

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE CASO: DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE VAPOR

MATEUS SILVA BERNARDES

Uberlândia-MG

2022

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE CASO: DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE VAPOR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal de Uberlândia (UFU), como requisito para a obtenção do Diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes

Uberlândia-MG

2018

BANCA EXAMINADORA DA MONOGRAFIA DA DISCIPLINA PROJETO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE DANILO ROSSI DE OLIVEIRA CARDOSO APRESENTADA À FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA, EM AGOSTO DE 2018.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes
Universidade Federal de Uberlândia

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer, em primeiro lugar, a Deus, pela força e coragem durante toda esta longa caminhada. Aos meus pais e irmãos por terem me dado forças para chegar onde cheguei. Ao meu orientador e amigo Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pela confiança depositada em meu trabalho e pelos ensinamentos repassados ao longo da minha formação acadêmica. Ao meu amigo Eng. Luciano Garcia Cunha, proprietário da Enercon, pelos ensinamentos e disponibilidade ao me passar seu conhecimento sobre o assunto. A todos os amigos e envolvidos para que esse trabalho fosse possível.

RESUMO

Este trabalho tem por finalidade dimensionar uma rede de vapor de uma indústria de tratamento de grãos de milho, de forma a basear-se em uma condição existente (cliente não revelado). Nessas indústrias é muito comum o uso da energia vinda do vapor para a realização de outros processos devido à facilidade de deslocamento de calor e energia até os pontos consumidores. Também, é comum o aproveitamento dessa energia a partir da instalação de unidades termelétricas para geração de energia. Neste caso, o vapor é originado por uma caldeira e, antes de ser transportado para os pontos consumidores, é levado para uma turbina. A turbina deixará esse vapor a uma pressão e temperatura menor do que a inicial, ocorrendo, assim, uma variação entálpica para geração dessa energia. No objetivo de aumentar ainda mais essa variação entálpica, este projeto tem o objetivo de diminuir a pressão e temperatura de saída dessa turbina. Para isso, foi feito o dimensionamento criterioso de perda de carga de modo a garantir que dois secadores (pontos consumidores) estejam com pressão disponível suficiente para operação. Ainda, foi feita uma pequena análise de flexibilidade da rede, uma vez que a alta temperatura do vapor na tubagem confere tensões devido a dilatação nos pontos fixados da rede.

Palavras-chave: tubulação, vapor, dimensionamento.

ABSTRACT

This work has the purpose to scale a steam network of a corn grain processing industry, based on an existing condition (undisclosed customer). In these industries it is very common the use energy from steam to realize other processes because of the ease of displacement of heat and energy to consumer points. It is also common to use this energy through the installation of thermoelectric units for energy generation. In this case, the steam is generated by a boiler and, before being transported to the consumer points, it is taken to a turbine. The turbine will leave this steam at a lower pressure and temperature than the initial one, thus causing an enthalpy variation to generate this energy. In order to further increase this enthalpic variation, this project aims to reduce the output pressure and temperature of this turbine. For this, a careful sizing of head loss was carried out in order to ensure that two dryers (consumer points) have sufficient available pressure for operation. Also, a small analysis of the network flexibility was made, since the high temperature of the pipe gives tensions due to expansion in the fixed points of the network.

Keywords: pipe, steam, sizing.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO.....	8
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	Erro! Indicador não definido.
3 - METODOLOGIA.....	13
3.1 - Análise termodinâmica básica	13
3.2 - Perda de carga em tubos	17
3.2.1 - Perda de carga distribuída	18
3.2.2 - Perda de carga localizada.....	24
3.3 - Equipamentos e acessórios nas redes de vapor	27
3.3.1 - Válvulas gaveta	27
3.3.2 - Válvulas de retenção.....	28
3.3.3 - Válvulas esfera	29
3.3.4 - Válvula Dessuperaquecedora	30
3.3.5 - Purgadores.....	31
3.4 - Dilatação térmica e flexibilidade das tubulações.....	34
3.4.1 - Método da viga em balanço guiada	34
3.4.2 - Reações nos extremos	39
3.4.3 - Aumento de flexibilidade.....	41
4 – RESULTADOS	43
7 - CONCLUSÕES.....	52
8 -BIBLIOGRAFIA.....	53

1- INTRODUÇÃO

As tubulações de vapor são amplamente utilizadas na indústria devido à facilidade de deslocamento de calor e energia até os pontos consumidores. Segundo o Departamento de Energia dos Estados Unidos (2002), o consumo energético industrial é composto de vapor (34%); combustível (47%) e eletricidade (19%). A Indústria converte cerca de 70% do combustível que adquire em vapor. De todas as formas de energia (incluindo insumos e energia elétrica) compradas pelo setor, 34% são destinados à produção de vapor. (SILVA, 2013)

No Brasil, de acordo com o Balanço Energético Nacional (2012), ano-base 2011, a indústria representa 36% do consumo da matriz energética nacional. Com relação ao vapor, o Balanço Energético Nacional (2003), com dados de 2002, estimou, que 54% da demanda total de energia na indústria, correspondendo a aproximadamente 20% da demanda total de energia do país, estão associados à geração de vapor. (SILVA, 2013)

O vapor é gerado a partir da água, fluido encontrado em abundância e com valor relativamente baixo em praticamente todo o planeta. Sua temperatura pode ser facilmente ajustada com precisão através de sua pressão. Além disso, pode ser transportado de maneira fácil através de tubulações, podendo percorrer grandes distâncias entre os pontos de geração e utilização, transportando grandes quantidades de energia com pouca massa. (SARCO, 2005).

Nas indústrias de tratamento de grãos de milho, por exemplo, é comum o uso dessas tubulações como fonte de calor para a secagem durante o processo de tratamento e colheita das sementes. A distribuição de vapor é feita a partir de um conjunto de tubos, conexões, válvulas e acessórios responsáveis pela condução de fluidos. (ZATTONI, 2008).

Geralmente, as tubulações de vapor são feitas de aço carbono de forma a se ter a escolha do material, classe de pressão, espessura de acordo com as normas e códigos de processo internacionalmente reconhecidos. São submetidas a variações de pressão e temperatura e, por isso, estão sujeitas a dilatações e contrações. Além disso, outro problema relacionado ao dimensionamento de tubulações é a formação de condensado, o qual necessita ser drenado da tubulação através de purgadores, visto que sua presença pode acarretar danos estruturais pelo surgimento de choques de pressão, conhecidos como golpe de aríete. Ainda, a presença de condensado provoca maior consumo de energia e tempo para que se atinja a temperatura desejada (MILCENT, 2007).

Além disso, o dimensionamento de uma tubulação para transporte de vapor deve possuir um diâmetro que esteja de acordo com a sua vazão, ou seja, é necessário levar em conta parâmetros econômicos. Sabe-se que em tubulações com diâmetro menor do que o recomendado, a velocidade é intensificada podendo ocasionar maior desgaste e elevação dos valores de perda de carga. Por outro lado, um superdimensionamento no diâmetro encarece o projeto com materiais. (HONORATO, 2021)

O objetivo deste trabalho é apresentar uma proposta de dimensionamento de uma rede de vapor baseada em uma condição existente de uma indústria de tratamento de grãos de milho. Este projeto foi realizado pelo autor deste trabalho através de um estágio em conjunto com a ENERCON, empresa de consultoria em projetos básicos conceituais com especialização em conservação termo energética e controle ambiental, situada em Uberlândia, MG. As informações mais detalhadas acerca do cliente não serão expostas devido ao contrato de confidencialidade feito pelas partes.

2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O milho é o oitavo alimento mais consumido no mundo, perdendo apenas para leite e derivados, trigo, arroz, batata, cerveja, açúcar e tomate. O Brasil está na quarta posição no ranking de consumo, depois dos Estados Unidos, da China e da União Europeia. Embora seja tão popular no preparo de alimentos, em torno de 80% do milho que o Brasil produz e não exporta é destinado à fabricação de ração animal. Os 20% que sobram, são processados e se transformam em outros produtos alimentícios e industriais. (NIDERA, 2021).

Com o grão, também é possível produzir o etanol, obtido tradicionalmente no Brasil a partir da cana-de-açúcar. O amido e outros compostos derivados do grão estão presentes em medicamentos, talco infantil, cosméticos, adesivos, rótulos, tecidos engomados, graxas e resinas, produtos de limpeza e fogos de artifício. O milho também é um dos ingredientes da cerveja, tendo em sua composição 45% de milho. (NIDERA, 2021).

