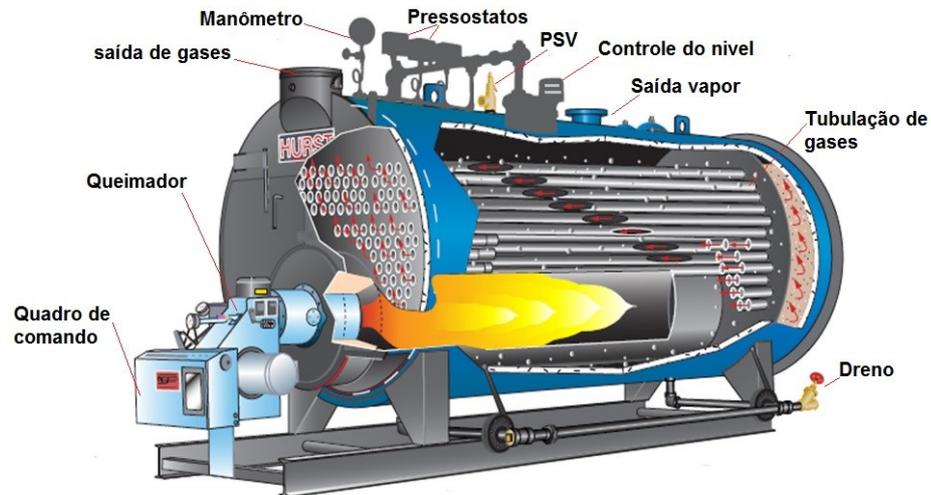
As caldeiras deste modelo têm um sistema de geração de vapor relativamente simples, versátil e que pode receber muitas alterações, buscando a otimização de seu uso. Elas são compostas por tubulão, fornalha, feixe de tubos e aparelhos auxiliares, como economizador, aquecedor de óleo, pré-aquecedor de ar, lavador de gases e desacelerador térmico para água de alimentação, conforme a necessidade de aplicação. Estas caldeiras são caracterizadas por tubos posicionados horizontalmente, paralelos a um corpo cilíndrico, fechado nas extremidades por placas chamadas de espelhos, onde fica a fornalha interna no corpo cilíndrico, logo abaixo do espelho inferior (MARTINELLI JR, 2002).

Segundo Bizzo (2003), nas caldeiras flamotubulares os gases da combustão provenientes da queima do combustível passam por tubos em seu interior, que estão imersos em água. Os tubos, por sua vez, aquecem a água, que atinge seu ponto de ebulição, formando o vapor.

Este modelo de trocador de calor é utilizado em aplicações que operam com pressão de até 20 kgf/cm<sup>2</sup>, com vazão de até 30 toneladas por hora de vapor, utilizando combustível líquido ou gasoso, em especial óleo combustível, ou gás natural, operando com rendimento na ordem de 84% (BIZZO, 2003; BAZZO, 1995).

O modelo também possui um queimador, onde é misturado o combustível com o ar de combustão. A Figura 3 apresenta a localização dos principais componentes desta caldeira (NOGUEIRA, 2005).

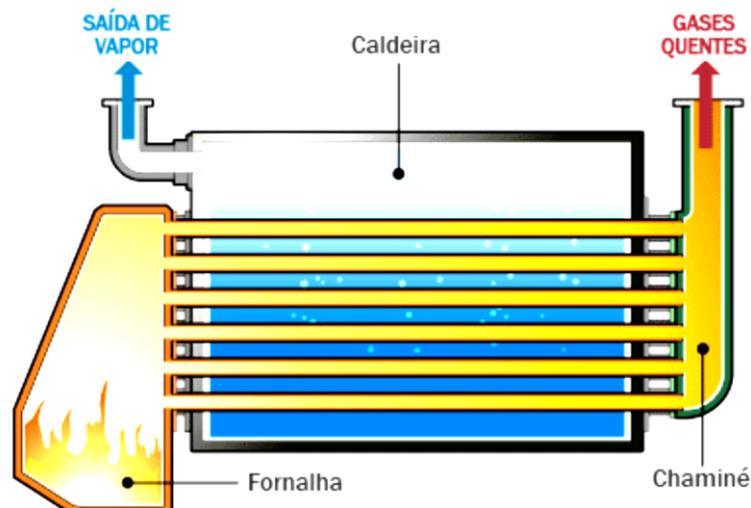
**Figura 3 - Principais partes de uma caldeira flamotubular**



Fonte: HD Energia Verde (2021).

Na Figura 4, apresenta-se um corte transversal de uma caldeira flamotubular. Nesta representação, nota-se, na cor amarela: a região da combustão e da formação dos gases aquecidos, a circulação dos gases de combustão pelos tubos do trocador de calor, o número de passes e, por último, a exaustão pela chaminé (BAZZO, 1999).

**Figura 4 - Corte de uma Caldeira Flamotubular horizontal**



Fonte: HD Energia Verde (2021).

Normalmente, para aumentar a troca de calor e, conseqüentemente, a vaporização da água, os tubos que conduzem os gases aquecidos são arranjados em vários passes de ida e volta entre espelhos.

Existem vários critérios de classificação das caldeiras flamotubulares, que podem ser resumidos de acordo com a aplicação ou uso, capacidade, pressão, posição da fornalha, e posição dos tubos e tamanhos (MARTINELLI JR, 1998).

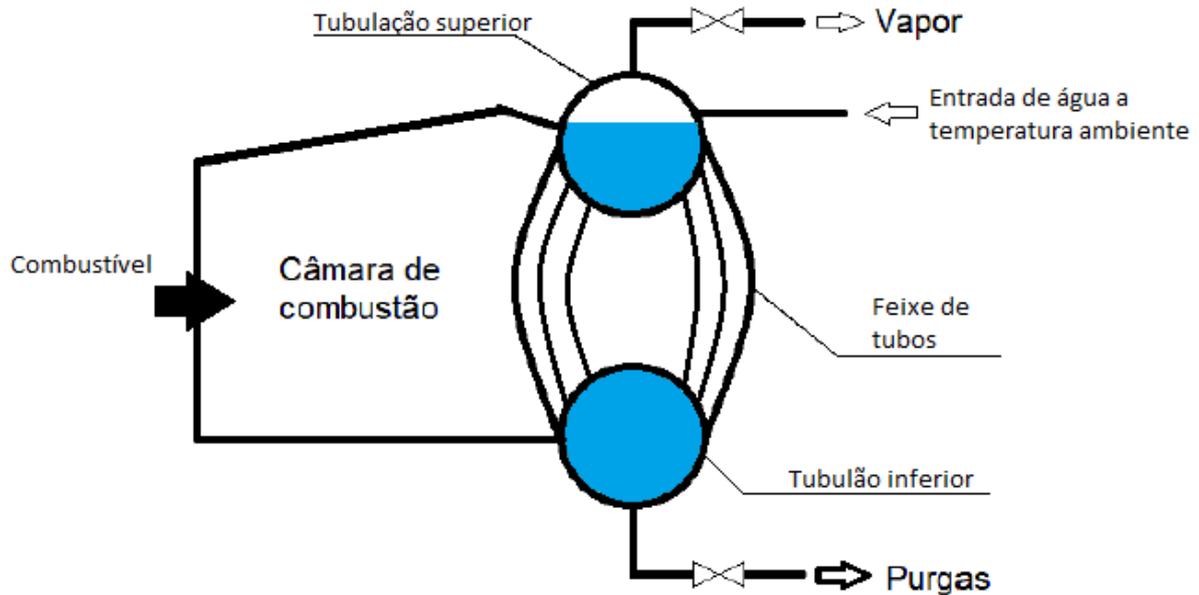
### 2.2.2 Caldeiras Aquatubulares

As caldeiras aquatubulares apresentam configuração de caminhos diferentes para as correntes da água e dos gases de combustão em relação às caldeiras flamotubulares. Nas caldeiras aquatubulares, a água passa pelo interior do feixe de tubos do sistema, que fica exposto ao calor gerado pelas chamas na região da fornalha. Esse modelo de gerador de vapor apresenta como principais componentes a câmara de combustão, os tubos de circulação e tubulão superior e inferior, podendo ser adicionado ao seu modelo, vários outros acessórios para aumentar a eficiência da geração do vapor (ALTAFINI, 2008).

Entre os principais elementos construtivos, a câmara de combustão, também chamada de fornalha, é onde ocorre a queima do combustível e a produção dos gases de combustão. Estes gases são responsáveis por fornecer calor aos tubos por onde a água circula. Os tubos responsáveis pelo armazenamento da água que irá evaporar podem estar dispostos numa região localizada após a câmara de combustão, ou envolta dela, de forma a aumentar a área de troca térmica (BIZZO, 2003).

Segundo Bizzo (2003), os tubulões são coletores responsáveis por conectar os tubos de circulação de água, realizando a função de armazenagem do vapor gerado. No sistema existe o tubulão superior, onde geralmente armazena-se o vapor, e o tubulão inferior, que coleta lama e recebe a água que irá evaporar. A localização dos tubulões promove a circulação ininterrupta da água em estado líquido, por meio da diferença de peso específico e pressão da coluna de água ocasionada pela transferência de calor por convecção entre o fluido em seu interior e os gases aquecidos da fornalha ou câmara de combustão, como apresentado na Figura 5.

**Figura 5 - Diagrama esquemático de uma caldeira aquatubular**



Fonte: (BAZZO, 1995)

Este modelo de gerador de vapor possui grande versatilidade para instalação de componentes que atuam no aumento do rendimento térmico do equipamento, como ventiladores primários, ventiladores secundários, pré-aquecedores de ar e economizadores, tornando o seu processo mais eficiente se comparado ao das caldeiras flamotubulares.

### 2.3 Distribuição de Vapor

Para que o vapor seja conduzido do local da geração até os pontos de consumo, são utilizadas redes de tubulação e dispositivos diversos, que se alteram conforme a distância, posição, característica dos equipamentos do processo e características específicas do entorno.

A fim de assegurar o fornecimento da quantidade necessária, temperatura e pressão requeridas, o vapor precisa receber atenção quanto ao projeto das linhas de distribuição. Entre os principais fatores que podem interferir na eficiência do sistema, estão o dimensionamento correto dos acessórios e dos componentes, a drenagem de condensado nos pontos de acúmulo e o isolamento térmico das tubulações e válvulas, levando em consideração o *layout* de percurso da rede de distribuição (RODRIGUES, 2012; PALACIOS, 2010; ELETROBRAS, 2005).

#### 2.3.1 Tubulação

Na maioria das aplicações, a tubulação é constituída por tubos de aço carbono. O aço carbono resiste a elevadas variações de temperatura e pressão, que ao manter a resistência mecânica junto com controle da ferrugem/corrosão, contribui a elevar a segurança do projeto (TELLES, 1999).

Para o planejamento desta etapa, há normas e recomendações para atender exigências de segurança e boas práticas do uso de tubos condutores de vapor. Essas normas são documentos elaborados para padronizar e simplificar projetos e cálculos, além de diminuir a probabilidade de falhas graves. Elas abrangem o método de fabricação, os materiais que são considerados aceitáveis e suas restrições para diferentes aplicações, as tensões admissíveis do material conforme temperatura de trabalho, a determinação de espessura de parede, os efeitos da dilatação e movimentos por flexão, além dos reforços e procedimentos de teste (TELLES, 1999).

As principais normas americanas para tubos de condução de aço carbono são as ASTM-A-106 e ASTM-A-53. Elas fixam as exigências de composição química, as propriedades mecânicas, os ensaios que o material precisa ser submetido e o tratamento térmico ou revestimento (CST, 2005).

A norma ASME (*American Standard Code for Pressure Piping*), na seção B 31, faz referência à espessura de parede necessária para suportar a tensão admissível do material na temperatura de projeto. A norma ANSI B36 padronizou a espessura de parede de forma comercial, conforme Diâmetro Nominal dos tubos (DN), denominando essas espessuras de 'série' ou 'schedule'. Logo, variando o diâmetro do tubo, há uma espessura proporcional de parede (TELLES, 1999).

Para melhor rendimento, a tubulação deve ser instalada com um envoltório de isolante térmico e, assim, evitar a transferência de calor por radiação para a vizinhança e, conseqüente, perda de energia térmica ao sistema (SPIRAX SARCO, 2011). As linhas de distribuição estão sujeitas a dilatações e contrações, devido a aquecimentos e resfriamentos sofridos durante a operação. Isso requer um estudo de flexibilidade da rede, introduzindo, se necessário, juntas de expansão (TELLES, 1999).

Como geralmente o sistema de distribuição de vapor precisa transpor as instalações das fábricas, não havendo sempre galerias para isso, é necessário projetar um modelo de sustentação adequado para todo o conjunto. Além de suportar as cargas, esse sistema de sustentação precisa permitir o movimento da tubulação, devido à dilatação térmica que a variação de temperatura promove ao metal (TELLES, 1999).

### 2.3.2 Drenagem de Condensado

Devido à perda de energia térmica, o vapor passa pelo processo de condensação, retornando ao estado líquido. A geração de condensado ocorre devido ao diferencial de temperatura, quando o vapor cede calor em processos de aquecimento ao ficar em contato com superfícies mais frias da tubulação, ou ainda devido a perdas de pressão nos elementos do sistema (SARCO, 2011; IBP, 1975).

Para assegurar a eficiência do sistema de vapor, todo condensado formado nas linhas de distribuição deve ser drenado. Quando isto não ocorre, dentre as causas da diminuição do desempenho do sistema, podemos citar: a redução do poder de aquecimento do vapor, onde há retenção de calor sensível dificultando a mudança de fase de maior quantidade de fluido; os efeitos da corrosão quando o condensado se combina ao CO<sub>2</sub> existente no vapor formando o ácido carbônico, de alto poder corrosivo; a redução da seção transversal útil no tubo, com o acúmulo de condensado. Contudo, caso o sistema de drenagem falhe, rapidamente a eficiência do processo será comprometida (TELLES, 1999).

Com o objetivo de eliminar o condensado, é possível utilizar válvulas de operação manual ou automatizada, sendo a última muito mais confiável e segura. As válvulas autônomas são denominadas de purgadores de vapor. Os purgadores minimizam a quantidade de condensado formado nas tubulações de vapor, fazendo com que a parte líquida seja drenada do sistema e a parte gasosa do vapor saturado retorne ao processo. Alguns purgadores, além de removerem o condensado, eliminam também o ar e gás carbônico que podem estar presentes no processo (TELLES, 1999).

Os purgadores são dispositivos automáticos com função de drenar todo condensado das linhas de distribuição e pontos de utilização de vapor. É importante que a purga aconteça no momento da formação do condensado para que não ocorra a diminuição da área de transferência de calor ou queda da temperatura nos pontos de uso (TELLES, 1999; SPIRAX SARCO, 2011; U. S. DEPARTMENT OF ENERGY, 1999).

Sarco (2008) explica que a instalação estratégica de pontos de acúmulo de condensado pode contribuir com sua drenagem, devido a presença de purgadores nessas regiões, geralmente posicionados a cada 30 metros de distância entre si,

levando em consideração a particularidade de cada sistema. Os pontos de maior acúmulo de condensado na tubulação de vapor ocorrem nos pontos baixos da instalação, nos equipamentos, nas mudanças de nível e no final da linha de distribuição.

### 2.3.3 Purgadores de Vapor

De acordo com Bizzo (2003), o objetivo principal de um purgador é descarregar líquido saturado para fora do sistema de vapor, gerado pela variação de temperatura e pressão da tubulação. Existem alguns modelos construtivos dessas válvulas, que diferem entre si principalmente pela forma de acionamento e posição de instalação, sendo instalados no percurso da linha de transporte de vapor ou em seu final (TELES, 1999).

A Figura 6, a seguir, apresenta um modelo de purgador termodinâmico, acionado após o sistema atingir determinada pressão.