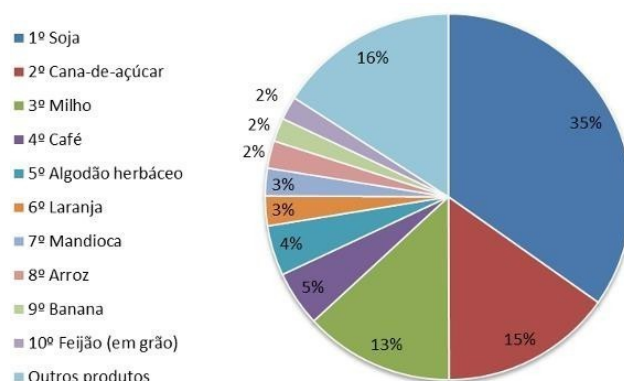


Figura 1 – Distribuição do valor da produção no Brasil em 2019. (Fonte: Ministério da Agricultura).

Segundo dados da Embrapa, o Brasil ocupou em 2020 a terceira posição na produção mundial de milho, com 100 milhões de toneladas (8,2% do total), superado apenas pelos Estados Unidos e pela China. Nas últimas décadas a posição relativa do Brasil não se alterou quando se considera a produção do grão, seguindo como o 4º maior do mundo, atrás, novamente, da China, Estados Unidos e Índia.

Ainda segundo a Embrapa, em 2020, os produtores brasileiros de milho exportaram 38 milhões de toneladas, ou seja, 19,8% das exportações totais do produto, sendo o segundo maior exportador do grão, atrás apenas dos Estados Unidos. Apenas no ano anterior, as exportações nacionais de milho somaram US\$ 6 bilhões. Nesse sentido, para que a produção continue alcançando níveis de satisfação na economia brasileira, torna-se essencial o investimento em melhorias técnicas de produção, que é a proposta deste trabalho.

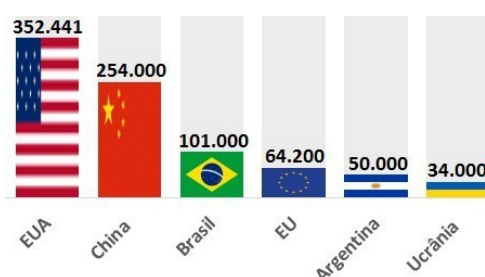


Figura 2 – Principais produtores mundiais de milho (1000 ton) 2019/2020 jul. (Fonte: Conab).

Em qualquer projeto em que o Engenheiro Mecânico esteja desenvolvendo suas competências, é necessário que este esteja ciente dos processos adjacentes que comportam todo o sistema. Nesse sentido, antes de partirmos para a proposta do

dimensionamento da rede de vapor numa indústria produtora de grãos de milho, algumas definições e informações do funcionamento da unidade devem ser tomadas.

O beneficiamento do milho é composto por um conjunto de etapas que tem por objetivo obter sementes com alta qualidade, sendo que a produção de sementes no campo pode garantir a máxima qualidade de um lote de sementes. Com a finalidade de facilitar os processos de semeadura, secagem e armazenamento, além da retirada de sementes de plantas daninhas após a colheita no campo, o beneficiamento é realizado para atingir a máxima qualidade de um lote de sementes, desde a sua recepção na unidade de beneficiamento de sementes (UBS) até a embalagem e distribuição (PESKE, 2006).

Deste modo, no beneficiamento é necessário a eliminação de todas as impurezas que irão comprometer o lote, bem como sementes que não apresentem características apetecíveis (CARVALHO & NAKAGAWA, 2000).

Quando comparado às outras culturas, o beneficiamento de sementes de milho é considerado altamente especializado por conta da posição da espiga, pois possuem grande variação no tamanho, forma e qualidade, sendo extremamente necessária uma classificação que não comprometa a qualidade fisiológica do lote de sementes. O beneficiamento de sementes de milho pode aprimorar a qualidade de um lote em termos de germinação, vigor e sanidade. (FERREIRA & SÁ, 2010; FESSEL 2013).

Essa especialização se deve essencialmente ao fato de que as sementes de milho são colhidas ainda na espiga, que serão secadas para depois serem debulhadas, e então limpas para que posteriormente ocorra a classificação (MENEZES, 2002).

Uma UBS engloba o conjunto de infraestrutura industrial necessária para a realização de todos os processos em que a semente é submetida depois de colhida, desde a sua recepção na unidade de beneficiamento de sementes (UBS) até a embalagem e distribuição ao cliente (revendas e produtor rural). Portanto, o objetivo principal de uma UBS não é melhorar a qualidade da semente em si, mas sim de maximizar a qualidade dos lotes de sementes, assegurando que estas atendam aos padrões de qualidade exigidos. (BIOMATRIX, 2020)



Figura 3 – Unidade de Beneficiamento de Sementes. (Retirado de: www.sementesbiomatrix.com.br)

Assim que as sementes chegam na UBS é realizado o monitoramento da temperatura das cargas e de cada carreta é retirada uma amostra para verificação da umidade do material, essas informações são fundamentais para determinar o protocolo da etapa de secagem que será descrita mais à frente. Após esse monitoramento as espigas são descarregadas e transportadas para as despalhadeiras automáticas, que farão a retirada da palha da espiga. Durante esse processo são feitas inúmeras regulagens para evitar danos mecânicos nas sementes e garantir o maior aproveitamento. Com essa etapa realizada, entra em cena a seleção automatizada e manual criteriosa, com dupla checagem, para garantir a seleção somente das espigas que atendam o padrão de qualidade previamente estipulado pela empresa.

Feito isso, é realizado o processo de secagem. Para definir o protocolo de secagem leva-se em conta o material genético, a umidade de chegada na empresa e a temperatura da carga. É importante ressaltar que a secagem é realizada em baixas temperaturas (de 34 a 40°C), de modo a preservar a qualidade das sementes de milho.

Após a secagem, são realizadas a debulha das espigas e a pré-limpeza das sementes. Em seguida é realizado o processo de classificação das sementes, separando-as em relação a largura, espessura e comprimento, além do peso específico ao final do processo, de maneira a garantir que um lote tenha uniformidade e sementes com alto

potencial de germinação, promovendo um plantio com fácil regulagem, evitando falhas e duplas na lavoura.

Por fim, os lotes de sementes aprovados são liberados para receber o tratamento industrial, que consiste na aplicação de doses precisas de produtos (inseticidas/fungicidas) que darão as sementes alta performance e a capacidade de gerar plantas vigorosas e saudáveis, garantindo uma safra forte e produtiva no campo. As sementes são armazenadas em ambientes climatizados de modo a preservar sua qualidade e então ensacadas e distribuídas. (BIOMATRIX, 2020).

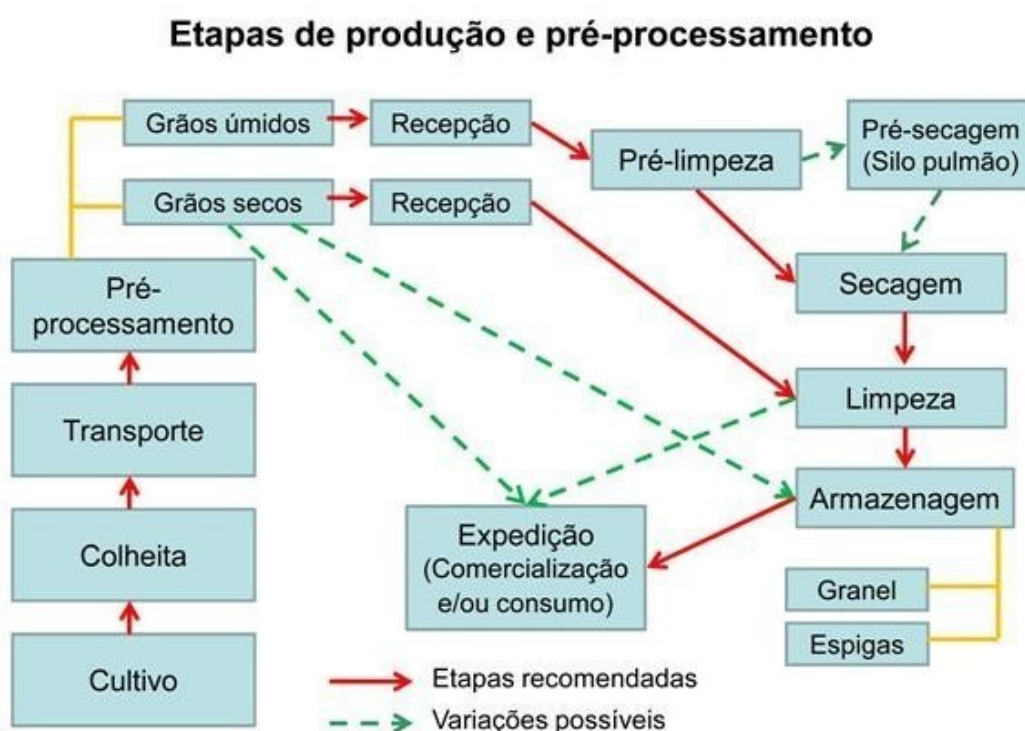


Figura 4 - Fluxograma apresentando as etapas de produção e pré-processamento de milho. (Retirado de: <https://www.spo.cnptia.embrapa.br>)

3 – METODOLOGIA

3.1 – Análise Termodinâmica Básica

Nas Unidades de Tratamento de Sementes, os processos de secagem de milho se dão a partir da energia térmica vinda de tubulações de vapor que é originado por uma caldeira. Sendo assim, no caso de uma planta em que não haja geração termelétrica,

gera-se o vapor saturado na caldeira e este já vai alimentar os trocadores de calor a partir das tubulações de vapor.

Por outro lado, é possível investir nesse sistema de maneira a otimizá-lo para uma central termelétrica, na qual objetiva-se gerar energia através do eixo deslocado por uma turbina que admite vapor à uma determinada pressão a partir de uma caldeira. Essa ideia é muito usada nas UBS porque além da empresa garantir a fonte de energia necessária, em forma de vapor, para os processos que o utilizam como o secamento de grãos mencionado anteriormente, ter-se-á uma economia energética suficiente para bancar os gastos da própria unidade e, em alguns casos, até vender parte dessa energia.

Conforme mostra a Figura 5, esse investimento significa que a caldeira terá a pressão de trabalho ampliada, de modo que o vapor saturado que sai da caldeira esteja a uma pressão muito maior do que anteriormente. Ao passar pelo superaquecedor, no ponto 3 da figura, o vapor será admitido pela turbina que, além de gerar energia no turbo gerador, fornecerá vapor superaquecido a uma pressão menor e seguirá para o processo.

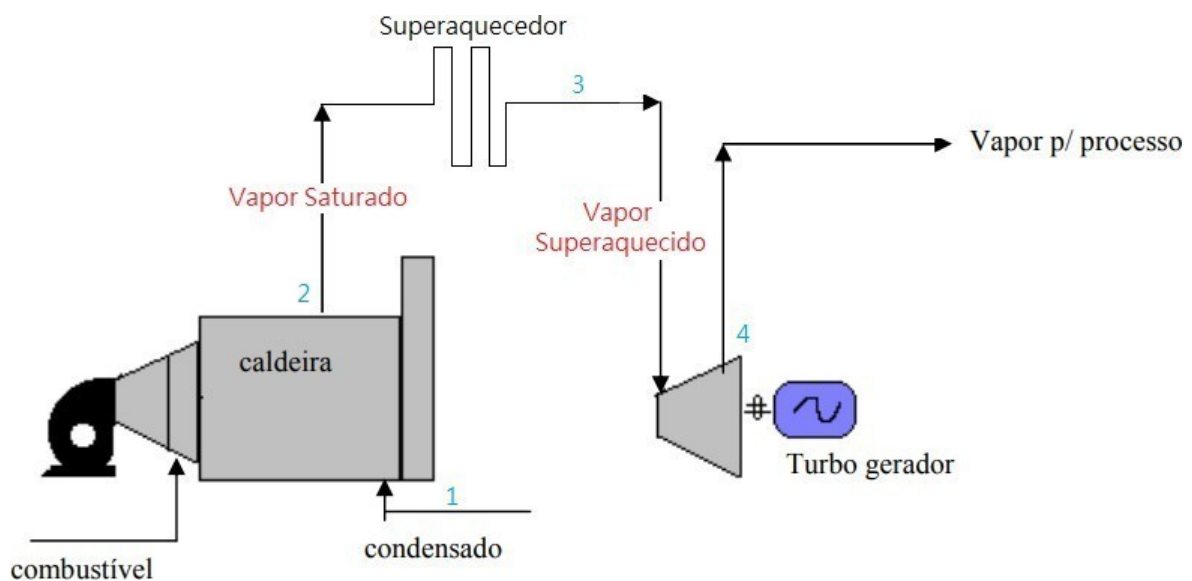


Figura 5 – Esquemático Caldeira/Turbina com geração termelétrica.

Aplicando-se a Segunda Lei da Termodinâmica no Volume de Controle na Figura 5, tem-se:

$$Q_{caldeira} = m_v(h_2 - h_1) \quad (1)$$

$$W_{turbina} = m_v(h_3 - h_4) \quad (2)$$

Tabela 1 – Tabela de Vapor Saturado com Referência de Pressão.

Pressão abs	Temp saturação	Entalpia espec da água	Entalpia espec de vaporiz	Entalpia espec do vapor	Volume espec da água	Volume espec do vapor	Entropia espec da água	Entropia espec de vaporiz	Entropia espec do vapor	Calor espec vapor	Calor espec vapor
P _{abs} bar	t _{sat} °C	h _f kJ/kg	h _{fg} kJ/kg	h _g kJ/kg	v _f dm³/kg	v _g m³/kg	s _f kJ/kg K	s _{fg} kJ/kg K	s _g kJ/kg K	c _v kJ/kg K	c _p kJ/kg K
1	99,6	417,5	2257,6	2675,2	1,043	1,694	1,303	6,056	7,359	1,525	2,043
2	120,2	504,8	2201,7	2706,6	1,060	0,886	1,530	5,597	7,127	1,577	2,127
3	133,6	561,6	2163,7	2725,3	1,073	0,606	1,672	5,320	6,992	1,616	2,195
4	143,6	604,9	2133,6	2738,6	1,083	0,462	1,777	5,119	6,896	1,651	2,256
5	151,9	640,4	2108,2	2748,7	1,092	0,375	1,861	4,960	6,821	1,682	2,312
6	158,9	670,7	2086,0	2756,7	1,100	0,316	1,932	4,829	6,760	1,710	2,365
7	165,0	697,4	2066,0	2763,4	1,107	0,273	1,993	4,715	6,708	1,736	2,415
8	170,4	721,3	2047,7	2768,9	1,114	0,240	2,046	4,616	6,663	1,762	2,464
9	175,4	743,0	2030,7	2773,7	1,120	0,215	2,095	4,527	6,622	1,785	2,511
10	179,9	762,9	2014,8	2777,8	1,126	0,194	2,139	4,447	6,586	1,808	2,557
11	184,1	781,4	1999,9	2781,3	1,131	0,177	2,179	4,374	6,553	1,830	2,602
12	188,0	798,7	1985,7	2784,4	1,137	0,163	2,217	4,306	6,523	1,852	2,646
13	191,6	815,0	1972,1	2787,1	1,142	0,151	2,252	4,243	6,495	1,873	2,689
14	195,1	830,3	1959,1	2789,5	1,147	0,141	2,284	4,184	6,468	1,893	2,732
15	198,3	844,9	1946,7	2791,5	1,152	0,132	2,315	4,129	6,444	1,912	2,775
16	201,4	858,8	1934,6	2793,4	1,157	0,124	2,344	4,077	6,421	1,931	2,816
17	204,3	872,0	1923,0	2795,0	1,162	0,117	2,372	4,027	6,399	1,950	2,858
18	207,2	884,7	1911,7	2796,4	1,166	0,110	2,398	3,980	6,378	1,969	2,899
19	209,8	897,0	1900,7	2797,7	1,170	0,105	2,423	3,935	6,358	1,987	2,940
P _{abs}	t _{sat}	h _f	h _{fg}	h _g	v _f	v _g	s _f	s _{fg}	s _g	c _v	c _p
20	212,4	908,7	1890,0	2798,8	1,175	0,100	2,447	3,892	6,340	2,004	2,981
21	214,9	920,1	1879,6	2799,7	1,179	0,095	2,470	3,851	6,322	2,022	3,021
22	217,3	931,0	1869,5	2800,5	1,183	0,091	2,492	3,812	6,304	2,039	3,062
23	219,6	941,7	1859,5	2801,2	1,187	0,087	2,514	3,774	6,288	2,055	3,102
24	221,8	952,0	1849,8	2801,8	1,191	0,083	2,534	3,737	6,272	2,072	3,142
25	224,0	962,0	1840,2	2802,2	1,195	0,080	2,554	3,702	6,256	2,088	3,182
26	226,1	971,7	1830,9	2802,6	1,199	0,077	2,574	3,667	6,241	2,104	3,222
27	228,1	981,2	1821,7	2802,9	1,203	0,074	2,592	3,634	6,227	2,120	3,262
28	230,1	990,5	1812,6	2803,1	1,207	0,071	2,611	3,602	6,213	2,136	3,301
29	232,0	999,5	1803,7	2803,2	1,210	0,069	2,628	3,571	6,199	2,151	3,341
30	233,9	1008,3	1795,0	2803,3	1,214	0,067	2,645	3,540	6,186	2,166	3,381
31	235,7	1016,9	1786,3	2803,3	1,217	0,065	2,662	3,510	6,173	2,181	3,421
32	237,5	1025,4	1777,8	2803,2	1,221	0,062	2,679	3,482	6,160	2,196	3,461
33	239,2	1033,6	1769,4	2803,1	1,225	0,061	2,694	3,453	6,148	2,211	3,501
34	240,9	1041,7	1761,2	2802,9	1,229	0,059	2,710	3,426	6,136	2,226	3,541
35	242,6	1049,7	1753,0	2802,6	1,232	0,057	2,725	3,399	6,124	2,240	3,581
36	244,2	1057,5	1744,9	2802,3	1,236	0,055	2,740	3,373	6,113	2,254	3,621
37	245,8	1065,1	1736,9	2802,0	1,239	0,054	2,754	3,347	6,101	2,268	3,661
38	247,4	1072,6	1729,0	2801,6	1,242	0,052	2,769	3,322	6,090	2,282	3,702
39	248,9	1080,0	1721,1	2801,1	1,245	0,051	2,783	3,297	6,080	2,296	3,742
40	250,4	1087,3	1713,4	2800,7	1,249	0,050	2,796	3,273	6,069	2,310	3,783