**Figura 6 - Exemplo de purgador termodinâmico**



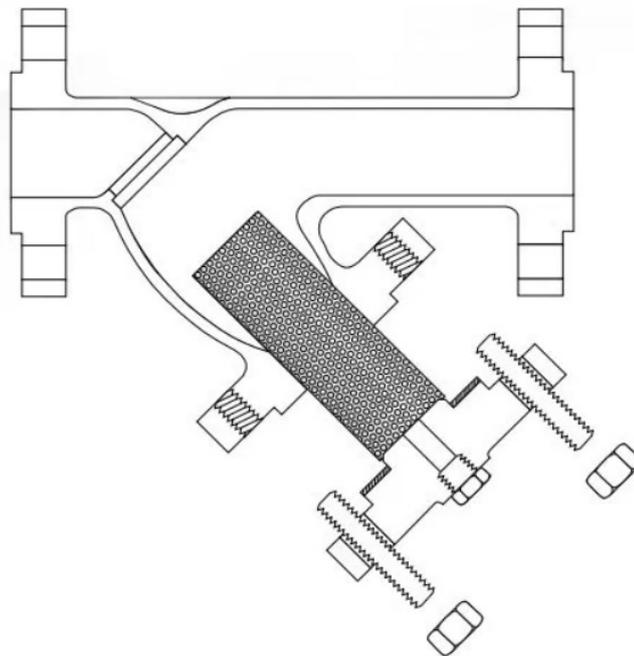
**Fonte: Eletrobrás (2005).**

Após o acionamento destes equipamentos de extração de condensado, a descarga do líquido pode ser feita diretamente ao ambiente externo, mas geralmente um sistema de retorno é planejado para o aproveitamento energético na caldeira (TELLES, 1999).

### 2.3.4 Filtros

Os filtros para sistemas pressurizados de vapor são equipamentos separadores de sólidos em suspensão no fluido/gás. São instalados antes das válvulas na entrada dos equipamentos, para evitar que sólidos deixados na montagem ou provenientes do desgaste do sistema os danifiquem (ELETROBRÁS, 2005). Em seu interior existe um elemento filtrante, construído em aço fundido ou inox, como apresentado na Figura 7 (TELLES, 1999).

**Figura 7 - Filtro Y para instalações de vapor**



**Fonte: Eletrobrás (2005).**

Por interromper o fluxo de escoamento, os filtros causam sempre perdas de carga consideráveis na tubulação, que aumentam muito à medida em que os filtros vão ficando sujos. Assim, é muito importante a manutenção periódica destes equipamentos (NOGUEIRA, 2005).

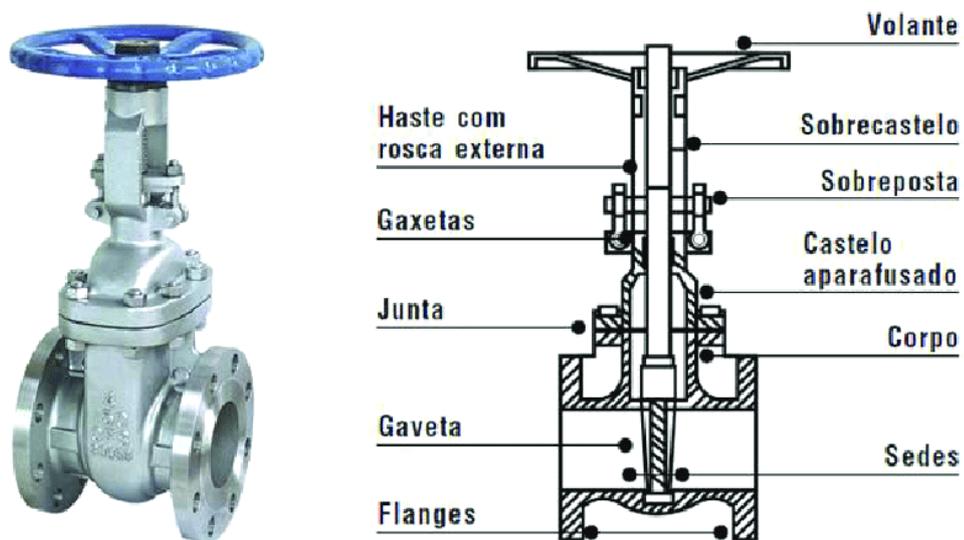
### 2.3.5 Válvulas de Bloqueio

As válvulas têm a finalidade de estabelecer, controlar e interromper o escoamento de fluido em um sistema. São dispositivos importantes na distribuição de

vapor, que precisam de cuidado na sua especificação, escolha e localização. Geralmente, é preferível que, em uma instalação, se tenha o menor número possível de válvulas, porque, além de serem equipamentos de valor elevado, produzem perdas de carga de grande valor. Entretanto, são itens indispensáveis, sem os quais as tubulações seriam inúteis (CST, 2005).

As válvulas de gaveta, Figura 8, são destinadas a estabelecer ou interromper totalmente o fluxo de fornecimento do fluido, funcionando completamente abertas ou fechadas. São empregadas geralmente em sistemas com temperatura e pressão elevadas. Além disso, são instaladas sempre em pontos estratégicos para permitir a manutenção do sistema ou interromper seu funcionamento (CST, 2005).

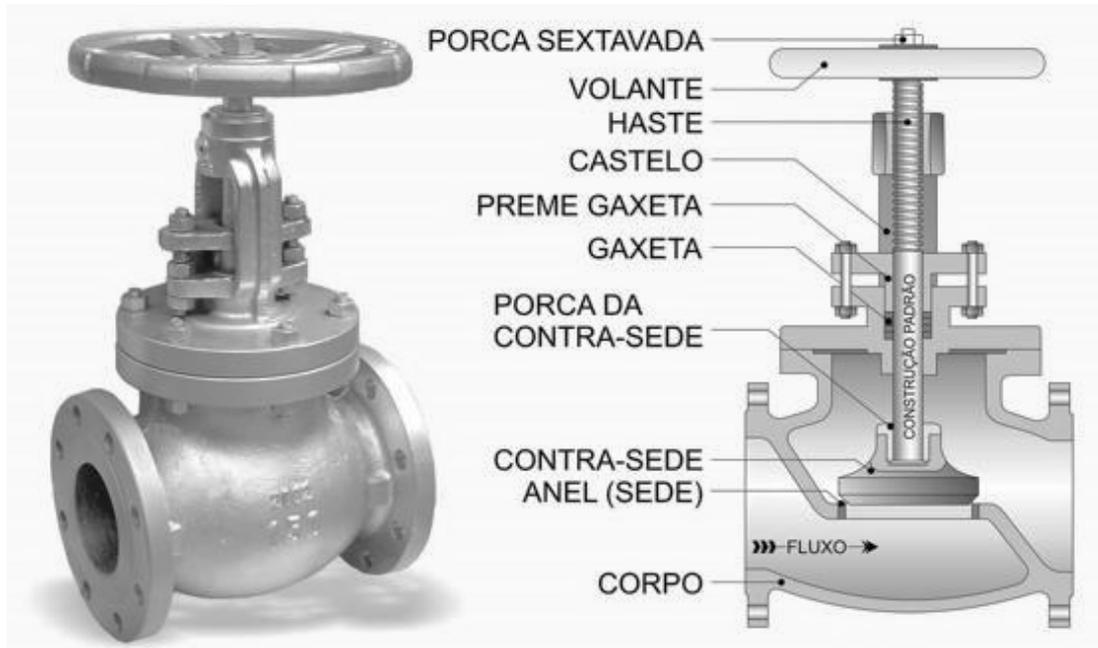
**Figura 8 - Válvula de bloqueio - Modelo Gaveta**



Fonte: Val Aço (2021).

As válvulas do modelo globo, Figura 9, podem ser pilotadas por atuadores e sistemas de acionamento automático, sendo mais apropriadas e utilizadas no controle do fluxo quando é necessária a regulação da vazão de um fluido gasoso ou líquido, em condição de alta ou baixa pressão. Além disso, permitem um controle mais eficiente do fluido.

**Figura 9 - Válvula de bloqueio - Modelo globo**



Fonte: Val Aço (2021).

Elas oferecem elevada perda de pressão devido à mudança brusca de direção imposta no controle do fluido, por isso sua utilização é específica a necessidade do sistema.

### 2.3.6 Dispositivos de Segurança

As válvulas de segurança para alívio de pressão são utilizadas para proteger um equipamento e todo o sistema em uma situação perigosa, de excesso de pressão. Silva (2002) corrobora que tais válvulas evitam que a pressão de operação de uma caldeira ou vaso de pressão ultrapasse a acumulação máxima permitida pelo projeto desses equipamentos.

O sistema de distribuição de vapor também é identificado como um vaso de pressão, que pode sofrer aumento de pressão em um nível superior ao suportado pelos equipamentos e acessórios, logo, a válvula de alívio de pressão é necessária para assegurar que a operação irá ocorrer de forma segura. (NEVES, 2010).

### 2.3.7 Isolamento Térmico

O isolamento térmico é formado por infinitos espaços microscópicos, criando uma barreira eficiente contra a transmissão de calor. Um bom isolante térmico possui uma constante de condutividade térmica de valor baixo, reduzindo as perdas de calor

para a vizinhança, o que torna possível manter o calor confinado dentro das tubulações (NASCIMENTO JUNIOR; SARTORELLI, 2009).

Em um sistema eficiente, todas as superfícies que possam perder calor devem ser protegidas, como tubos de condução, válvulas, flanges e conexões. A falta de isolamento térmico ou o isolamento realizado de forma falha gera queima de combustível maior que a necessária, além de promover a formação de uma película de condensado, que diminui a qualidade do vapor (IBP, 1975).

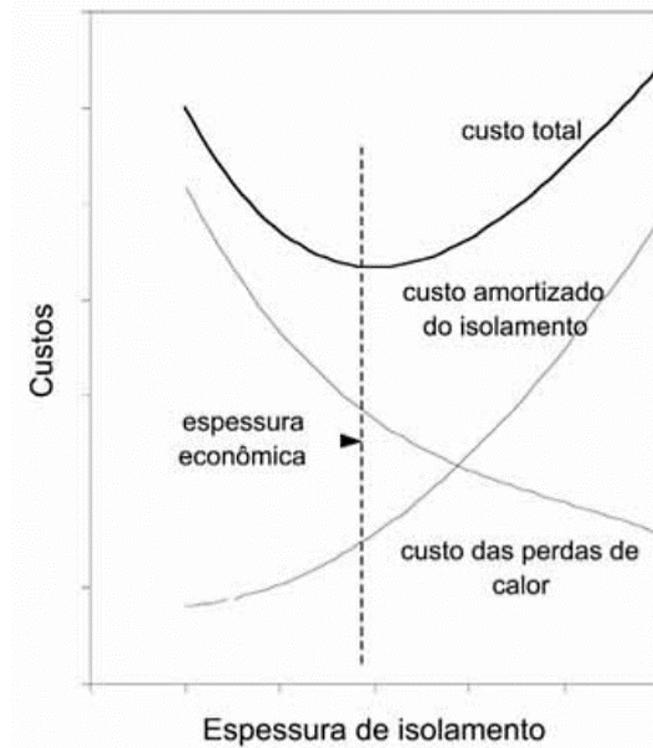
A redução de temperatura superficial do sistema que o isolamento térmico proporciona é importante para promover maior segurança durante a operação, o que diminui o risco de acidentes. Um sistema bem isolado também reduz a irradiação de calor para espaços de trabalho, o que torna o ambiente de trabalho mais confortável. Assim, os benefícios do isolamento incluem as reduções nas perdas de energia e dos encargos sobre os sistemas de refrigeração que removem o calor de espaços de trabalho. Portanto, a utilização de isolamento térmico conjuga segurança, benefícios econômicos e de desempenho (IBP, 1975; NOGUEIRA, 2005).

Dentre os isolantes mais utilizados, encontramos os refletivos, fibrosos e granulares (NOGUEIRA, 2005):

- Os refletivos geralmente são formados por folhas metálicas que apresentam grande poder refletor de ondas de calor, apresentando baixa absorção e emissividade.
- Nos isolantes fibrosos, temos as lãs de rocha, de escória e de vidro, que isolam os componentes com uma manta de micro espaçamento.
- Os isolantes granulares prendem o ar e dificultam sua movimentação fazendo, deste modo, com que a transferência de calor seja mínima. Dentre os materiais que mais se destacam estão o silicato de cálcio, magnésia, diatomito e a cortiça.

Com relação aos custos de combustível, deve-se proporcionar o isolamento com eficiência superior a 80% (SARCO, 2008). A espessura ideal é resultante da comparação econômica entre o custo do isolamento e o da energia perdida, buscando uma solução em que o custo total seja mínimo, relação apresentada na Figura 10.

**Figura 10 - Relação entre custo e espessura do isolamento térmico**



Fonte: Eletrobrás (2005).

### 2.3.8 Consumo de Vapor

A grande maioria das demandas da indústria são para processos de aquecimento com vapor, sendo aplicado de forma direta ou indireta. A aplicação direta de vapor ocorre com a injeção do fluido em uma câmara ou tanque de água, onde troca calor de forma direta com o sistema e não pode mais ser aproveitado. Já a aplicação indireta ocorre quando não há contato com o sistema, ocorrendo a troca térmica através de serpentinas ou placas que envolvem o vapor, um elemento de contato e outro fluido do processo (NOGUEIRA, 2005).

Além das formas de injeção, podemos identificar etapas distintas do processo, sendo a de aquecimento e a de manutenção da temperatura de trabalho. Ambas geram quantidades de condensado distintas e precisam de tempos diferentes para atender a demanda do sistema.

### 3. METODOLOGIA

Para contemplar os objetivos deste trabalho, utilizou-se a pesquisa aplicada (APPOLINÁRIO, 2006), para propor um redimensionamento do sistema de distribuição de vapor em um processo de vulcanização de uma indústria de autopeças, usando normas específicas de segurança e padronização.

Desta forma, inicialmente foram coletados os dados de geração de vapor e de consumo dos equipamentos; posteriormente, foram levantados os problemas do sistema atual e apresentado uma proposta de sistema de distribuição de vapor mais eficiente.

Foi realizado o levantamento dos dados referentes ao dimensionamento do sistema de geração e distribuição de vapor. Esses dados envolvem as características da caldeira, tais como pressão de trabalho, capacidade de geração de vapor e dados relacionados à demanda dos equipamentos que o utilizam, como quantidades e características do consumo. Esses dados levantados se referem a um processo de vulcanização e são apresentados no Seção 4.1. Com essas informações, foi possível determinar as necessidades do sistema de distribuição de vapor.

#### 3.1 Descrição do Sistema Atual

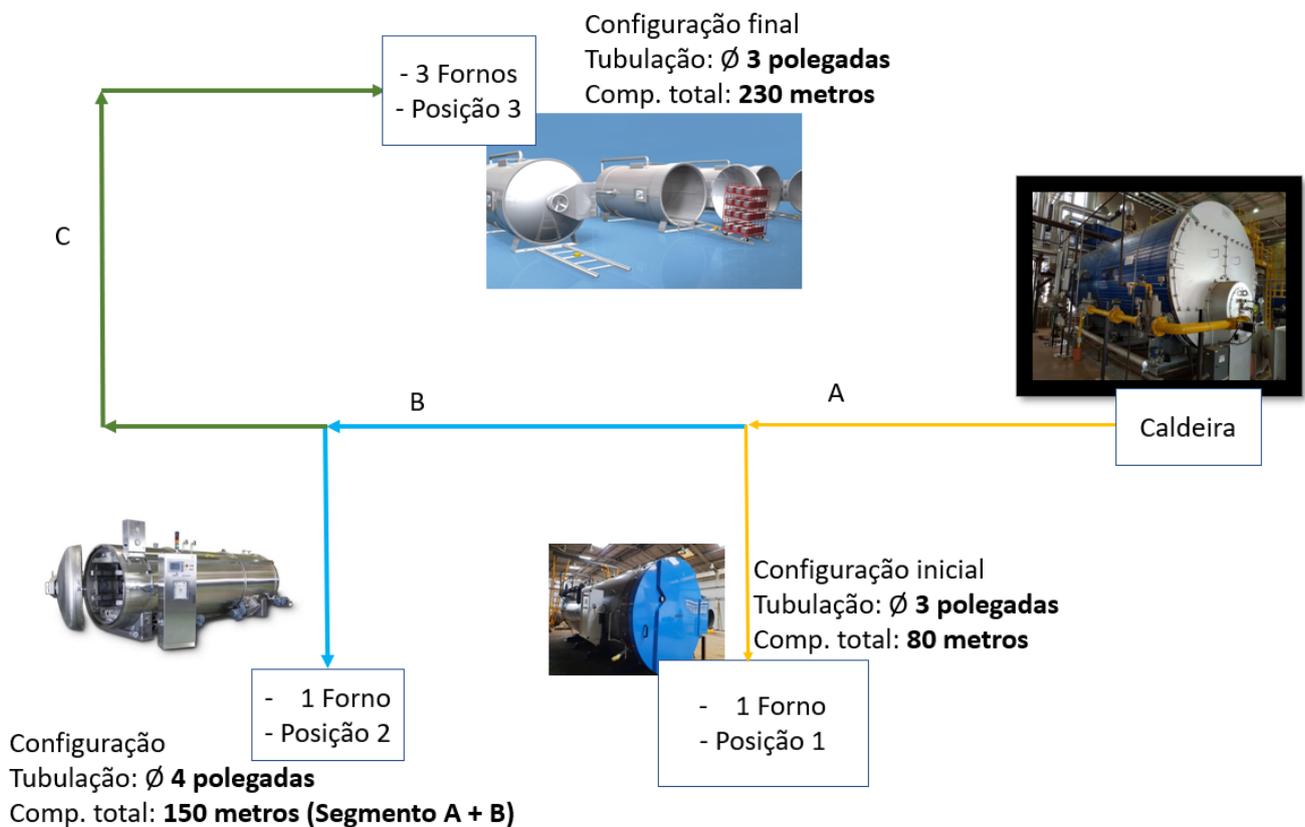
O sistema estudado se trata de um processo de distribuição de vapor para um processo de vulcanização de indústria de autopeças, que foi dimensionado de acordo com a demanda do equipamento, capacidade da caldeira e *layout* de instalação.