(Retirado de mspc.eng.br)

Ou seja, a potência gerada pela turbina depende basicamente da massa admitida de vapor e da diferença de entalpia do que entra e do que sai dela. Porém, a partir da Tabela de vapor saturado acima, verifica-se que o calor total do vapor não varia muito conforme o aumento da pressão. Quanto maior a pressão do vapor, maior a entalpia do vapor de entrada, porém, essa entalpia está ligada ao superaquecimento do mesmo, uma

vez que este já recebera o calor necessário para transformar água em vapor (Calor sensível e Calor latente).

Tomando como fronteira apenas o corpo principal do gerador de vapor (caldeira), que inclui as superfícies de transferência de calor e a câmara de combustão, desconsiderando perdas, a eficiência térmica pode ser escrita como:

$$\eta = \frac{m_v(h_2-h_1)}{m_c PC} \quad (3)$$

Logo,

$$m_c = \frac{m_v(h_2-h_1)}{\eta PC} \quad (4)$$

Onde:

η – Eficiência térmica do gerador de vapor (caldeira);

m_v – Produção média de vapor [kg/s];

m_c – Consumo médio de combustível [kg/s];

h_2 – Entalpia do vapor produzido [kJ/kg];

h_1 – Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg];

PC – Poder Calorífico do Combustível;

Portanto, pode-se dizer que não se tem um aumento tão grande do consumo de combustível da caldeira quando se adota uma mesma caldeira de elevada pressão. Porém, analisando a Equação 2, a turbina passa a necessitar de muito menos massa de vapor passando por ela devido a maior entalpia que se tem com o vapor superaquecido no ponto 3, causando uma diferença entálpica maior quando se analisa a turbina nessas condições. Ou seja, o valor de h_3 (superaquecido) é maior.

Parte da energia do superaquecimento vem dos gases de combustão, porém, o calor sensível, que é o calor consumido pela água antes de atingir o ponto de ebulição, consome apenas uma pequena parcela dessa energia. Além disso, em altas pressões, necessita-se menos calor latente para a mudança de estado do vapor. Uma vez que o vapor foi gerado, o superaquecimento é realizado por uma energia residual.

A elevação da temperatura do vapor (temperaturas superiores a 400°C) faz com que se tenha um grande salto entálpico na turbina, causando uma grande redução da massa de vapor admitida na mesma. Com isso, obtém-se mais energia elétrica com menos combustível do que se necessitaria caso se operasse em baixas pressões. Dessa forma, em altas pressões tem-se um consumo específico da turbina menor do que em baixas ou médias pressões. Com menos vapor passando pela turbina, haverá menos combustível necessário.

O combustível é incinerado somente para o fornecimento de calor ao processo. Por outro lado, quando se opta pela geração termelétrica, o vapor passa pela turbina antes de ir para o processo, conforme a Figura 5. Logo, neste caso, tem-se o ganho da energia elétrica com um mínimo aumento no custo operacional.

Evidentemente que uma caldeira de alta pressão custa muito mais caro que uma caldeira de média ou baixa pressão, porém a economia a longo prazo é bastante atraente neste caso, onde o cliente possui o sabugo do milho como forma de combustível, resultante do próprio processo, do próprio produto. Sendo assim, gastos com a compra de combustível são desnecessários, gerando uma economia ainda maior para a empresa. O detalhamento, porém, dessa economia não será tratado neste trabalho por fugir ao tema central, mas fica como uma sugestão para trabalhos futuros.

Contudo, no presente trabalho, o cliente já possui uma caldeira de alta pressão que permite a sua operação da maneira que foi comentada acima. O desafio, neste caso, é dimensionar a tubulação de vapor de modo a conduzi-lo em um ponto consumidor distante, pois deseja-se diminuir ainda mais a pressão de saída existente na turbina de modo a aumentar aquele salto entálpico já discutido e, por conseguinte, aumentar a geração de energia. A interligação desses dois fatores é a chave do sucesso de um projeto como esse.

3.2 – Perda de carga em tubos

O escoamento interno em tubulações sofre forte influência das paredes, dissipando energia devido ao atrito. As partículas em contato com a parede adquirem a velocidade da parede, ou seja, velocidade nula, e passam a influir nas partículas vizinhas através da viscosidade e da turbulência, dissipando energia. Essa dissipação de energia provoca um abaixamento da pressão total do fluido ao longo do escoamento que é

denominada Perda de Carga, que é influenciada por diversos fatores como pode-se destacar:

- a) Tipo de fluido;
- b) Material da tubulação;
- c) Diâmetro da tubulação;
- d) Comprimento da tubulação;
- e) Quantidade de conexões e acessórios existentes na linha da tubulação.

Na prática, as canalizações não são constituídas exclusivamente por tubos retilíneos e de mesmo diâmetro. Usualmente, incluem ainda peças especiais e conexões que, pela forma e disposição, elevam a turbulência, provocam atritos e causam o choque de partículas, dando origem a perdas de carga. Além disso, apresentam-se nas canalizações outras singularidades, como válvulas, registros, medidores, etc., também responsáveis por perdas dessa natureza

Sendo assim, AZEVEDO NETTO (1998) define que a perda de carga pode ser distribuída ou localizada, dependendo do motivo que a causa, de maneira que a primeira é ocasionada pelo próprio movimento do fluido ao longo da tubulação, e a segunda provocada pelas peças especiais e demais singularidades de uma instalação.

3.2.1 - Perda de carga distribuída

Conforme AZEVEDO NETTO (1998), no projeto de uma tubulação, a questão principal é determinar a quantidade de energia necessária para “empurrar” a quantidade de fluido desejado entre um ponto e outro dessa tubulação. Para isso, diversos métodos e cálculos para a determinação de perda de carga distribuída em tubulações foram tomados, com destaque para os trabalhos de Moody-Rouse, DarcyWeisbach e Hazen-Williams.

Método de Darcy-Weisbach

Conforme observa-se na literatura, a Equação de Darcy (Equação 5.), também conhecida como “fórmula universal” é o método mais usado para o cálculo de perda de carga distribuída.

$$H_p = f \frac{LV^2}{D 2g} \quad (5)$$

Sendo que, $f = f(Re, \frac{\varepsilon}{D}, \text{formato do duto})$

Onde:

H_p – Perda de carga distribuída; [m]

f – Coeficiente de atrito;

L – Comprimento do trecho reto do tubo; [m]

V – Velocidade média do escoamento; [m/s]

D – Diâmetro interno da tubulação; [m]

g – Aceleração da gravidade; [m/s²]

Re – Número de Reynolds;

ε – Rugosidade absoluta da parede do duto [m];

A Equação 5, segundo infere AZEVEDO NETTO (1998), é aplicável aos problemas de escoamento de qualquer líquido em encanamentos e, também, às questões que envolvem o movimento de fluidos aeriformes (vapor).

O coeficiente de atrito “f”, que é uma função da rugosidade do tubo, da viscosidade e densidade do líquido, da velocidade e do diâmetro, tem seu valor obtido a partir de tabelas e gráficos que serão apresentados adiante. Para tanto, é necessário definir o regime de escoamento a que está sujeita a tubulação de maneira que esse parâmetro terá diferentes análises para um escoamento laminar ou turbulento.

Geralmente, a primeira coisa que um engenheiro da área de fluidos deve fazer é estimar o intervalo do número de Reynolds do escoamento em estudo. Número de Reynolds Re muito baixo indica movimento viscoso *muito lento*, no qual os efeitos da inércia são desprezíveis. Número de Reynolds Re moderado implica escoamento *laminar* com variação suave. Número de Reynolds Re alto provavelmente indica escoamento *turbulento*, que pode variar lentamente no tempo, mas impõe fortes flutuações randômicas de alta frequência. (Frank. M White)

Para efeitos de cálculo, define-se escoamento laminar para $Re < 2000$ e turbulento para $Re > 4000$. Na prática, os escoamentos internos nos dutos quase sempre serão turbulentos. Dessa maneira, para o cálculo de f :

$$f_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{turbulento}}} = -2 \log \left(\frac{2,5}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_{turbulento}}} \right) \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} = \frac{V D}{\rho} \quad (8)$$

Onde:

ρ – Densidade do fluido; [kg/m³]

μ – Viscosidade dinâmica; [kg/m s]

ν – Viscosidade cinemática; [m²/s]

A Equação 7 é chamada de “Equação de Colebrook” e leva em conta dados do fluido e do material da tubulação. Porém, nessa equação o fator de atrito f está implícito, fazendo necessário a utilização de métodos numéricos iterativos para a solução.

Todavia, é possível obter “ f ” a partir do chamado “Diagrama de Moody”, que é um diagrama que oferece o valor do coeficiente de atrito em função da rugosidade do tubo e o número de Reynolds no escoamento, conforme segue a Figura 6. O diagrama é aceito para projetos onde o escoamento é turbulento, tanto para fluidos compressíveis quanto para fluidos incompressíveis. Tem uma precisão de $\pm 15\%$ para cálculos de projetos, podendo ser usado em dutos circulares e não circulares. (White, 2010)

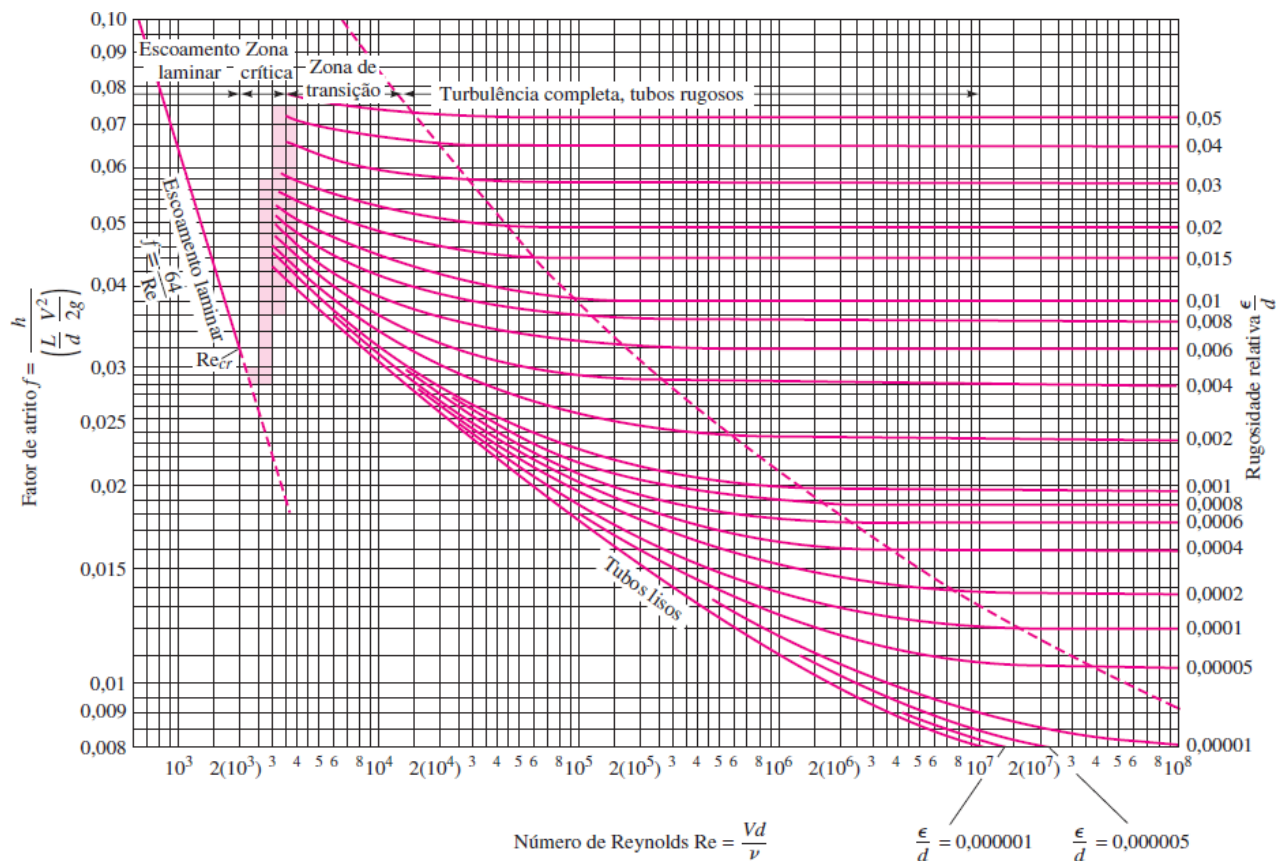


Figura 6 – Diagrama de Moody (Fonte: White, 2010 p. 3)

A rugosidade da parede do tubo (Tabela 2) depende do tipo de material e da sua condição. Rugosidades são as saliências e reentrâncias apresentadas na superfície da peça causadas pelas ferramentas que atuaram sobre a superfície do tubo no momento de sua fabricação.