A disposição inicial do equipamento de vulcanização da fábrica passou por três grandes alterações. Inicialmente, o forno utilizado para vulcanizar borracha foi instalado próximo a caldeira, a cerca de 80 metros, conforme segmento A indicado na Figura 11. Este forno atendia uma capacidade pequena de produção. Com o passar do tempo, foi desativado e adquiriu-se um equipamento maior. Na Posição 2, o novo forno foi instalado e o sistema de distribuição de vapor alterado, com comprimento adicional de 70 metros a condição inicial, com um diâmetro de tubulação neste segmento aumentado para 4 polegadas. Após dois anos de produção e um aumento de demanda, houve a necessidade de adquirir mais fornos de vulcanização, entretanto, era preciso alterar a posição destes fornos, em virtude da linha de produção e espaço hábil dentro da fábrica.

Na situação final, de Posição 3, o forno ficou distante do gerador de vapor, e havendo a necessidade de instalar 3 fornos, foi necessário alterar a dinâmica da produção. Nesta configuração final, a linha de distribuição de vapor somava 230 metros de comprimento, segmentos com 3 e 4 polegadas e uma situação particular.

O sistema de distribuição de vapor começou a apresentar muitos problemas, sem a purga do condensado gerado e inexistência de isolamento térmico nos segmentos B e C, tornando a operação de dois ou mais fornos pouco usual.

**Figura 11 - Alterações de layout dos fornos vulcanizadores**



Fonte: Autoria própria, 2021

Mesmo trabalhando longe da capacidade total utilizando os 3 fornos, o sistema gera um alto nível de condensação, observado na inundação do forno e a demora para atingir a temperatura e pressão de trabalho. Contudo, a falta de vapor impacta diretamente na eficiência do processo.

Dessa forma, em virtude da ineficiência do sistema e buscando oportunidades de melhoria, foram coletadas as características dos equipamentos, especificidades do processo e dados referentes a um dia normal de produção dos três fornos de

vulcanização. Após essa atividade, foram aplicados os procedimentos encontrados na literatura para dimensionar um novo sistema de distribuição de vapor com melhor aproveitamento energético, a fim de cumprir a proposta de triplicar o volume produzido, passando a utilizar três fornos vulcanizadores.

### **3.2 Dimensionamento da Tubulação**

O projeto de uma tubulação para transporte de vapor deve adotar um diâmetro que esteja de acordo com a vazão necessária, isto porque, em uma tubulação subdimensionada, a velocidade do fluido pode ser aumentada para valores muito elevados, podendo ocasionar um desgaste prematuro no sistema e martelos de água. Por outro lado, um sobredimensionamento no diâmetro leva ao encarecimento do projeto com materiais e isolamento, além de aumentar a geração de condensado (DAUMICHEN, 1975).

Para especificar o diâmetro do tubo que deve ser usado, utilizam-se dois métodos, baseados no critério da velocidade e no critério da queda de pressão ou perda de pressão. Ao utilizar o critério de velocidade, considera-se a área da tubulação e o volume específico do vapor, possibilitando o uso de uma velocidade econômica. Já, o método da perda de carga considera dados da pressão no trajeto da tubulação (Instituto Brasileiro de Petróleo, 2018).

Segundo TELLES (1999), no caso de sistemas de vapor saturado, a presença de água ocasionada pelo baixo título do fluido provoca ruído dentro do sistema, erosão das tubulações e vibração de todo o conjunto, fenômenos que aumentam proporcionalmente com o aumento da velocidade do fluido. Também, a alta velocidade provoca grandes quantidades de perda de carga. Assim, tanto no critério da velocidade, quanto no da perda de carga, a velocidade deve ser levada em consideração para a especificação dos tubos. A Tabela 1 apresenta valores de velocidade econômicas do vapor e de condensados recomendados para utilização.

**Tabela 4 - Velocidades recomendadas do vapor e condensado nas linhas de distribuição**

Fluido	Velocidade Recomendada (m/s)
Vapor Saturado	20 - 50
Vapor de Flash (Baixa Pressão)	15 - 20
Vapor Superaquecido - G até 20 t/h	35
Vapor Superaquecido - 20t/h < G < 80 t/h	40 - 50
Vapor Superaquecido - G > 80 t/h	50 - 65
Água de Alimentação	0,5 - 1
Água de Alimentação Pressurizada	1,5 - 3,5
Água de Condensação	0,7 - 1,5
Água de Condensação Pressurizada	1 - 5,5

Fonte: Telles, 1999.

A eficiência do sistema de distribuição é medida pela capacidade de conduzir o vapor da caldeira até os pontos de uso com as menores perdas térmicas e de carga possíveis. Os principais fatores que podem contribuir para redução das perdas energéticas nas linhas de distribuição são a drenagem correta do condensado e o isolamento térmico feito na tubulação. A drenagem eficiente garante altas taxas de transferência de calor. Já, o isolamento térmico instalado na espessura correta diminui a dissipação de calor para o ambiente.

Para diminuir a perda de energia e o acúmulo de condensado, é importante posicionar de forma correta os purgadores de vapor, para maximizar seu desempenho. Uma boa prática é utilizar um segmento perpendicular a tubulação, em uma curva, ponto baixo ou final do sistema, promovendo o escoamento do condensado até o purgador.

Outro aspecto importante que auxilia na eficiência do sistema é considerar a construção da tubulação com certo declive, promovendo o escoamento gravitacional do condensado, sendo que para que este condensado não adentre aos equipamentos, é indicado realizar as ramificações do sistema conectando o ramal pela parte superior da tubulação principal, em formato de gancho, evitando o envio de vapor de baixa qualidade para os pontos de consumo.

Quanto à pressão do vapor, a utilização a pressões menores também proporciona vantagens econômicas, já que, vapor à baixas pressões tem um maior calor latente, isto é, cada unidade de massa de vapor pode entregar mais calor. Assim, utilizando baixas pressões nos pontos de uso é possível reduzir a quantidade de

combustível consumido, considerando que a mesma quantidade de combustível fornecerá mais energia (RODRIGUES, 2012; PALÁCIOS, 2010). Portanto, atendendo essas considerações, a posição do sistema redutor de pressão foi definida logo após o sistema de distribuição, ou barrilete, para melhor atender as demandas de vapor do sistema.

No geral, foi adotado um redimensionamento que considera práticas que visem obter um alto rendimento do sistema, minimizando a perda de calor para o ambiente e evitando o acúmulo de condensado.

### 3.2.1 Diâmetro

Para determinar o diâmetro da tubulação, pelo critério da velocidade, foi utilizada a Equação (1):

$$d = \left( \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v}{\pi \cdot V} \right)^{1/2} \quad (1)$$

Onde:

d – Diâmetro interno [m]

V – Velocidade [m/s]

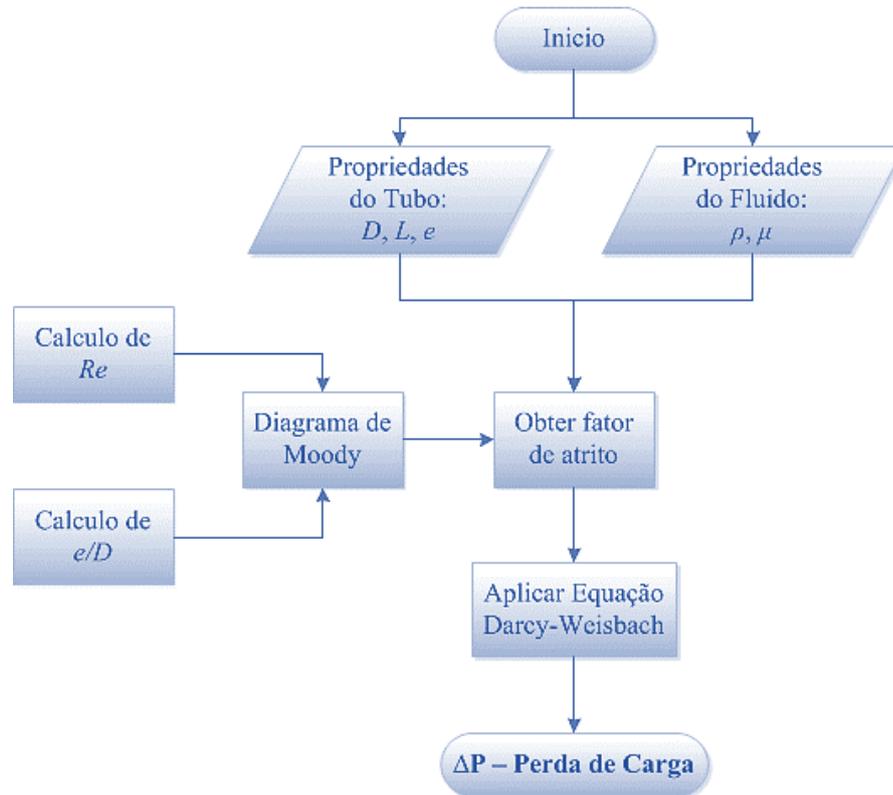
$\dot{m}$  – Vazão mássica do fluido [kg/s]

v – Volume específico do vapor [m<sup>3</sup>/kg]

### 3.2.2 Perda de Carga e Variação de Pressão

Para o uso do critério da Queda de Pressão, foi adotado o procedimento de cálculo esquematizado no fluxograma da Figura 12.

Figura 12 - Fluxograma para determinar a queda de pressão - Equação de Darcy



Fonte: Camargo (2001).

De acordo com esse procedimento, torna-se necessário conhecer as dimensões e características do tubo e do fluido, além de determinar o regime do escoamento a partir do número de Reynolds. O número de Reynolds é determinado pela Equação (2):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \quad (2)$$

Na qual:

$\rho$  – Massa específica do vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$V$  – Velocidade do fluido na tubulação [m/s]

$d$  - Diâmetro interno do tubo [m]

$\mu$  - Viscosidade dinâmica do vapor [m<sup>2</sup>/s]

Também, como característica do tubo, tem-se a rugosidade relativa da superfície interna, calculada como a razão entre a rugosidade absoluta e o diâmetro interno da tubulação. Na Tabela 2 listam-se alguns valores adotados de rugosidade relativa para materiais de uso comum em tubulações industriais.

Tabela 5 - Rugosidade relativa para diferentes materiais

Material	Rugosidade
Aço laminado novo	0,0015
Aço laminado usado	0,046
Aço galvanizado	0,15
Aço soldado liso	0,1
Ferro fundido	2

Fonte: Telles, 1999.

Com as variáveis anteriormente definidas, é possível consultar o diagrama de Moody, a partir do qual obtém-se o fator de atrito necessário para o cálculo da perda de carga na tubulação, conforme Equação (3):

$$\Delta p = \frac{f \cdot \rho \cdot v^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot d} \quad (3)$$

Em que:

$\Delta p$  – Variação de pressão na tubulação [kg/m<sup>2</sup>]

$\rho$  - Massa específica do vapor saturado [kg/m<sup>3</sup>]

$v$  - Velocidade do fluido na tubulação [m/s]

$L$  - Comprimento da tubulação [m]

$g$  - Aceleração da gravidade do tubo [m/s<sup>2</sup>]

$d$  - Diâmetro interno do tubo [m]

$f$  - Fator de atrito

Segundo a ABNT NBR 15526:2007 (Petrobrás, 2007), para obter resultados aceitáveis, recomenda-se que a queda de pressão obtida com o diâmetro encontrado corresponda de 5% a 10% da pressão estabelecida no local de início do trajeto. No entanto, o diâmetro interno encontrado provavelmente não será o mesmo do diâmetro interno de tubulação comercial, pelo que o valor deste deverá ser ajustado com base nas dimensões da Tabela 3.

Tabela 6 - Tubo Schedule NBR - 5590/ASTM – A106/ASTM - A333

Diâmetro			Parede mm	Peso KG/M	Denon. Conf. API 5L	SCHED Nº	Pressão Teste Min.	
Pol.(")	Ext. mm	Int. mm					KG/CM2	PSI
1/4"	13,70	9,22	2,24	0,63	STD	40	49	700
		7,66	3,02	0,80	XS	80	60	850
3/8"	17,10	12,48	2,31	0,84	STD	40	49	700
		10,70	3,20	1,10	XS	80	60	850
1/2"	21,30	15,76	2,77	1,27	STD	40	49	700
		13,84	3,73	1,62	XS	80	60	850
		11,74	4,78	1,95	-	160	63	900
		6,36	7,47	2,55	XXS	-	70	1000
3/4"	26,70	20,96	2,87	1,69	STD	40	49	700
		18,88	3,91	2,20	XS	80	60	850
		15,58	5,56	2,90	-	160	67	950
		11,06	7,82	3,64	XXS	-	70	1000
1"	33,40	26,64	3,38	2,50	STD	40	49	700
		24,30	4,55	3,24	XS	80	60	850
		20,70	6,35	4,24	-	160	67	950
		15,22	9,09	5,45	XXS	-	70	1000
1.1/4"	42,20	35,08	3,56	3,39	STD	40	91	1300
		32,50	4,85	4,47	XS	80	133	1900
		29,50	6,35	5,61	-	160	140	2000
		22,80	9,70	7,77	XXS	-	161	2300
1.1/2"	48,30	40,94	3,68	4,05	STD	40		1300
		38,14	5,08	5,41	XS	80	91	1900
		34,02	7,14	7,25	-	160	133	2050
		28,00	10,15	9,56	XXS	-	144	2300
2"	60,30	52,48	3,91	5,44	STD	40	161	2500
		49,22	5,54	7,48	XS	80	175	2500
		42,82	8,74	11,11	-	160	-	2500
		38,16	11,07	13,44	XXS	-	175	2500
2.1/2"	73,00	62,68	5,16	8,63	STD	40	175	2500
		58,98	7,01	11,41	XS	80	175	2500
		53,94	9,53	14,92	-	160	175	2500
		44,96	14,02	20,39	XXS	-	175	2500
3"	88,90	77,92	5,49	11,29	STD	40	175	2500
		73,66	7,62	15,27	XS	80	175	2500
		66,64	11,13	21,35	-	160	175	2500
		58,42	15,24	27,68	XXS	-	175	2500

Fonte: Telles (2003).

### 3.3 Dimensionamento dos Acessórios

Para dimensionar acessórios e componentes importantes na distribuição de vapor, foram utilizados os procedimentos descritos a seguir, definidos conforme o tipo do elemento inserido no trajeto da tubulação.

### 3.3.1 Purgadores

O sistema de distribuição de vapor precisa lidar sempre com escoamento líquido-vapor, devido à geração de condensado pelas perdas de calor (aquecimento da tubulação nas partidas e radiação/convecção com o meio externo no regime de operação normal). Porém, como descrito anteriormente, a presença de condensado deve ser minimizada com a instalação de purgadores, a fim de manter uma boa qualidade do vapor transportado.