Tabela 2 - Valores recomendados de rugosidade para dutos comerciais

MATERIAL	k (m) - TUBOS NOVOS	k (m) - TUBOS VELHOS
Aço galvanizado	0,00015 - 0,00020	0,0046
Aço rebitado	0,0010 - 0,0030	0,0060
Aço revestido	0,0004	0,0005 - 0,0012
Aço soldado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Chumbo	lisos	lisos
Cimento amianto	0,000013	...
Cobre ou latão	lisos	lisos
Concreto bem acabado	0,0003 - 0,0010	...
Concreto ordinário	0,0010 - 0,0020	...
Ferro forjado	0,00004 - 0,00006	0,0024
Ferro fundido	0,00025 - 0,00050	0,0030 - 0,0050
Madeira com aduelas	0,0002 - 0,0010	...
Manilhas cerâmicas	0,0006	0,0030
Vidro	lisos	lisos
Plástico	lisos	lisos

Fonte: escoladavida.eng.br

Para o presente trabalho, é razoável estimar a perda de carga em unidades de pressão. Dessa maneira, no objetivo de quantificá-la em Bar, considerarmos a densidade do fluido analisado aplicado na Equação 5, de Darcy e, ainda, as unidades de dimensões em centímetros. Obtemos, assim, a perda de carga em kgf/cm². Por fim, basta fazer uma pequena conversão de unidades, onde:

$$[Bar] = 0,98 * [kgf/cm^2] \quad (9)$$

Logo, reorganizando-se os termos da Equação 5, será utilizado, para a Perda de Carga, a seguinte relação:

$$H_p = f \frac{L V^2 \rho}{D 2g} * 0,98 \quad (10)$$

Onde:

H_p – Perda de carga distribuída; [Bar]

f – Coeficiente de atrito;

L – Comprimento do trecho reto do tubo; [cm]

V – Velocidade média do escoamento; [cm/s]

D – Diâmetro interno da tubulação; [cm]

g – Aceleração da gravidade; [cm/s²]

A vazão de um fluido em uma tubagem pode ser expressa conforme a equação a seguir:

$$Q = \rho V A \quad (11)$$

$$A = \pi D^2 / 4 \quad (12)$$

Onde,

Q – Vazão do fluido [kg/s];

A – Área da secção transversal da tubagem [m²];

ρ – Peso específico do fluido [kg/m³];

V – Velocidade do fluido [m/s];

A vazão também pode ser expressa a partir do volume específico do fluido:

$$v = 1/\rho \quad (13)$$

$$Q = \frac{V A}{u} \quad (14)$$

Onde,

v – Volume específico do fluido [m³/kg]

Método de Hazen-Willians

De acordo com AZEVEDO NETTO (1998), esse método pode ser aplicado a qualquer tipo de conduto e material, limitado entre diâmetros de 50 mm a 3500 mm e velocidade de escoamento máxima de 3 m/s.

$$J = \frac{H_p}{L} = 10,643 Q^{1,85} C^{-1,85} D^{-4,87} \quad (15)$$

Onde:

J – Perda de carga distribuída em relação ao comprimento do tubo [m/m]

H_p – Perda de carga distribuída [m]

L – Comprimento do trecho reto do tubo [m]

Q – Vazão [m³/s]

C – Coeficiente de Hazen - Willians

D – Diâmetro interno do tubo [m]

A grande aceitação dessa equação permitiu que fossem obtidos valores bem determinados do coeficiente C de Hazen – Willians através do tipo de material empregado na tubulação e sua idade, como mostra a Tabela 3 a seguir.

Tabela 3 - Valor do coeficiente C sugerido para a fórmula de Hazen-Williams

Material	Novos	Usados ± 10 anos	Usados ± 20 anos
Aço corrugado (chapa ondulada)	6	-	-
Aço galvanizado roscado	125	100	-
Aço rebitado novo	110	90	80
Aço soldado comum (revestimento betuminoso)	125	110	90
Aço soldado com revestimento epóxico	140	130	115
Chumbo	130	120	120
Cimento amianto	140	130	120
Cobre	140	135	130
Concreto bem acabado	130	-	-
Concreto acabamento comum	130	120	110
Ferro fundido, revestimento epóxico	140	130	120
Ferro fundido, revestimento de argamassa de cimento	130	120	105
Grés cerâmico vidrado (Manilha)	110	110	110
Latão	130	130	130
Madeira em aduelas	120	120	110
Tijolos condutos bem executados	100	95	90
Vidro	140	140	140
Plástico (PVC)	140	135	130

Fonte: Azevedo Netto (1998, p. 150)

Podem ser encontrados outros métodos para cálculo de perda de carga na literatura. Porém, a título de conveniência e por ser o método mais utilizado, neste projeto será utilizado o método de Darcy-Weisbach abordado anteriormente.

3.2.2 - Perda de carga localizada

Essas perdas são denominadas locais, localizadas, acidentais ou singulares, pelo fato de ocorrer sempre que um acessório é inserido na tubulação, seja para promover a junção de dois tubos, ou para mudar a direção do escoamento, ou ainda para controlar a vazão, ao contrário do que acontece com as perdas em consequência do escoamento ao longo dos encanamentos. (NETTO, 1998)

Método do Coeficiente de Perda em Função da Carga Cinética

De modo geral, todas as perdas localizadas podem ser expressas sob a forma

$$h_f = K \frac{V^2}{2g} \quad (16)$$

Onde:

h_f – Perda de carga localizada [m]

K – Coeficiente obtido experimentalmente

V – Velocidade média do líquido na entrada da singularidade [m/s]

g – Aceleração da gravidade [m/s²]

O coeficiente K pode ser obtido experimentalmente para cada tipo de acessório e, conforme verificado por AZEVEDO NETTO (1998), o valor de K é praticamente constante para Re superiores a 50000. Dessa forma, pode-se assumir esse valor constante para cada acessório, desde que o escoamento seja turbulento. A Tabela 4 a seguir mostra os valores de K para cada tipo de acessório.

Tabela 4: Valores aproximados de K para perda de carga em acessórios

Peças que ocasionam a perda	K	Peças que ocasionam a perda	K
Ampliação gradual*	0,30	Junção	0,40
Bocais	2,75	Medidor Venturi**	2,50
Comporta aberta	1,00	Redução gradual*	0,15
Controlador de vazão	2,50	Válvula de ângulo aberta	5,00
Cotovelo de 90°	0,90	Válvula de gaveta aberta	0,20
Curva de 90°	0,40	Válvula borboleta aberta	0,30
Curva de 45°	0,20	Tê, passagem direta	0,60
Cotovelo de 45°	0,40	Tê, saída de lado	1,30
Crivo	0,75	Tê, saída bilateral	1,80
Curva de 22,5°	0,10	Válvula de pé	1,75
Entrada normal em canalização	0,50	Válvula de retenção	2,50
Entrada de borda	1,00	Válvula de globo aberta	10,00
Pequena derivação	0,03	Velocidade	1,00
*Com base na velocidade maior (seção menor)			
**Relativa à velocidade na canalização			

Fonte: Azevedo Netto (1998, p. 122)

Método do Comprimento Equivalente

É definido como um comprimento de tubulação, l_{eq} , que causa a mesma perda de carga que o acessório. Os comprimentos equivalentes dos acessórios presentes na

tubulação são “adicionados” ao comprimento físico da tubulação fornecendo um comprimento equivalente, L_{eq} . (BARRAL, [s. i.])

Matematicamente o comprimento equivalente pode ser calculado pela expressão:

$$L_{eq} = \frac{\Delta P}{\gamma} = L + \sum l_{eq} \quad (17)$$

Este comprimento equivalente permite tratar o sistema de transporte de fluido como se fosse um único conduto retilíneo. Nessa condição, a perda de carga total do sistema pode ser avaliada conforme a Equação 1, substituindo o comprimento L pelo comprimento equivalente L_{eq} .

$$H_p = f \frac{L_{eq} V^2 \rho}{D 2g} * 0,98 \quad (18)$$

Existem tabelas de fácil utilização, conforme mostrado na Tabela 4, em que são constados os comprimentos equivalentes dos principais componentes de um sistema hidráulico, podendo ser fornecidos pelos próprios fabricantes.

Tabela 5 – Comprimentos equivalentes de equipamentos expressos em função do diâmetro

PEÇA	Comprimentos expressos em diâmetros
Ampliação gradual	12D
Cotovelo 90°	45D
Cotovelo 45°	20D
Curva 90°	30D
Curva 45°	15D
Entrada normal	17D
Entrada de borda	35D
Junção	30D
Redução gradual	6D
Registro de gaveta aberto	8D
Registro de globo aberto	350D
Registro de angulo aberto	170D
Saída de canalização	35D
Te passagem direta	20D
Te saída de lado	50D
Te saída bilateral	65D
Válvula de pé com crivo	250D
Válvula de retenção	100D

Fonte: NETTO, 1954

3.3 – Equipamentos e acessórios nas redes de vapor

Para que a distribuição de vapor gerada na caldeira até os pontos finais de uso ocorra de maneira eficiente, alguns equipamentos e acessórios de processo tais como válvulas reguladoras, purgadores e sensores são utilizados na tubagem. Com a finalidade de entregar o vapor na quantidade e pressão necessária para cada aplicação, o sistema de distribuição tem diversas linhas de transmissão, que operam em diferentes pressões, separadas por válvulas de bloqueio e retenção e válvulas reguladoras de pressão. Dependendo da aplicação e pressão de alguns pontos de uso, pode haver também turbinas de contrapressão. (TOGAWA, 2018)

Existem infinidades de tipos de válvulas e acessórios que comportam um projeto de uma rede de vapor. No dimensionamento, esses equipamentos também geram perda de carga conforme a Tabela 5 anterior. A seguir serão listadas apenas as válvulas e acessórios utilizados no presente projeto.

3.3.1 – Válvulas Gaveta

Segundo consta no catálogo de válvulas da DURCON, as válvulas Gaveta são normalmente utilizadas em serviços On-Off, em aplicações onde são requeridas baixas perdas de carga e ótima vedação bidirecional. Não são recomendadas para controle de fluxo. As condições ideais de funcionamento são completamente abertas ou completamente fechadas. Sua utilização nas posições intermediárias (para controle) pode danificar as superfícies de vedação da sede, do corpo e cunha. As válvulas Gaveta são normalmente instaladas em tubulações horizontais, com a haste na posição vertical para cima. Poderão ser instaladas com a haste em outra posição desde que comunicado previamente ao fabricante na ocasião da encomenda, pois implicam em alterações no projeto e consequentemente no processo de fabricação. Após o fechamento da válvula Gaveta com a força necessária para a vedação, a haste deve ser aliviada com 1/8 a 1/4 de volta de forma a evitar tensões desnecessárias na haste oriundas da dilatação térmica. Este alívio não implica em perda da vedação.



Figura 7 – Válvula gaveta.

A válvula de gaveta é um componente utilizado para iniciar ou interromper o fluxo dentro das tubulações. Fácil de ser instalado e preservado, esse dispositivo pode ser encontrado em diversos sistemas de distribuição em decorrência da sua capacidade de cortar líquidos. Instaladas acima do solo ou no subterrâneo, as válvulas de gaveta precisam de uma superfície larga para serem instaladas por causa do seu tamanho ao longo do eixo da tubulação. Para uma vedação mais firme, esse dispositivo requer um contato com a superfície de 360° entre o disco e a sede. O seu corpo é o item mais importante e, por meio dele, é possível conectar tubos de entrada e saída. (CASA DAS VÁLVULAS, 2019).

3.3.2 – Válvulas de Retenção

A válvula de retenção, conhecida como válvula antirretorno (NRV) ou unidirecional, é um dispositivo mecânico utilizado para impedir o refluxo em um sistema de tubulação. Com duas aberturas na entrada e saída do corpo, esse componente serve para obstruir o fluxo do fluido para uma única direção. Ou seja, não deixa ele circular para o sentido contrário. (CASA DAS VÁLVULAS, 2019).

Segundo consta no catálogo de válvulas da DURCON, as válvulas Retenção são utilizadas para prevenir a reversão do fluxo em tubulações. Podem ser aplicadas na posição horizontal ou vertical (direção do fluxo para cima somente). As válvulas de retenção tipo portinhola tem baixa perda de carga e devem ser aplicadas preferencialmente quando a velocidade do fluxo é moderada. É de grande importância o correto dimensionamento deste tipo de válvula. Velocidades de fluxo muito baixas ou muito elevadas prejudicam o bom funcionamento causando danos aos internos das

mesmas. Devem ser evitadas também aplicações que envolvem grande número de ciclos com rápida reversão do sentido do fluxo, fluxos turbulentos ou com pulsações.



Figura 8 – Válvula de retenção.

3.3.3 – Válvulas Esfera

As válvulas esfera, como seu nome sugere, é uma válvula cujo obturador é uma esfera oca, perfurada e pivotante, colocada para o controle do fluxo de fluídos através da abertura vazada de sua esfera. O centro oco da esfera é chamado de passagem ou furo. É uma escolha industrial notável graças à sua vedação hermética e confiável quando na posição fechada. Isso as torna particularmente ideais para indústrias que transportam produtos químicos ou gases potentes que exigem fechamento seguro e acelerado, como no caso do gás natural. Elas são duráveis, apresentam bom desempenho após muitos ciclos e são confiáveis, fechando com segurança mesmo após longos períodos de desuso, tornando-as em uma excelente opção para aplicações (CASA DAS VÁLVULAS, 2019).



Figura 9 – Válvula esfera.

Devido sua alta resistência à corrosão e altas pressões, elas são muito usadas na indústria petrolífera, mas as válvulas esferas podem ser usadas em uma grande variedade de aplicações e mercados, como transmissão, dutos e armazenamento, processamento de gás, uso residencial, uso industrial e muito mais. Elas oferecem uma proteção confiável contra vazamentos, o que é especialmente benéfico em aplicações de gás., já que possuem uma baixa de pressão e podem abrir e fechar rapidamente. a válvula de esfera pode ser monobloco, Bipartida ou tripartida.

3.3.4 – Válvula Dessuperaquecedora

O dessuperaquecedor é usado para realizar o processo de dessuperaquecimento, que visa reduzir a temperatura do superaquecimento e trazer de volta o vapor a um estado saturado. Um dessuperaquecedor desempenha o papel contrário ao de um superaquecedor. Na maioria dos dessuperaquecedores, a temperatura do fluido de saída está dentro de 3 graus da temperatura de saturação. Também há casos em que a temperatura de descarga é superior a 3 graus da temperatura de saturação.



Figura 10 – Válvula Dessuperaquecedora.

Em usinas de geração de energia, o papel do superaquecimento é significativo e, portanto, superaquecedores são altamente recomendados. Quando a temperatura do vapor é superior à temperatura de saturação, o estado do vapor é denominado

superaquecido. Nesse estado, o líquido e o vapor não estão em equilíbrio e podem ser analisados nos gráficos de equilíbrio.

O vapor superaquecido é preferido durante a transferência de calor de uma fonte para outra porque atua como um isolante, enquanto o vapor saturado é necessário para os processos de transferência de calor. Nos processos de geração de energia, há uma necessidade de isolamento térmico e transferência de calor, e isso é realizado respectivamente usando procedimentos de superaquecimento e dessuperaquecimento usando superaquecedores e dessuperaquecedores.

Conforme explica Parthan, o dessuperaquecedor ajuda a diminuir a alta temperatura do vapor para baixas temperaturas que ajudarão a realizar com segurança a outra operação do processo. A temperatura do vapor superaquecido é controlada colocando o vapor em contato direto ou indireto com um refrigerante. A água injetada pode então evaporar. As duas principais razões para diminuir a temperatura do vapor são as seguintes:

- O equipamento a jusante é projetado para lidar com temperaturas mais baixas, portanto, é essencial diminuir a temperatura do vapor.
- Garantir que uma temperatura controlada seja mantida para processos que requerem uma temperatura específica.

A temperatura do vapor superaquecido é reduzida usando um trocador de calor que usa um refrigerante para baixar a temperatura do vapor superaquecido e é denominado como um dessuperaquecedor. Na maioria dos dessuperaquecedores, o fluido usado para baixar a temperatura do vapor superaquecido é o mesmo do vapor. Água é o fluido usado como refrigerante no caso de vapor superaquecido.

3.3.5 – Purgadores

O emprego de purgadores se dá em dois casos típicos, eliminação do condensado formado nas tubulações de vapor em geral; e reter vapor nos aparelhos de aquecimento a vapor, deixando sair apenas o condensado. Quando os purgadores são instalados em uma derivação da tubulação, sua função é de drenar a linha de vapor. Essa derivação deve sair do fundo do acumulador de condensado (drippocket) que é instalada na parte inferior da tubulação de vapor. A tubulação de entrada da válvula deve estar ligada

diretamente ao fundo do acumulador. A Figura 11, representa a instalação de um purgador de drenagem (ELETROBRAS, 2005).