Segundo Spirax (2005), para realizar a caracterização dos purgadores é necessário estimar a quantidade de vapor condensado gerado na operação. Para o período de aquecimento da tubulação, a quantidade de condensado é calculada pela Equação (4):

$$m_h = \frac{C_p \cdot W_p \cdot l \cdot (T_s - T_{am})}{\Delta H} \quad (4)$$

Onde:

$T_s$  – Temperatura do vapor [K];

$l$  – Comprimento da tubulação [m];

$T_{am}$  – Temperatura ambiente [K];

$m_h$  – Carga de condensado por aquecimento da tubulação [kg];

$C_p$  – Calor específico [kJ/(kg.K)];

$W_p$  – Massa por unidade de comprimento da tubulação [kg/m];

$\Delta H$  – Calor latente de vaporização [kJ/kg];

Para a parcela de condensado gerada pela perda por radiação/convecção durante o processo, deve-se considerar a Equação (5):

$$m_r = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot l \cdot (T_s - T_{am}) \cdot t_{su}}{\Delta H \cdot \left\{ \frac{1}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_1 + 2L}{d_1}\right) + \left[ \frac{2}{\alpha \cdot (d_1 + 2L)} \right] \right\}} \quad (5)$$

Sendo:

$T_s$  – Temperatura do vapor [K];

$L$  – Espessura do isolamento [m];

$l$  – Comprimento da tubulação [m];

$T_{am}$  – Temperatura ambiente [K];

$\alpha$  – Coeficiente combinado de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup>.K)];

$k$  – Coeficiente da condutividade térmica [W/(m.K)];

$t_{SU}$  – Período de tempo desde o início do processo [min];

$m_r$  – Carga de condensado por perda de calor por radiação/convecção [kg];

$d_1$  – Diâmetro externo da tubulação [m];

$\Delta H$  – Calor latente de vaporização [kJ/kg];

Assim, a parcela total de condensação é obtida pela Equação (6):

$$m_c = m_h + m_r \quad (6)$$

Com:

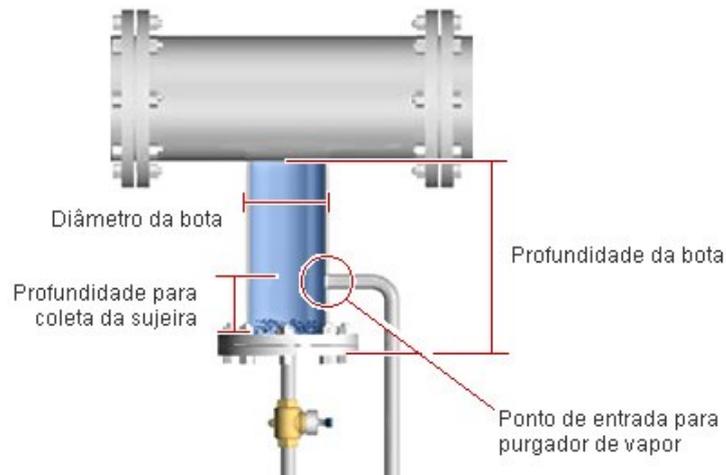
$m_h$  – Carga de condensado por aquecimento da tubulação [kg];

$m_r$  – Carga de condensado por perda de calor por radiação [kg];

$m_c$  – Carga total de condensado [kg];

Além da seleção do equipamento conforme a quantidade de condensado gerado, é preciso realizar a instalação desse item corretamente, de modo a garantir a separação das fases vapor e líquida do escoamento. Para isso, utiliza-se uma bota para coleta de condensado, como ilustrado na Figura 13.

**Figura 13 - Exemplo de instalação de bota para coleta de condensado**



**Fonte: TLV, (2021).**

A Tabela 4 relaciona as dimensões dos parâmetros da Figura 13.

**Tabela 7 - Proporção para dimensionamento de coletores de condensado**

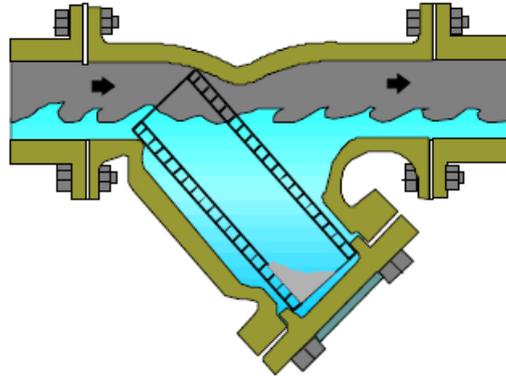
Diâmetro Principal	Diâmetro da Bota	Profundidade da Bota (Início da operação Automática)
50 mm (2 polegadas)	50 mm (2 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
100 mm (4 polegadas)	100 mm (4 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
250 mm (10 polegadas)	150 mm (6 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
500 mm (20 polegadas)	250 mm (10 polegadas)	750 mm (30 polegadas)

**Fonte: Telles (2003).**

### 3.3.2 Filtros

Os filtros são empregados para proteção de purgadores, válvulas de controle e outros elementos. Esses acessórios retiram os resíduos de instalação e os gerados no processo de transporte do vapor com o decorrer do tempo. A escolha destes elementos foi realizada optando por filtros que atendem a norma vigente (ASME B16.34), submetidos à temperatura e à pressão que o sistema de distribuição de vapor irá trabalhar. Uma questão importante na instalação dos filtros é que eles devem ser posicionados com a perna Y de lado; ou seja, o filtro nunca deve ter seu elemento filtrante instalado voltado para baixo, como apresentado na Figura 14, a fim de evitar o acúmulo de condensado ou de resíduos nessa posição.

**Figura 14 - Instalação incorreta do filtro Y e acúmulo de condensado**



Fonte: Telles (2003)

### 3.3.3 Válvula de Bloqueio

Para a seleção das válvulas, deve-se atentar para a temperatura e pressão do sistema, além da necessidade de manutenção de equipamentos. Antes e depois de acessórios importantes, é preciso instalar válvulas de bloqueio, para que o acessório possa ser retirado, além de realizar conexões *bypass*, para possibilitar a substituição do componente sem interrupção do sistema. Importante ressaltar que as válvulas devem ser também colocadas no início e no final, isolando o gerador de vapor e o equipamento de consumo.

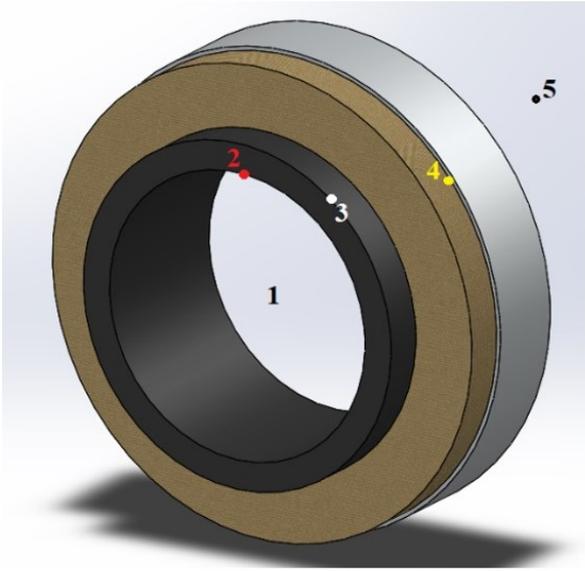
### 3.3.4 Válvula de Segurança

De acordo com a norma ASME B31.1 seção 1 (2001), a pressão de ajuste para a seleção de válvulas de segurança de vapor deve ter um limite de 110% da pressão máxima operacional, dimensionado para operar em qualquer cenário, exceto para os casos de exposição ao fogo. A pressão de ajuste nunca deve exceder a pressão máxima de trabalho permitida.

## 3.4 Isolamento Térmico

Com o objetivo de auxiliar na interpretação dos cálculos apresentados a seguir, a Figura 15 ilustra as superfícies analisadas.

**Figura 15 - Corte perpendicular de um tubo com isolante térmico**



- 1 – Região no interior do tubo
- 2 – Face interna da parede do tubo
- 3 – Face externa da parede do tubo e face interna do isolamento
- 4 – Superfície interna do isolamento
- 5 – Superfície externa do isolamento
- 6 – Região onde se encontra o fluido que envolve o isolamento .

Fonte: Autoria própria (2021).

O cálculo do isolamento térmico da tubulação foi realizado considerando gradiente de temperatura apenas na direção radial, com  $T_1 > T_5$ , além de regime permanente e condutividade térmica constante dos materiais. Assim, conforme a lei de Fourier:

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \quad (7)$$

Sendo:

$q$  – Taxa de transferência de calor [W];

$k$  – Condutividade térmica [W/(m.K)];

$A$  – Área da seção transversal da tubulação [m<sup>2</sup>];

$dT/dr$  – Gradiente de temperatura na direção radial [°C/m].

Separando variáveis e realizando a integração da equação (7), nos limites das superfícies 2 até 3 e de 3 até 4, tem-se:

$$q \int_i^e \frac{dr}{r} = 2\pi \cdot k \cdot L \int_i^e dT \quad (8)$$

ou,

$$q \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = 2\pi \cdot k \cdot L \cdot (T_e - T_i) \quad (9)$$

Tendo-se para cada superfície:

$$q_{2-3} = \left( \frac{2\pi \cdot k_{2-3} \cdot L \cdot (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \right) \quad (10)$$

e

$$q_{3-4} = \left( \frac{2\pi \cdot k_{3-4} \cdot L \cdot (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)} \right) \quad (11)$$

No sistema analisado, a convecção térmica se manifesta no interior do tubo devido ao escoamento do vapor, bem como na parte exterior ao isolante, por causa da exposição ao ar e à vizinhança. Assim, para esses casos, aplica-se a equação de resfriamento de Newton, dada pela Equação (12):

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (12)$$

Ao substituir na Equação (12) os parâmetros correspondentes às respectivas superfícies envolvidas, resulta:

$$q_{1-2} = h_{1-2} \cdot A_2 \cdot (T_1 - T_2) \quad (13)$$

e

$$q_{4-5} = h_{4-5} \cdot A_4 \cdot (T_4 - T_5) \quad (14)$$

Agora, ao considerar a presença de um coeficiente global de transferência de calor, tem-se:

$$q_{total} = A_j \cdot U_j \cdot \Delta T_{total} \quad (15)$$

Onde:

$q_{total}$  – Taxa total de transferência de calor [W];

$A_j$  – Área de troca térmica no local selecionado [m<sup>2</sup>];

$U_j$  – Coeficiente global de troca térmica [W/(m<sup>2</sup>.K)];

$\Delta T_{total}$  – Diferença total de temperatura considerada [K].

Sendo  $\Delta T_{total}$ :

$$\begin{aligned}\Delta T_{total} &= (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) + (T_4 - T_5) \\ &= T_1 - T_5\end{aligned}\quad (16)$$

Isolando e substituindo as diferenças de temperatura, resulta:

$$\frac{q_{total}}{A_j \cdot U_j} = \frac{q_{1-2}}{h_{1-2} \cdot A_2} + \frac{q_{2-3} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{2-3}} + \frac{q_{3-4} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{3-4}} + \frac{q_{4-5}}{h_{4-5} \cdot A_4}\quad (17)$$

Tendo em vista que, neste caso, a transferência de calor se dá sem geração e acúmulo no percurso, conclui-se que:

$$q_{total} = q_{1-2} = q_{2-3} = q_{3-4} = q_{4-5}\quad (18)$$

Sendo definida  $A_4$  como a área da superfície externa da região 4, na forma:

$$A_j = A_4 = 2\pi \cdot r_4 \cdot L\quad (19)$$

Multiplicando todos os termos por esta área e simplificando, tem-se:

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_4}{h_{1-2} \cdot r_2} + \frac{r_3 \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{2-3}} + \frac{r_4 \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{3-4}} + \frac{1}{h_{4-5}}\quad (20)$$

Com isso, a taxa de transferência de calor fica é dada por:

$$q = U_4 \cdot A_4 \cdot (T_1 - T_5)\quad (21)$$

No caso da ausência de camada de isolamento, a dedução leva às seguintes expressões:

$$q = U_3 \cdot A_3 \cdot (T_1 - T_5) \quad (22)$$

e

$$\frac{1}{U_3} = \frac{r_3}{h_{1-2} \cdot r_2} + \frac{r_3 \cdot \ln \frac{r_3}{r_2}}{k_{2-3}} + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (23)$$

Assumindo que a temperatura  $T_3$  é conhecida, não é preciso estimar o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo. Assim, as expressões do coeficiente global e da taxa de transferência de calor ficam:

$$\frac{1}{U_4} = \frac{r_4 \cdot \ln \frac{r_4}{r_3}}{k_{3-4}} + \frac{1}{h_{4-5}} \quad (24)$$

e

$$q = \frac{2\pi \cdot r_4 \cdot L \cdot (T_3 - T_5)}{r_4 \cdot \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{1}{h_{4-5}}} \quad (25)$$

Para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção externa, existem várias equações disponíveis na literatura técnica. Neste trabalho é utilizada a equação de Churchill e Chu, para convecção livre por cilindros longos horizontais, como em (INCROPERA, et al., 2008).

$$Nu^{1/2} = 0,6 + 0,387 \cdot \left\{ \frac{Gr \cdot Pr^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\} \quad (26)$$

Onde  $10^{-5} < Gr \cdot Pr < 10^{12}$ .

O número de *Rayleigh* representa o produto dos números de Grashof e Prandtl, significando a razão das difusividades térmicas e dinâmica. A partir do seu valor, pode se estabelecer se a camada limite da convecção natural é laminar ou turbulenta.

A Equação (27) resulta no número de Nusselt. Esse parâmetro é utilizado para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção. O número de Nusselt indica uma razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. Assim:

$$Nu = \frac{h \cdot d}{K} \quad (27)$$

Valores próximos de 1 indicam menor efeito da convecção, como se o fluido estivesse quase em estado de repouso. (INCROPERA, et al., 2008).

Outro número adimensional utilizado para a resolução do problema é o número de Prandtl, sendo uma medida da eficiência destes mecanismos de transferência de calor nas camadas limites hidrodinâmica e térmica (INCROPERA, et al., 2008).

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K} \quad (28)$$

Onde:

$c_p$  – calor específico à pressão constante [J/(kg.K)]

$\mu$  – viscosidade dinâmica [Pa.s]

Quando Pr tem um valor baixo, significa que o calor se difunde muito facilmente comparado à velocidade (momento).

Por fim, um outro parâmetro adimensional é utilizado para caracterizar o problema é o número de Grashof. Este fornece uma relação entre a sustentação de um fluido em relação à viscosidade, sendo definido por:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_e - T_\infty) \cdot d^3}{\nu^2} \quad (29)$$

onde:

$g$ – aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$\beta$ – Coeficiente de dilatação térmica [1/K];

$T_{\infty}$ – Temperatura externa [K];

$T_{\infty}$ –Temperatura de referência [K];

$\vartheta$ – viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s].

Inicialmente, assume-se o valor de  $T_3$ . Dessa forma, será possível comparar o valor do coeficiente de troca térmica calculado com o obtido a partir do valor de  $T_3$  assumido, até que a diferença entre o valor calculado e o assumido difiram em menos de 1%. Dessa forma, para convecção livre em ar ambiente e parede cilíndrica longa horizontal, Holman (1976) fornece a seguinte expressão:

$$h = 1,32 \cdot \left( \frac{\Delta T^{\frac{1}{4}}}{D} \right) \text{ para } 10^3 < a \cdot l^3 \cdot \Delta T < 10^9 \quad (30)$$

$$h = 1,24 \cdot \left( \Delta T^{\frac{1}{3}} \right) \text{ para } 10^9 < a \cdot l^3 \cdot \Delta T < 10^{12} \quad (31)$$

Sendo  $\alpha$  definido como:

$$\alpha = \left( \frac{Cp \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta}{\mu \cdot k} \right) \quad (32)$$

### 3.5 Demanda do Sistema Atual

Os fornos que realizam o processo de vulcanização foram dimensionados e instalados para trabalhar com uma demanda diária de produção, levando em média 50 minutos para realizar o ciclo completo de produção.

O ciclo de trabalho inicia com o carregamento do equipamento através de um *rack*, onde mangueiras estão inseridas em suportes espaçados, para que não tenham interferência ou contato com as demais mangueiras. O equipamento então inicia o processo de aquecimento com vapor em seu interior, durante 10 minutos. No decorrer

dos próximos 20 minutos, o forno mantém constante a pressão e temperatura em seu interior, com injeção de vapor para manutenção dos parâmetros devido a absorção térmica da borracha. Por final, o forno é despressurizado. O *rack* então é retirado de seu interior num período de 10 minutos, e novas mangueiras são posicionadas no *rack* para serem vulcanizadas. A Figura 16 ilustra de forma simplificada o sistema adotado pela empresa para atender a demanda.

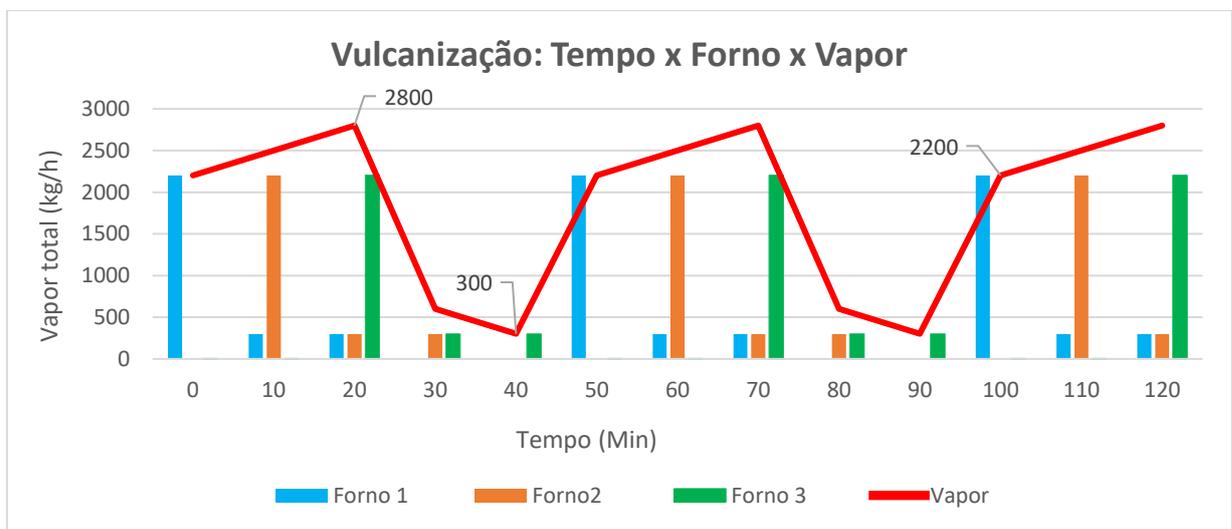
**Figura 16 - Fornos de vulcanização em layout proposto pela empresa**



Fonte: Autoria Própria (2021).

A Figura 17 relaciona o tempo de ciclo do processo de cada um dos três fornos, quantidade utilizada de vapor em cada etapa, sendo etapa de aquecimento e etapa de manutenção de ciclo, e qual equipamento está em funcionamento.

**Figura 17 - Vulcanização: Tempo x Forno x Vapor**



Durante esse processo, na etapa inicial, cada forno necessita de 2200 kg/h de vapor durante 10 minutos para entrar em temperatura de trabalho, e na etapa seguinte, é preciso 300 kg/h de vapor durante 20 minutos para realizar a manutenção da temperatura em seu interior. Isto até que ocorra a despressurização e retirada das borrachas vulcanizadas de seu interior em um período de 10 minutos, para posterior nova carga de vulcanização.

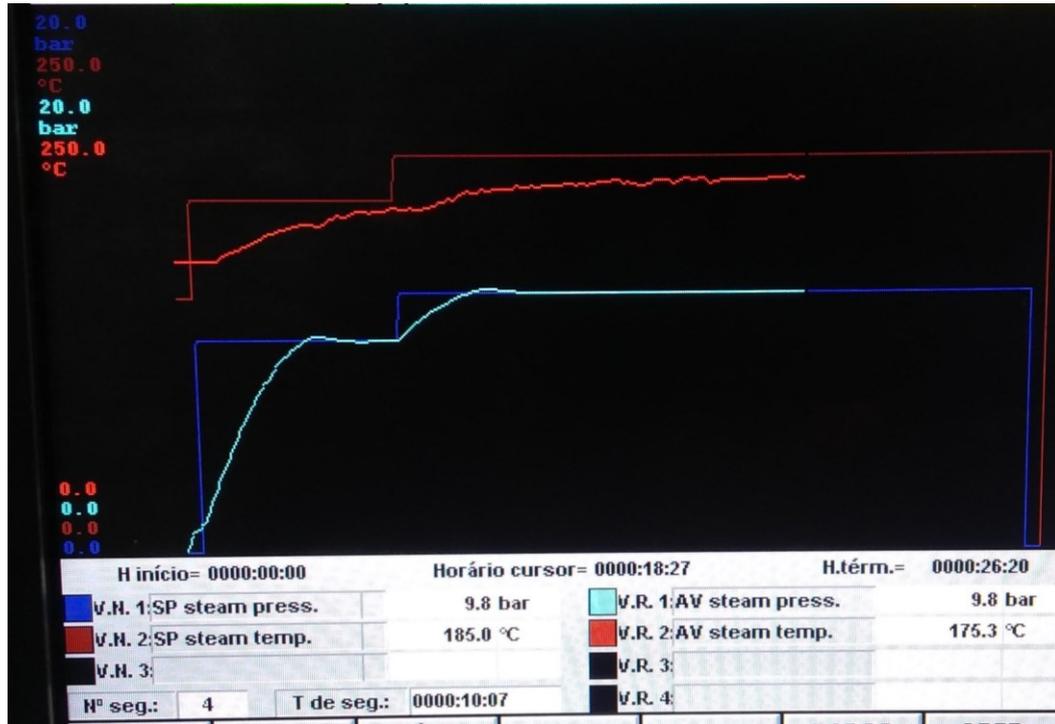
Idealmente, quando um forno completa a etapa inicial de aquecimento, um segundo forno inicia, por sua vez, a etapa subsequente para que sempre se tenha um equipamento aquecendo, outro em processo e outro carregando ou descarregando borracha, como foi apresentado no Gráfico 1. Pode-se verificar que a constância do fornecimento de vapor é uma das principais variáveis da eficiência do sistema. Caso esse fornecimento não ocorra de forma consistente, tem-se um processo distante da capacidade total de atendimento de demanda.

Outra característica do processo, é que a vulcanização ocorre especificamente acima de 183°C, tendo seu ponto ótimo na temperatura de 191°C. Portanto, é importante atingir a temperatura ótima para obter um alto rendimento produtivo.

Atualmente, devido a característica do sistema de distribuição de vapor, o período de aquecimento da primeira etapa, que deveria durar 10 minutos, tem ultrapassado o tempo de 18 minutos, sem atingir a temperatura mínima para iniciar o processo de vulcanização, como podemos notar na Figura 18.

Os Apêndices C a F apresentam a disposição inicial, intermediária, final e proposta do sistema, com o posicionamento dos fornos vulcanizadores na concepção do projeto, apresentando as mudanças e a situação atual que apresenta os diversos problemas explanados neste trabalho.

Figura 18 - Ilustração da rampa de aquecimento de um forno de vulcanização



Fonte: Autoria Própria (2021).

Contudo, nota-se na Figura 18 que, durante esse período de aquecimento há uma diferença de temperatura entre o *set point* do sistema e valor atingido de 9,7°C, também excedendo o tempo de aquecimento, o que comprova o potencial de melhoria do sistema.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para melhor compreensão dos resultados do projeto, estes foram divididos em três itens: dimensionamento do sistema; dimensionamento dos acessórios; isolamento térmico.

A fim de poder comparar e quantificar o melhoramento teórico conseguido com o novo projeto de sistema de distribuição de vapor, foi necessário realizar a coleta dos dados atuais do sistema. Essa coleta ocorreu durante o ano de 2019, com visitas as instalações da fábrica e obtenção de informações junto à equipe técnica.

Inicialmente foi elaboração o *layout* da rede de distribuição que atendesse as condições do sistema, prezando pela segurança e eficiência na operação.

O dimensionamento da tubulação de transporte de vapor, durante a coleta dos dados, ocorreu em duas etapas, com a primeira considerando o sistema da caldeira até o barrilete de distribuição de vapor e, a segunda etapa, desde o barrilete até o equipamento de vulcanização. Por fim, foram dimensionados os acessórios da linha, dentre os quais estão: purgadores, válvulas e outros itens necessários.

Os resultados foram calculados mediante as equações extraídas da literatura, apresentadas na metodologia. As operações necessárias para a obtenção das soluções foram realizadas com o auxílio do *software* Microsoft Excel®.

As Tabelas 5 a 7 resumem os dados coletados da caldeira geradora de vapor e do equipamento atendido no processo produtivo (vulcanizadora).

**Tabela 5 - Dados de operação da caldeira**

Equipamento	Caldeira Aalborg 4N Horizontal	
Capacidade	3000	kg/h
Pressão de trabalho	14	kgf/cm <sup>2</sup>

Fonte: Autoria própria (2021).

**Tabela 6 - Dados de consumo da vulcanizadora (Ideal)**

Etapa do processo	Consumo (kg/h)	Duração (min)
Início de processo	2200	10
Em processo	300	20

Fonte: Autoria própria (2021).

**Tabela 7 - Dados de aquecimento do sistema de vulcanização**

Parâmetro	Condição
Retorno de condensado (kg/h)	Não há
Tempo para aquecimento do sistema (min)	30

Fonte: Autoria própria (2021).

Atualmente, não existe uma linha de retorno de condensado, logo o sistema acaba sendo inundado no início do processo devido o aquecimento, o tornando lento, contando com a abertura de uma válvula próxima ao forno vulcanizador, para que o líquido seja purgado de forma manual. Além disso, durante a operação não é possível iniciar o processo na vulcanizadora seguinte sem que seja aguardado determinado tempo, devido à falta de vapor no ponto de consumo do sistema.

#### 4.1 Dimensionamento do Sistema

O novo dimensionamento foi realizado com base na capacidade nominal do gerador de vapor e a sua pressão de trabalho, empregando-se também, dados levantados de tabelas termodinâmicas. Os dados referentes ao estado inicial do vapor na tubulação principal são apresentados na Tabela 8:

**Tabela 8 - Estado inicial do vapor na tubulação principal**

Parâmetro	Valor
Vazão mássica da tubulação primária [kg/h]	3000
Pressão de trabalho da caldeira	14
Temperatura do vapor nessa condição [°C]	198,33
Calor latente [kJ/kg]	1949,13
Entalpia específica do vapor saturado [kJ/kg]	2791,04
Entalpia específica do vapor líquido saturado [kJ/kg]	844,9
Volume específico do vapor saturado [m <sup>3</sup> /kg]	0,1316
Volume específico da água saturada [m <sup>3</sup> /kg]	0,001153
Viscosidade dinâmica [kg/m.s]	0,001148

Fonte: Autoria própria (2020).

Através dos parâmetros do gerador de vapor, tendo em vista a demanda do sistema necessária para atender a produção, será determinado o diâmetro, queda de pressão, geração de condensado e velocidade do fluido na tubulação primária e secundária.

Com o estado e as características do vapor definidos a essa temperatura e pressão que a caldeira trabalha, foi considerado o fluido escoando a uma velocidade econômica, de 25m/s, permitindo determinar a velocidade real do sistema na tubulação principal, além do diâmetro de projeto, como apresentado na Tabela 9.

**Tabela 9 - Velocidade e diâmetro para tubulação principal**

Parâmetro	Valor
Vazão de vapor na tubulação principal [m <sup>3</sup> /s]	0,1172
Velocidade do vapor na tubulação [m/s]	25
Diâmetro de projeto[m]	0,0747
Diâmetro encontrado [m]	0,0762
Velocidade da tubulação recalculada [m/s]	24,05
Diâmetro [pol.]	3

Fonte: Autoria própria (2020).

Diâmetros escolhidos acima deste valor promoverão uma quantidade maior de condensado, sendo prejudicial para a alimentação das máquinas. Porém, se a velocidade do vapor for incrementada, o sistema pode sofrer vibração intensa, golpes de ariete (martelos de água) e problemas com a sustentação estrutural, por tal motivo o sistema foi dimensionado com uma velocidade de escoamento baixa, para diminuir a incidência destes efeitos.

Para o dimensionamento da tubulação secundária de vapor, considera-se a queda de pressão no escoamento. Para isto, foi definido o comprimento equivalente das tubulações, considerando seu *layout* e os elementos do sistema, para determinar as características do fluido no final da linha primária.

O comprimento equivalente dos acessórios na linha primária e secundária é apresentado nas Tabelas 10 a 12.

**Tabela 10 - Comprimento equivalente do sistema primário**

Tubulação primária	Valor	Equivalente de perda [m]
Comprimento da tubulação [m]	145	1
Número de válvulas de bloqueio	2	4
Número de curvas 90°	5	8,8
Comprimento equivalente total [m]		197

Fonte: Autoria própria (2020).

**Tabela 11 - Comprimento equivalente do sistema secundário**

Tubulação secundária	Valor	Equivalente de perda [m]
Comprimento da tubulação [m]	10	1
Número de válvulas de bloqueio	2	4
Número de curvas 90°	3	5,8
Comprimento equivalente total [m]		35,4

Fonte: Autoria própria (2020).

Com o diâmetro de projeto calculado para a tubulação primária e as propriedades do fluido nesse trecho, determina-se o número de Reynolds, apresentado na Tabela 12.

**Tabela 12 - Parâmetros para cálculo do número de Reynolds na tubulação primária**

Parâmetro	Valor
Massa específica do vapor saturado [kg/m <sup>3</sup> ]	7,5988
Viscosidade dinâmica do vapor [kg/(m.s)]	0,00001502
Número de Reynolds [-]	9,27x10 <sup>5</sup>

Fonte: Autoria própria (2020).

Com a determinação do número de Reynolds e com a rugosidade da parede do tubo para o diâmetro de projeto calculado no valor de  $e = 0,0046\text{mm}$ , foi encontrado o fator de atrito ( $f$ ) do Diagrama de Moody, no valor de 0,029, exposto no Anexo 1. A partir desta informação, foi determinada a variação da pressão e da temperatura no final da linha de vapor principal (Tabela 13).

**Tabela 13 - Variação de pressão e de temperatura do vapor na tubulação primária**

Parâmetro	Valor
Pressão no fim da linha [kPa]	1227,6
Temperatura do vapor no final da linha [°C]	192,6
Variação de temperatura [°C]	-5,73

Fonte: Autoria própria (2020).

A partir da determinação da variação de pressão e temperatura do sistema primário, foi possível determinar os dados do estado do vapor para a tubulação de distribuição até o barrilete de distribuição. Porém, antes foi preciso determinar a quantidade de condensado gerado no segmento inicial da tubulação, e para tanto, considerou-se a etapa de aquecimento e de processo.

No cálculo para determinar a quantidade de condensado gerado, utilizou-se uma tubulação com diâmetro comercial de 2.1/2 polegadas SCH-40, e isolamento

térmico de 63mm, segundo tabela orientativa do fabricante, apresentada no Anexo 3, com o objetivo de ter parâmetros para calcular as características da tubulação secundária. Com esses dados, foram aplicadas as Equações (4) a (6), obtendo-se os valores da Tabela 14.

**Tabela 14 - Quantidade de condensado gerado no sistema**

Tubulação principal	
Início de processo [kg/h]	Durante o processo [kg/h]
87,611	2,5

Fonte: Autoria própria (2020).

Portanto, para determinar as características do vapor na tubulação secundária, deve-se levar em consideração o condensado purgado do sistema, além da pressão e a temperatura indicadas no final da linha de distribuição primária.

Assim, como mostrado na Tabela 15, tem-se uma diminuição do vapor útil, além de perda de pressão e de temperatura. Porém, as condições do vapor ainda atendem as especificações de projeto para a vulcanização.

**Tabela 15 - Características do vapor na tubulação secundária**

Parâmetro	Valor
Vazão mássica na tubulação secundária [kg/h]	2909,89
Pressão do barrilete de distribuição de vapor [bar]	12,27
Temperatura [°C]	192,6
Calor latente [kJ/kg]	1968
Entalpia específica do vapor saturado [kJ/kg]	2787,2
Entalpia específica do vapor superaquecido [kJ/kg]	819,2
Volume específico do vapor saturado [m <sup>3</sup> /kg]	0,148
Volume específico da água saturada [m <sup>3</sup> /kg]	0,001145
Viscosidade [kg/(m.s)]	0,000021

Fonte: Autoria própria (2020).

Com o estado e as características do vapor definidos nessa temperatura e pressão, foi considerado o fluido escoando a uma velocidade econômica de 38m/s, conseguindo-se determinar a velocidade real do fluido na tubulação secundária, além da especificação do diâmetro de projeto, como apresentado na Tabela 16.

**Tabela 16 - Velocidade e diâmetro para tubulação secundária**

Parâmetro	Valor
Vazão de vapor na tubulação secundária [m <sup>3</sup> /s]	0,1196
Velocidade na tubulação [m/s]	38
Diâmetro de projeto[m]	0,0633
Diâmetro encontrado [m]	0,0635
Velocidade da tubulação recalculada [m/s]	37,77
Diâmetro [pol.]	2,49

Fonte: Autoria própria (2020).

Com o diâmetro de projeto determinado para a tubulação secundária, foi possível calcular as características do fluido nesse trecho. Os resultados são apresentados na Tabela 17.

**Tabela 17 - Parâmetros para cálculo do número de Reynolds na tubulação secundária**

Parâmetro	Valor
Massa específica do vapor [kg/m <sup>3</sup> ]	6,757
Viscosidade [kg/m. s]	0,00001502
Número de Reynolds [-]	1,08x10 <sup>6</sup>

Fonte: Autoria própria (2020).

Mediante o número de Reynolds e a rugosidade relativa da parede do tubo, foi determinado o fator de atrito do Diagrama de Moody, sendo de 0,029. Assim, foi possível encontrar a variação da pressão e da temperatura no final da linha de vapor da tubulação secundária, que fará a ramificação da tubulação primária para os equipamentos, sendo as características apresentadas na Tabela 18.

**Tabela 18 - Variação de pressão e de temperatura do vapor na tubulação secundária**

Parâmetro	Valor
Pressão no fim da linha [kPa]	1182,04
Temperatura do vapor no fim da linha [°C]	191,02
Variação da temperatura [°C]	-1,4

Fonte: Autoria própria (2020).

Logo, nota-se que o sistema de distribuição de vapor terá 7,31°C de diferença de temperatura em relação ao gerador de vapor, além de diminuir sua pressão em 2,18 bar. Esses dois dados são fundamentais para compararmos o sistema atual com o proposto. No sistema atual, temos uma temperatura de 175,3 °C que representam um gradiente de temperatura de 23,03 °C, que torna inviável o processo de

vulcanização, onde qualquer variação brusca ou interrupção do fornecimento do vapor provoca não conformidade ao processo produtivo, onerando mais a produção das mangueiras, ponto focal do funcionamento dos fornos vulcanizadores.

Em relação aos dados da Figura 17, temos um aumento de temperatura de trabalho atingindo a temperatura ótima para a vulcanização em 191°C, diferença de 7,9% se comparado ao processo atual.

Outro ponto relevante quanto ao redimensionamento do sistema, é o tempo de aquecimento para atingir a temperatura de trabalho, que hoje ocorre em 18 minutos e será realizado em 10 minutos, com uma melhoria de 55%, impactando diretamente na produtividade do processo, visto que será possível realizar o carregamento dos fornos em sequencia, o que triplica a capacidade real produtiva, visto que atualmente não é possível trabalhar em sequência com o processo de vulcanização.

#### 4.2 Isolamento Térmico

Visando otimizar os custos da instalação e operacionais, os cálculos foram realizados considerando várias espessuras de isolamento térmico, para melhor representar os ganhos. Importante ressaltar que o valor do kWh foi mensurado e aplicado com base nos dados repassados como uma média da empresa. Esses dados levaram a estabelecer valores anuais de perda de calor, tendo-se assim uma amostragem considerável.

As variáveis consideradas para o cálculo do isolamento na tubulação de distribuição principal são apresentadas nas Tabelas 19 e 20.

**Tabela 19 - Característica da tubulação do sistema para isolamento**

Parâmetro	Valor
Diâmetro da tubulação [polegada]	2,5
Diâmetro da tubulação [m]	0,0635
Pressão vapor [atm]	14
Temperatura ambiente [°C]	25
Comprimento da tubulação [m]	197
Temperatura do vapor [°C]	198,33

Fonte: Autoria própria (2021).

Para estimar as propriedades do ar em contato com a superfície externa do isolamento, é necessário definir o valor da temperatura de filme (Tabela 20), sendo

este, o valor médio entre a temperatura da superfície externa do isolante térmico e a temperatura ambiente.

**Tabela 20 - Temperatura de filme na região envolta à tubulação**

Espessura do isolamento(mm)	T5 (°C)
25,4	46,49
50,8	37,61
63,5	33,97
76,2	31,97
88,9	30,72

**Fonte: Autoria própria (2021).**

Para determinar os custos envolvidos com o isolamento e a perda de calor, na busca por uma espessura econômica, utiliza-se o coeficiente global de transferência de calor e os parâmetros adimensionais da Tabela 22. Assim, a fim de obter uma amostragem considerável, o diâmetro do isolamento foi variado de 0 a 100 milímetros, considerando um custo de R\$ 0,033 reais pelo quilowatt-hora dissipado pelo sistema para a vizinhança. Por meio deste custo, é preciso relacionar este valor a taxa de transferência de calor, a área e ao número de horas que o sistema opera.

Para a indústria, temos um período de funcionamento de 15,6h, operando 24 dias ao mês, 12 meses ao ano, num total de cerca de 4493 horas/ano.

Para o material e mão de obra de instalação do isolamento térmico, foi consultado um fornecedor especializado e repassado um valor de R\$30 reais por metro linear, sendo proporcional ao diâmetro do isolamento. Os resultados são apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 - Determinação do isolamento para a rede primária de distribuição de vapor

Espessura do isolamento (mm.)	Custo do material e instalação (R\$/m)	Parâmetros adimensionais					Resultados	
		Número de Grashof	Número de Prandtl	Número de Nusselt	Gr*Pr	aL <sup>3</sup> ΔT	U [W/m <sup>2</sup> *K]	Quantidade de calor perdida [kWh]
0	0	2,09E+06	0,712	16,85	-	1,69E+01	9,541	64,992
25,4	55	8,63E+06	0,712	24,49	6,14E+06	2,48E+07	1,366	16,743
50,8	68	1,57E+07	0,712	29,21	1,12E+07	7,68E+07	0,661	11,703
76,2	85	2,53E+07	0,712	33,65	1,80E+07	1,74E+08	0,414	9,587
101,6	92	3,73E+07	0,712	37,81	2,65E+07	3,30E+08	0,293	8,386
127	95	5,18E+07	0,712	41,76	3,69E+07	5,59E+08	0,223	7,595

Fonte: Autoria própria (2021).

Realizando a compilação destes dados na Tabela 22 podemos realizar a comparação em um Gráfico 2 para melhor compreensão.

Tabela 22 - Determinação do capital perdido com relação à espessura do isolamento

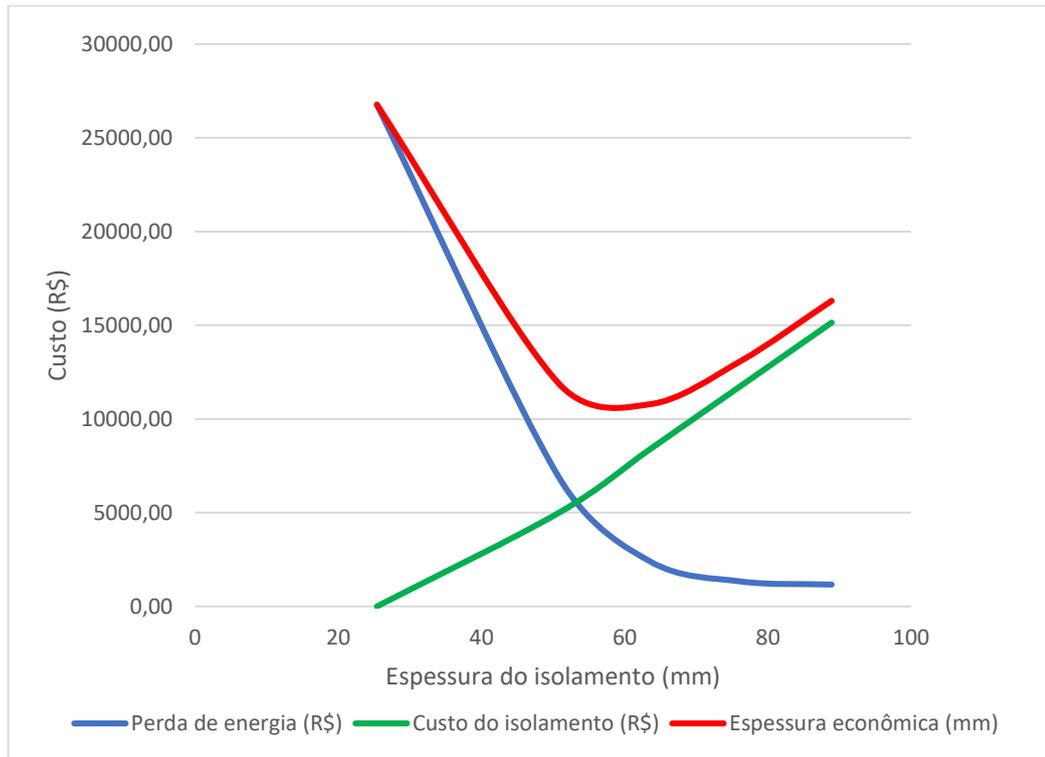
Espessura do isolamento (mm)	0	25,4	50,8	76,2	101,6	127
Quantidade de calor perdida em 1 ano [kW]	267664,4	68955,4	48198,03	39484,8	34536,7	31279,5
Perda de capital em 1 ano [R\$]	9018,9	2323,4	1624,02	1330,4	1163,7	1053,9

Fonte: Autoria própria (2021).

Com estes dados, consegue-se alcançar o valor de perda de capital em um ano de produção, considerando 12 meses ao ano, 15,6 horas por dia de trabalho em 2 turnos e 24 dias ao mês.

A Figura 19 apresenta o perfil do custo em função da espessura do isolamento térmico na tubulação primária.

**Figura 19 - Perfil do custo em função da espessura de isolamento para a tubulação**



**Fonte: Autoria própria (2021).**

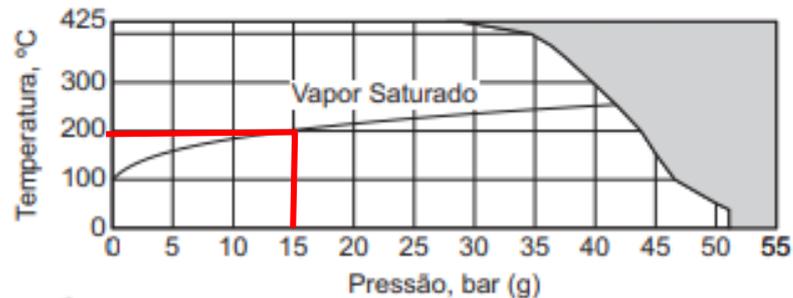
Assim, a espessura de isolamento térmico que apresenta o melhor custo benefício é cerca de 2.1/2" polegadas, ou 63 mm. Nota-se que valores muito diferentes desta espessura irão acrescentar bastante os custos de instalação do isolamento ou aumentar a perda de energia para a vizinhança do sistema. Outra situação é que o valor encontrado é próximo ao valor indicado por fabricantes de isolamento para aplicação em uma condição analoga a esta do sistema estudado.

É válido ressaltar que foi aplicado o mesmo conceito na tubulação como um todo, considerando o segmento primário da tubulação e também o secundário, que faz a ramificação até os equipamentos de consumo, visto terem o mesmo diâmetro.

### 4.3 Dimensionamento dos Acessórios

Em relação ao filtro Y, usado para evitar impurezas no sistema, foi escolhido o filtro TI-D235-01, Anexo 4, o qual apresenta um diâmetro que atende aos parâmetros de projeto, além de trabalhar em pressão adequada para o sistema. A Figura 20 ilustra o limite de pressão admitida e as condições de trabalho do elemento se submetido a escoamento de vapor.

**Figura 20 – Limite de pressão e temperatura admitidas pelo filtro Y TI D235-01**



Fonte: Spirax Sarco (2008).

Para dimensionar os purgadores, consideraram-se dois momentos, o de aquecimento da tubulação e o do regime de trabalho. Como apresentado anteriormente, a quantidade de condensado gerado no aquecimento da tubulação é muito superior ao que se forma durante o processo. Com essa informação é possível dimensionar o purgador requerido para as linhas principal e secundária.

O equipamento selecionado está representado no Anexo 1, sendo do fabricante Bermco, da linha CONA, atuando dentro dos parâmetros necessários para drenar a linha de distribuição de vapor.

Para a instalação dos purgadores no percurso da linha de distribuição de vapor, é recomendado posicioná-lo em conjunto com um filtro, para que particulados não travassem a válvula aberta. Além disso, o diâmetro e o comprimento de pescoço da bacia de condensado precisou ser especificado utilizando as dimensões da Tabela 23 de acordo com o diâmetro da linha que transporta o vapor (diâmetro principal).

**Tabela 23 - Dimensões de uma bacia de condensado para instalação de purgador**

Diâmetro Principal	Diâmetro da Bota	Profundidade da Bota (Início da operação Automática)
50 mm (2 polegadas)	50 mm (2 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
100 mm (4 polegadas)	100 mm (4 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
250 mm (10 polegadas)	150 mm (6 polegadas)	700 mm (28 polegadas)
500 mm (20 polegadas)	250 mm (10 polegadas)	750 mm (30 polegadas)

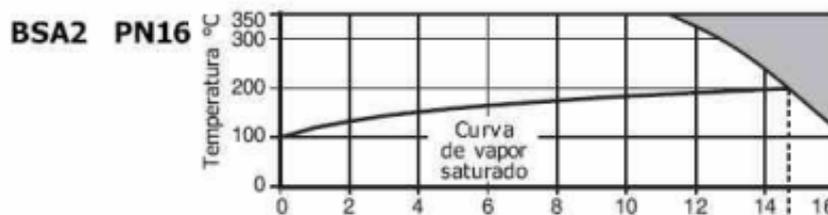
Fonte: Telles (2003).

Para atender a demanda do sistema, precisa-se utilizar um purgador acoplado no ramal da bacia de condensação, a fim de evitar que o condensado vá adiante pela rede de transporte do vapor.

No caso das válvulas de bloqueio, foi necessário especificá-las para que sejam instaladas antes e depois de acessórios e, se necessário, realizar uma conexão de desvio *bypass* em equipamentos importantes, como a válvula redutora de pressão, além de precisar estar presente no início e no final da linha distribuidora de pressão. Essas válvulas devem contar com pressão nominal comercial maior do que a pressão calculada em projeto, além de apresentar diâmetro nominal compatível com a tubulação onde será instalada.

Para o projeto em questão, adotaram-se as válvulas do fornecedor Spirax Sarco, do modelo BSA2BD, Anexo 6, que são seladas com fole. Para trabalhar com pressão de 14 bar e temperatura próxima a 200°C, deve-se selecionar uma válvula com pressão nominal acima deste valor para efeitos de segurança, pois atingindo temperaturas acima de 200°C, apresenta-se uma condição de risco que deve ser anulada pela válvula de segurança. Tendo em vista que o vapor tratado é saturado, a válvula em questão estará operando dentro da condição de segurança, verificado com o auxílio da Figura 21.

**Figura 21 - Curva de saturação do vapor para bloqueio**



Fonte: Spirax Sarco (2021).

Apenas pode-se garantir a utilização deste item, pois o gerador de vapor trabalha em uma condição abaixo da que a válvula suportaria em condição normal de trabalho, ou seja, 16 bar de pressão.

Para a válvula de segurança do sistema, é preciso selecionar um dispositivo que opere a 110% da pressão de set point de operação, ou seja, a válvula deve ter pressão de descarga de 15,4 bar. Logo, utilizaram-se as válvulas do fornecedor Spirax Sarco, do modelo SV 14/7, com range ajustável de 15,1 a 25 bar, apresentada no Anexo 6.

## 5. CONCLUSÃO

A geração de vapor é uma das necessidades das linhas de produção de muitas indústrias, refletindo diretamente na capacidade produtiva e na eficiência dos processos. Dessa forma, torna-se fundamental o estudo e a avaliação que possibilite otimizar o sistema de distribuição do vapor e, com isso, melhorar a instalação e reduzir os custos de produção.

Por se tratar de instalações que normalmente apresentam longa vida útil, o dimensionamento otimizado das redes de vapor costuma trazer grande economia a longo prazo, justificando muitas vezes os elevados custos relacionados à implementação da melhoria. A minimização das perdas de carga, quanto de calor na linha de distribuição de vapor, pode ser obtida mediante o dimensionamento apropriado das linhas de vapor, válvulas, acessórios e do isolamento térmico das linhas e dos seus componentes. Um dimensionamento feito de forma incorreta pode acarretar para a empresa elevados custos operacionais.

Neste trabalho, o redimensionamento das linhas de vapor para uma empresa do setor automotivo foi realizado aplicando um procedimento de cálculo para a determinação do diâmetro das tubulações, a sua queda de pressão e determinação da espessura ótima para isolamento térmico. O uso de acessórios e as boas práticas visam melhorar o sistema atual, que apresenta problemas em sua concepção.

Nesse sentido, os resultados obtidos mostraram que existem possibilidades de diminuir em 55% o impacto da ineficiência do sistema da geração de vapor. A falta de vapor aumenta o tempo de aquecimento em no mínimo 8 minutos, promovendo uma variação de temperatura de 23,03 °C desde o gerador de vapor até seu ponto de consumo, o que se torna um gargalo imenso para o processo produtivo.

Com o sistema redimensionado, foi atingida a temperatura de 191°C no ponto de consumo, o que otimiza a vulcanização de borrachas e viabiliza a aplicação prática da teoria abordada na literatura e apresentada neste trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAMAN, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE MANUTENÇÃO E GESTÃO DE ATIVOS. **Tubulação Industrial e Estrutura Metálica**.s.l. : SENAI, 2010.

APPOLINÁRIO, F. **Metodologia da ciência – filosofia e prática da pesquisa**. São Paulo: Editora Pioneira Thomson Learning, 2006.

ASME. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Boiler and Pressure Vessel Code** - B31.1; Recommended Guidelines for the Care of Power Boilers. Section VII. New York, 2001.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: UFSC, 1995.

BEGA, E. A.et al. **Instrumentação industrial**. Rio de Janeiro: Interciência IBP, 2003.

BCS, Incorporated. **Waste Heat Recovery**:Technology and Opportunities in U.S. Industry. U.S. Department of Energy. 2005. 112p.

BIZZO, W. A. **Geradores de vapor**.Campinas: Universidade Federal de Campinas, 2018.

BIZZO, W.A. **Apostila Geração, Distribuição e Utilização de vapor**. Unicamp, 2003.

BRASIL. Ministério do Trabalho. **Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações**. Portaria MTE nº 594, de 28 de abril de 2014 – NR 13 (publicada no DOU dia 02 mai. 2014).

BUECKER, B. **Fundamentals of Steam Generation Chemistry**.s.l: PennWell Books, 2000. p. 334.

HOLMAN, J. **Heat Transfer**. 1996. p. 696.

CAMARGO, L. A. **Análise de escoamento em condutos forçados**. Uso das equações de Darcy-Weisbach e de Colebrook-White. Disponível em <<http://hidrotec.atspace.co.uk/condutos.htm>>acesso em 16 jun. 2021.

CASSIOLATO, C. ORELLANA, E. **Medição de vazão**. Artigo.2010. disponível em: <<http://www.smar.com/newsletter/marketing/index40.html>>. Acesso em: 20 ago. 2021.

DAUMICHEN, R. V. H. **Curso sobre distribuição de vapor**. Instituto de Petróleo, 1975.

DANTAS, R. A. **Engenharia de Avaliações: Uma Introdução à Metodologia Científica** – Editora PINI - São Paulo, 1998.

DUKELOW, S. G. **The Control of Boilers**. International Society of Automation. 2. ed. 1991.

ELETROBRAS. **Eficiência Energética no uso do vapor**. Rio de Janeiro, 2005.

ELETROBRAS. **Guia Técnico: Gestão energética**. ELETROBRAS Centrais Elétricas Brasileiras, Rio de Janeiro, 2005a.

FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. Ltc, 2010.

GB TÉCNICA. **Caldeira Flamotubular convencional** para 14bar/3ton vapor/h. 2021. Disponível em <https://www.gbtecnica.com.br/index.php/novidades/caldeiras> Acesso em 06 jun. 2021.

GIL, A. C. **Introdução à Metodologia do Trabalho Científico**: elaboração de trabalhos na graduação. São Paulo: Atlas, 2008.

HD Energia Verde. **Corte de uma Caldeira Flamotubular horizontal**. Disponível em <http://www.hdenergiaverde.com>>. Acesso em 24 jun. 2021.

IBP. INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO. **Curso sobre distribuição de vapor**. Rio de Janeiro: IBP, 1975.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**. 6. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

IBP, Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e biocombustíveis. **IBP a casa da nossa indústria**. Disponível em [https://www.ibp.org.br/cursos/geracao-e-distribuicao-de-vapor/?\\_pagina=programa-tecnico&\\_template=programa-tecnico](https://www.ibp.org.br/cursos/geracao-e-distribuicao-de-vapor/?_pagina=programa-tecnico&_template=programa-tecnico)>. Acesso em: 03 mai. 2021.

LEITE, N. R.; MILITÃO, R. A. **Tipos e aplicações de caldeiras**. São Paulo: Escola politécnica -USP, 2008.

MACHADO, A. L. F.; PAZ, D. A.; CAMARGO, R. S. **Determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor para barras metálicas arrefecidas por convecção natural**. Bagé: s.n., 2018.

MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. V. **Fundamentos de metodologia científica**. 6ª ed., São Paulo: Editora Atlas, 2006.

MARTINELLI JUNIOR, L. C. **Geradores de Vapor – Recepção, Operação e Medidas de Segurança**. Cadernos UNIJUÍ, Série Tecnologia Mecânica, n.8. Ijuí, RS: Editora Unijuí, 1998.

MAPA, Ministério da Agricultura (MAPA) - Circular nº175. 2005. **Procedimentos de Verificação dos Programas de Autocontrole**. s.l.: DIPOA, 2005.

MATTIONI, R. **Estudo Para Melhoria Da Eficiência De Uma Tubulação De Vapor Para Uma Fábrica De Ração Animal**. Horizontina: FAHOR, 2013.

MILCENT, P.F. **Noções de Isolamento Térmico de Tubulações**. Curitiba: UFPR, 2007.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

NASCIMENTO JUNIOR, C. M.; SARTORELLI, R. J. Geração de energia por meio do vapor. **Coletânea de trabalhos – Qualidade de energia e tecnologias de uso final**, n.2, p.13-17, 2009.

NOGUEIRA, L. **Eficiência Energética No Uso De Vapor: Manual Prático**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

PETROBRAS. **Processamento Primário de Petróleo**. Rio de Janeiro, 2007.

PALACIOS, J. L. **Técnicas de gestión energética en sistemas de vapor**. Laboratorio de energías alternativas y eficiencia energética – Escuela Politécnica Nacional. Quito, 2010.

PERA, H. **Geradores de vapor: um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. São Paulo: Fama, 1990.

RIBEIRO, M. **Tecnologias de automação na ALUNORTE**. IV Workshop - Rede de Instrumentação e Controle. 29 a 30 de setembro, 2011.

RODRIGUES, M. L. M. **Curso Eficiência Energética em Sistemas de Vapor**. DATTE: Educação & Treinamento. Belo Horizonte, 2012.

RUSSEL, J. B. **Química Geral**. São Paulo: Makron, 2008.

SPIRAX SARCO. **Projeto de instalações de vapor**. Rio de Janeiro, 2008.

SENGER, R. **Análise do rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras**. 2015. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2015.

SIMABUKULO, L.; CORREA, L.; SANTOS, M.; MARTINS, M. **Energia, industrialização e modernidade – história social: Projeto Eletromemórias.** Disponível em: <https://eletromemoria.fflch.usp.br/content/energia-industrializacao-e-modernidade-historia-social-lucas-antonio-nizuma-simabukulo-luiz>. Acesso em: 11 mar. 2020.

SILVA, J. **Análise Termoeconômica do Processo de Geração de Vapor e Potência do Segmento de Celulose e Papel.** 2002. 222 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Itajubá, 2002.

SILVA, R.L.A.; SOARES, P.R.F.T.; SILVA, A.K.B. **Análise de risco utilizando a ferramenta FMEA em um gerador de vapor.** XXVIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção, Anais..., Rio de Janeiro - RJ, 2008.

SILVA, F. R.; ALBUQUERQUE, J. A.; GATIBONE, L. C.; MARANGONI, J. M. **Cinza de biomassa florestal:** Alterações nos atributos de solos ácidos do planalto catarinense e em plantas de eucalipto. Setor de Ciências Agrárias, Curitiba, v.10, n.6, p.475- 482, nov./dec. 2009.

SONNTAG, E.; BORGNACKE, C; WYLEN, G. **Fundamentos da termodinâmica.** Editora Edgard Blücher. 2 ed. 2001.

SONNTAG, R.E.; BORGNACKE, C. **Introdução à Termodinâmica para Engenharia.** Rio de Janeiro: LTC, 2003.

SPIRAX SARCO. **Catálogo de produtos Spirax Sarco**–Disponível em <<https://beta.spiraxsarco.com/global/pt-BR/products/pipeline-ancillaries/strainers-and-filters>> Acesso em 27 jul. 2021.

SPIRAX SARCO. **Design of Fluid Systems - Hook Ups.** Blythewood, SC: Spirax Sarco, 2008.

SPIRAX SARCO. **Projeto de instalações de vapor.** Rio de Janeiro: s.n., 2008b.

TELLES, Pedro C. S. **Tubulações Industriais.** 9 ed. Rio de Janeiro: S. A, 1999.

TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais (Materiais, Projeto, Montagem).** São Paulo: LTC, 2012.

TVL. Uma empresa especializada em vapor. **Purgador de boia livre para vapor.** Disponível em: <http://www.tlv.com/global/BR/product-solutions/free-float-steamtraps-for-main-lines.html>. Acesso 06 jul 2021.

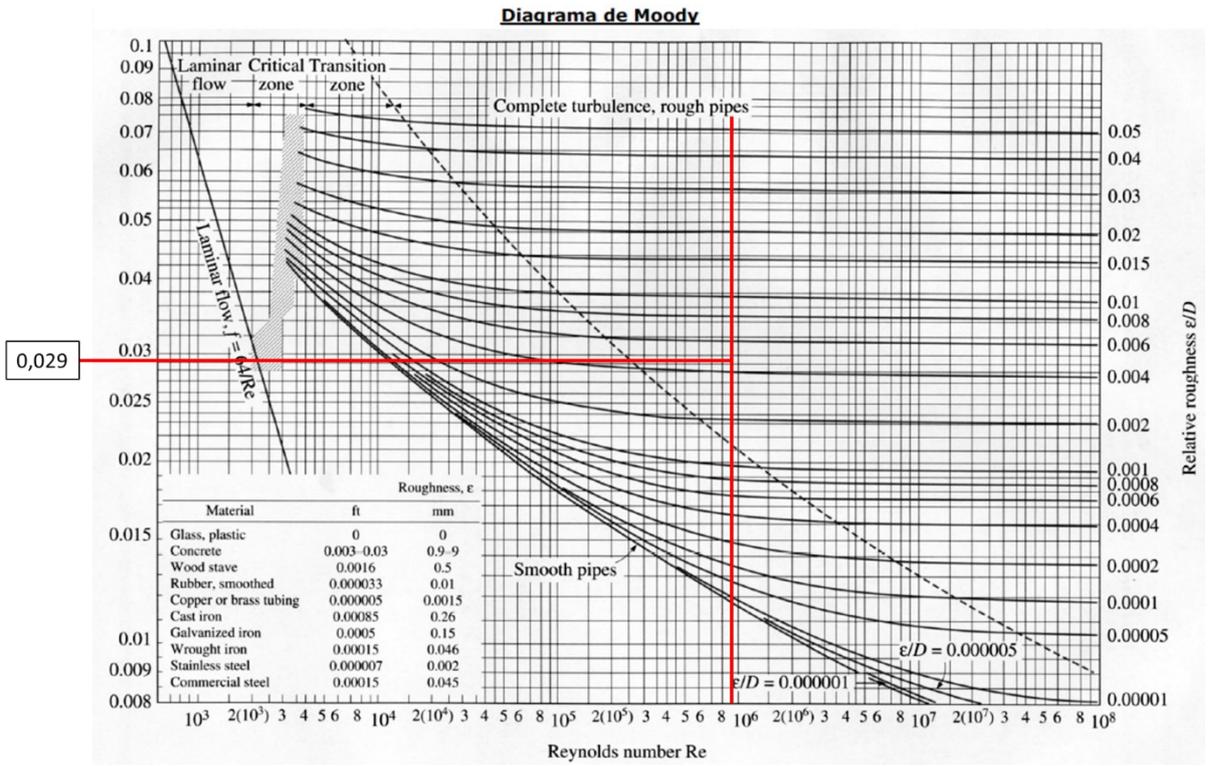
TLV. Uma empresa especializada em vapor. **Steam lines best practices**. Disponível em <[https://www.tlv.com/global/images/steam\\_theory/steam-lines-best-practices/steam-lines-best-practices11\\_BR.jpg](https://www.tlv.com/global/images/steam_theory/steam-lines-best-practices/steam-lines-best-practices11_BR.jpg)> Acesso em 07 jul.2021.

U. S. DAPARTAMENT OF ENERGY. **Steam Trap Performance Assessment**. Washington, DC: Advanced Manufacturing Office, 1999.

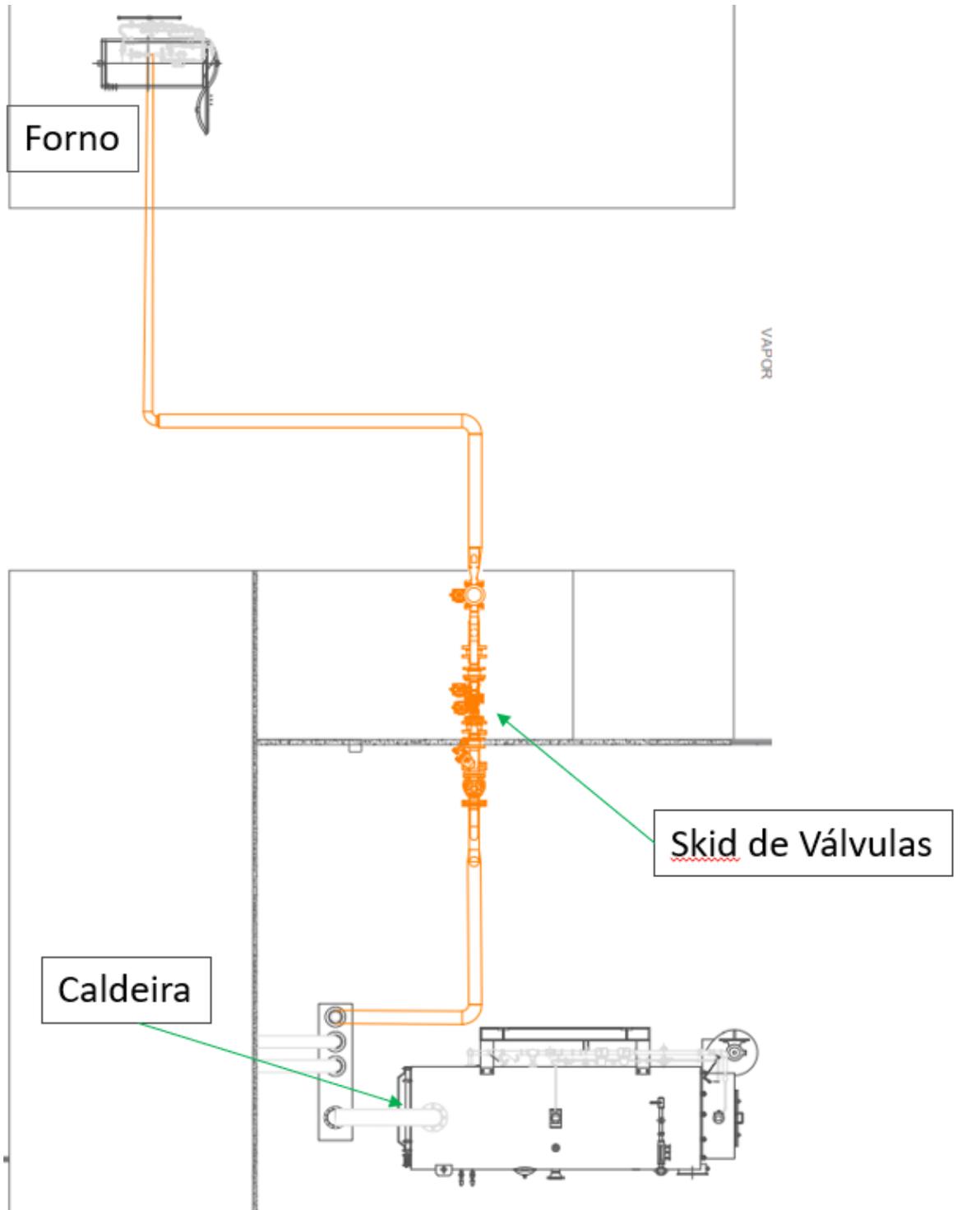
VAL AÇO. Distribuidora de **equipamentos hidráulicos industriais**. Disponível em <<http://www.valaco.com.br/Images/tvglobo.jpg>> Acesso em 27 jun. 2021.

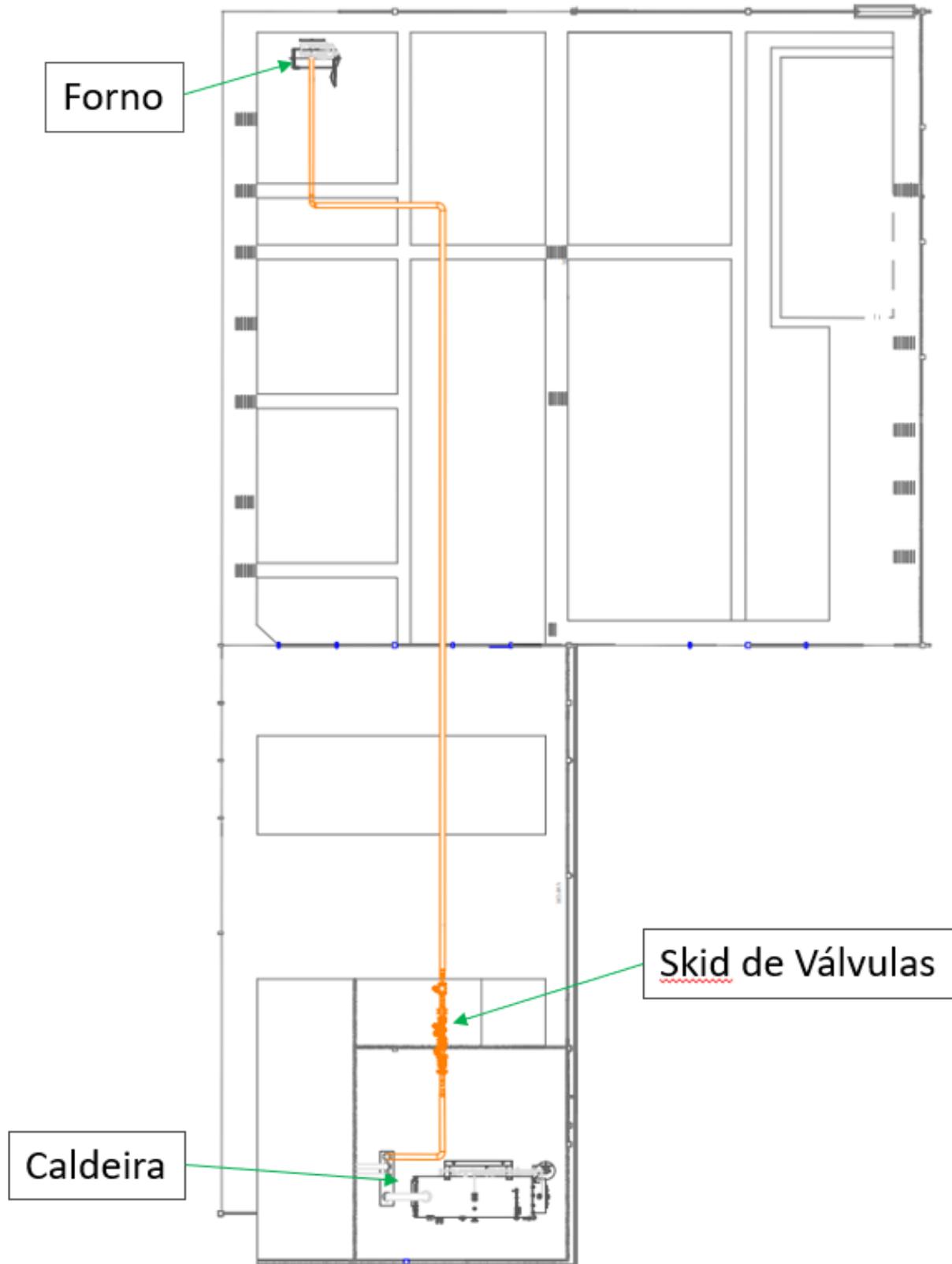
VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. São Paulo: Edgar Blücher, 1995.

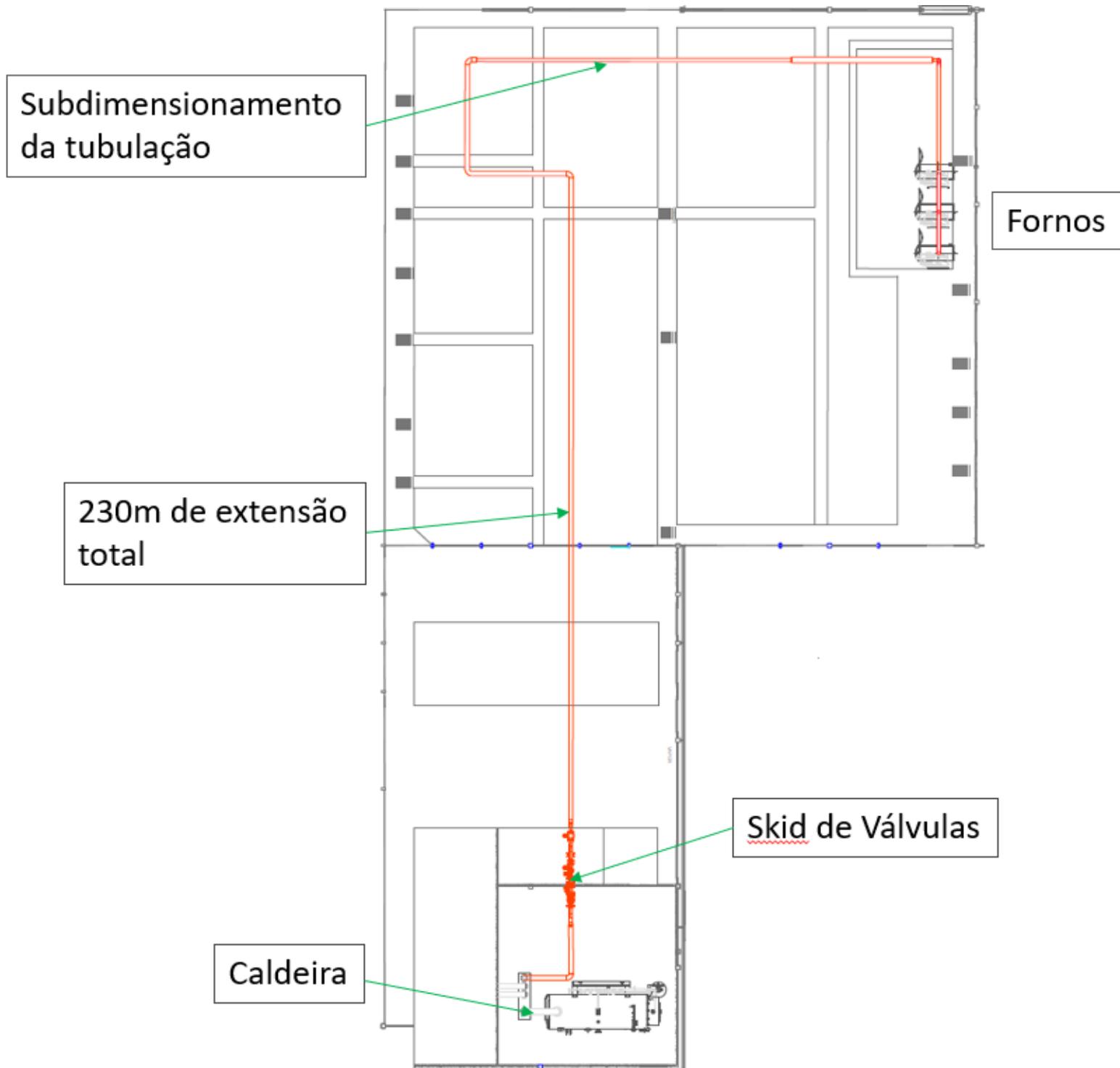
## APÊNDICE A - Diagrama de Moody para tubulação primária



### APÊNDICE B – Disposição inicial do layout – Concepção do projeto



**APÊNDICE C – Disposição intermediária do layout**

**APÊNDICE D – Disposição final do layout – Situação abordada**

## APÊNDICE E – Disposição proposta do layout – Performance



## ANEXO 1 – Espessura de isolamento recomendada por fabricante

ESPESSURAS RECOMENDADAS (mm)										
Diam. Nominal (pol)	Diam. Externo (mm)	TEMPERATURA DE OPERAÇÃO								
		0°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	600°C	700°C	750°C
1/2"	21,3	40	25	40	50	63	75	100	150	175
3/4"	26,7	40	25	40	50	63	75	100	150	175
1"	33,4	40	25	40	63	75	75	100	150	175
1.1/4"	42,2	40	25	50	63	100	75	100	150	175
1.1/2"	48,3	40	40	63	75	100	100	150	150	175
2"	60,3	50	40	63	75	100	100	150	200	200
2.1/2"	73,0	50	40	63	75	100	100	150	200	200
3"	88,9	50	40	75	100	100	100	150	200	200
3.1/2"	101,6	50	40	75	100	125	125	150	200	200
4"	114,3	50	40	75	100	125	125	150	200	200
4.1/2"	127,0	50	50	75	100	125	125	150	200	200
5"	141,3	63	50	75	100	125	125	150	200	200
6"	168,3	63	50	75	100	150	150	150	200	200
8"	219,1	63	50	75	100	150	150	200	200	200
10"	273,0	63	50	75	100	150	150	200	200	200
12"	323,8	63	50	75	100	150	150	200	200	200
14"	356,0	75	50	75	100	150	200	200	200	200
16"	406,0	75	50	75	100	150	200	200	200	200

## ANEXO 2 - Filtro y para sistema de distribuição de vapor – TI D235-01



**spirax sarco**

TI-D235-01  
BR Rev. 02

**FIG. 14**  
**Filtro Y**  
**Aço Carbono**

**Descrição**

O FIG. 14 é um filtro Y em aço carbono projetado para remover sujeira, borras de solda e outros detritos da tubulação. A coleta da sujeira e sua remoção são uma positiva segurança contra o custo de manutenção ou perdas na produção.

**Certificação**

Este produto está disponível com certificados EN 10204 2.1 e EN 10204 2.2 para corpo, tampa e tela. 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**

Roscado BS 21 BSPP, BSPT ou ASME B.1.20.1 NPT  
Soquete para solda ASME B16.11 SW

**Elementos Opcionais**

Elementos Filtrantes

Perfurações	0,8mm*, 1,2mm, 1,6mm, 2,0mm e 3,2mm
Mesh	40, 60, 80, 100, 200 e 325

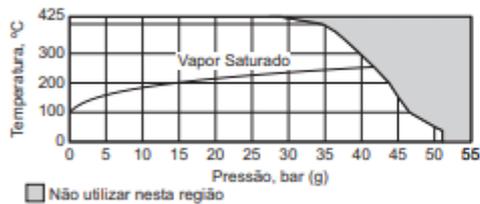
(\*) Perfuração padrão para todos os diâmetros

**Conexões para válvula de dreno**

O bujão pode ser usinado nos diâmetros abaixo para que uma válvula de dreno seja instalada mediante solicitação do cliente, a uma taxa adicional.

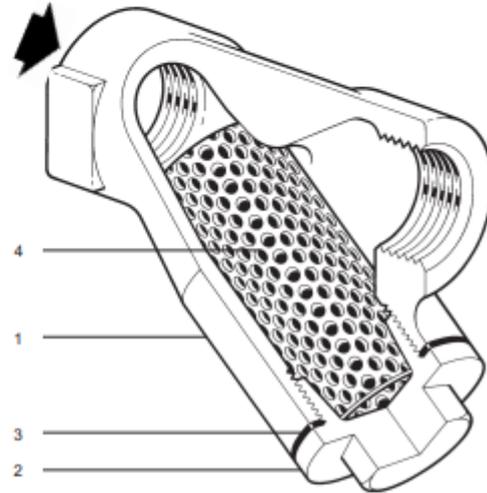
Diâmetro do filtro	Diâmetro do dreno
3/4" e 1"	1/4"
1 1/4" e 1 1/2"	1/2"
2"	1"

**Limites de Pressão / Temperatura**



Condições de projeto do corpo	ASME B16.5 300#
PMA Pressão máxima admissível @ 38°C	51,1 bar g
TMA Temperatura máxima admissível @ 28,8 bar g	425°C
Temperatura mínima admissível	-29°C
PMO Pressão máxima de operação @ 38°C	51,1 bar g
TMO Temperatura máxima de operação @ 28,8 bar g	425°C
Temperatura mínima de operação	-29°C
Projetado para teste hidrostático com pressão de:	75 bar g

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



**Materiais**

No. Parte	Material	Especificação
1 Corpo	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
2 Tampa	Aço Carbono	ASTM A 216 Gr. WCB
3 Junta da tampa	Grafoil	
4 Tela	Aço Inoxidável	ASTM A 240 Gr. 316
5 Bujão de limpeza*	Aço Carbono	ASTM A 105

(\*) opcional

**Como solicitar**

Sempre solicitar FIG. 14 informando o diâmetro, perfuração da tela desejada, tipo de conexões, e se há a necessidade de bujão para limpeza.

Exemplo: 1 Filtro Y Spirax Sarco, modelo FIG. 14, diâmetro nominal 1", conexões roscadas BSPP, tela 0,8mm com bujão de limpeza.

### ANEXO 3 - Purgador termostático – CONA M 615



**CONA®M 615**  
PN16/40 - NPS1/4"-1"

Purgador termostático – compacto (Aço Inoxidável)

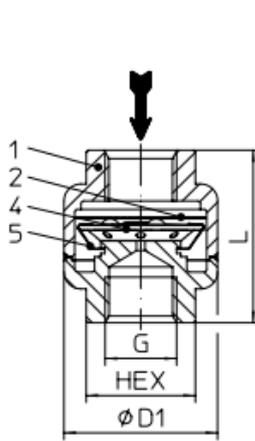


Fig. 615...2 rosca

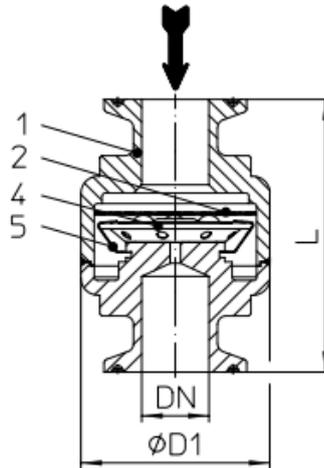
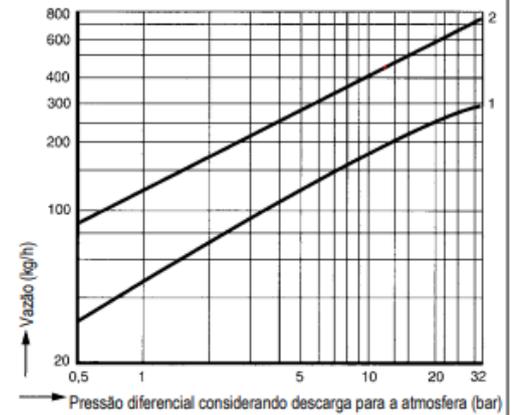


Fig. 615...para braçadeira (PN16)

Gráfico de capacidades



O gráfico mostra a máxima vazão para o controlador

**Curva 1:** Máxima vazão de condensado quente

**Curva 2:** Máxima vazão de condensado frio a aproximadamente 20°C

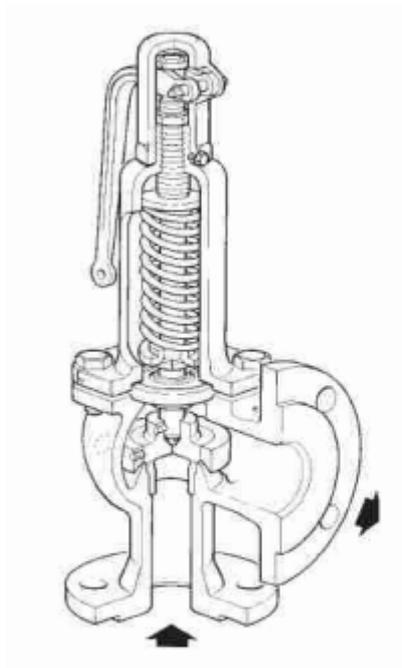
Figura	Pressão nominal	Material	NPS	Pressão de operação PS	Temperatura de entrada TS	Pressão diferencial admissível ΔPMX	Para controlador
52.615	PN16	1.4301	1/4" - 1"	12 barg	190 °C	32 bar	R32
55.615	PN40	1.4301	1/4" - 1/2"	32 barg	250 °C		

## ANEXO 4 – Válvula de segurança – SV 14/17

**spirax**  
**/sarco**

**Válvula de Segurança SV 14/17**  
**Manual de Instalação e Manutenção**

---



**Range de M...  
DN15 a 50**

Range (kgf/cm <sup>2</sup> )	Cor da mola
0,40 a 0,75	Branca
0,76 a 1,5	Amarela
1,51 a 3,0	Cinza
3,1 a 6,0	Azul
6,1 a 10,0	Verde
10,1 a 15,0	Vermelha
15,1 a 25,0	Marrom
25,1 a 35,0	Preta