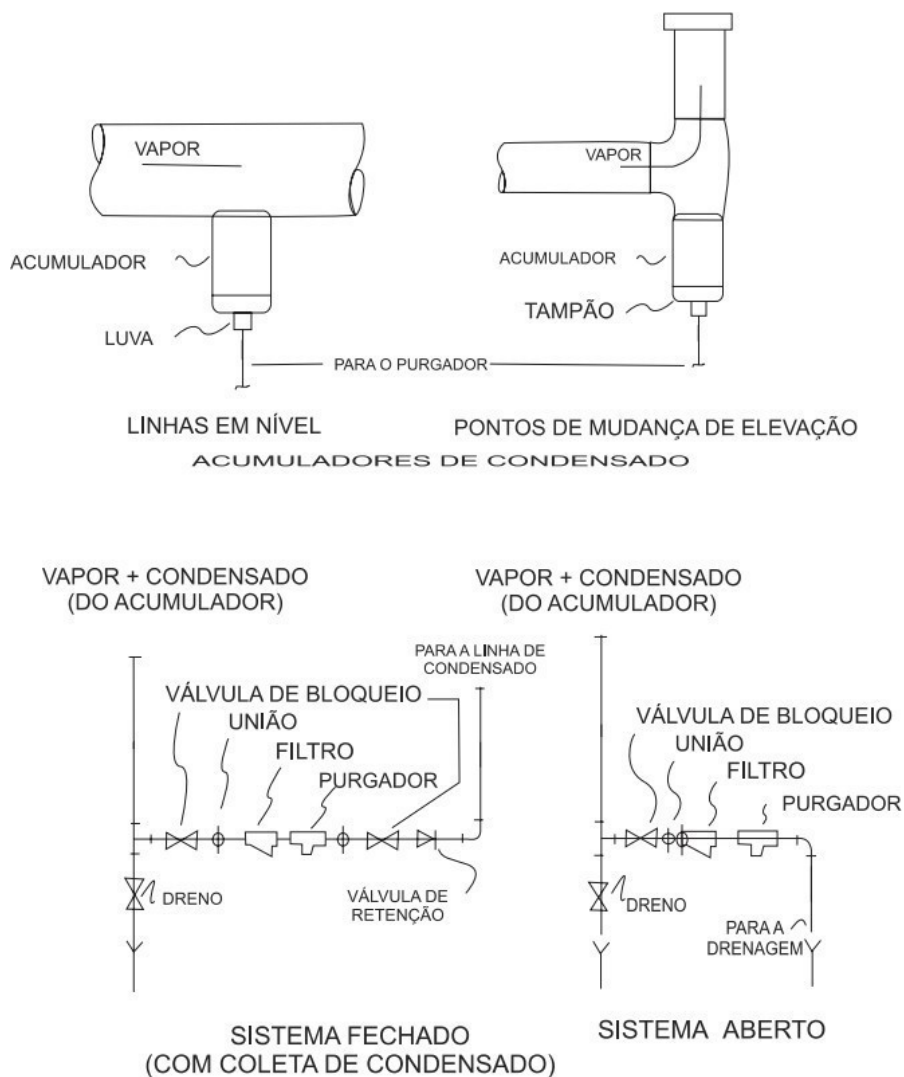


Figura 11 - Posicionamento para drenagem em linhas de vapor (Fonte: ELETROBRÁS, 2005).

É recomendável a colocação de um filtro imediatamente antes de cada purgador, os quais são obrigatórios antes dos purgadores do tipo bóia e termostáticos. Existem alguns purgadores que já possuem um filtro no próprio corpo, dispensando assim a instalação de um filtro externo.

O condensado deve sempre ser capaz de correr por gravidade para dentro do acumulador. A tubulação de entrada do purgador deve estar ligada diretamente ao fundo do acumulador. Devem ser colocados obrigatoriamente purgadores para drenagem de condensado nos seguintes pontos de todas as tubulações de vapor, como mostra a Figura 12.

- Em todos os pontos extremos (no sentido do fluxo) fechados com tampões, flanges cegos, bujões etc;
- Em todos os pontos baixos e todos os pontos de aumento de elevação (colocados, nesses casos, na elevação mais baixa);
- Nos trechos de tubulação em nível deve ser colocado um purgador em cada 100 m a 250 m (quanto mais baixa for a pressão do vapor, mais numerosos deverão ser os purgadores);
- Imediatamente antes de todas as válvulas de bloqueio, válvulas de retenção, válvulas de controle e válvulas redutoras de pressão (os purgadores destinam-se, neste caso a eliminar o condensado que se forma quando a válvula estiver fechada);
- Próximo à entrada de qualquer máquina a vapor, para evitar a penetração de condensado na máquina.

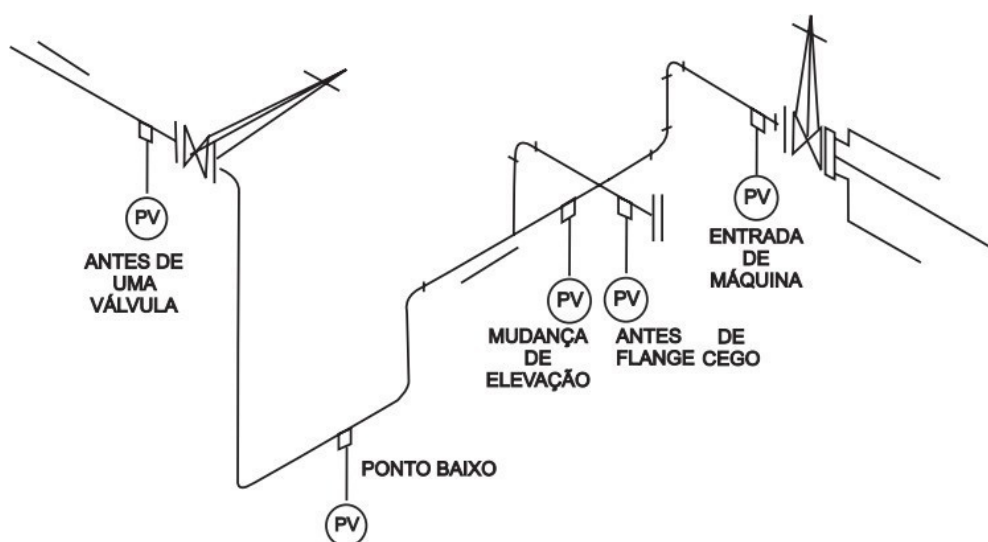


Figura 12 - Pontos de colocação de purgadores para drenagem de linhas. (Fonte: ELETROBRÁS, 2005)

Existem três tipos principais de purgadores que diferem entre si principalmente pela forma de acionamento. São classificados em: Termostáticos, mecânicos e termodinâmicos. Os principais fatores que influenciam na decisão de qual purgador utilizar são: Pressão e temperatura do vapor na entrada do purgador; Natureza da instalação e finalidade do purgador; Pressão e temperatura do condensado; Pressão na

descarga do purgador; Quantidade de condensado a ser eliminado; Ação corrosiva ou erosiva do vapor ou condensado; Facilidade de manutenção.

É possível observar na Tabela 6 um quadro resumo comparativo das principais características dos tipos mais importantes de purgadores de vapor e recomendações sobre seleção de purgadores para alguns casos típicos de emprego (ABRAMAN, 2010).

Tabela 6 - Características dos purgadores

TIPO	Pressão Máxima do vapor (kg/cm ²)	Capacidade máxima (kg/h)	Permite descarga contínua	Eliminação do ar	Resistência a golpes de ariete	Perdas de Vapor	Necessidade de manutenção
Bóia	35	50.000	Sim	Pode ser	Não	Pouca	Regular
Panela invertida	180	15.000	Não	Sim	Sim	Pouca	Bastante
Panela aberta	100	6.000	Não	Sim	Sim	Pouca	Bastante
Expansão metálica	50	4.000	Pode ser	Sim	Sim	Bastante	Regular
Expansão líquida	35	4.000	Pode ser	Sim	Não	Bastante	Regular
Expansão balanceada	35	1.000	Pode ser	Sim	Não	Bastante	Regular
Termodinâmico	100	3.000	Não	Sim	Sim	Regular	Quase
Impulso	100	5.000	Não	Não	Sim	Regular	Quase

(Fonte: Eletrobras 2005)

3.4 – Dilatação Térmica e Flexibilidade das Tubulações

Quando um tubo é submetido a uma variação de temperatura, ele sofre uma variação de comprimento. Se o tubo estiver livre, essa variação será também livre e não se desenvolverão tensões internas nem reações. Mas se o tubo estiver fixado de alguma forma, aparecerão tensões internas no tubo e reações nos pontos de fixação, em consequência da restrição imposta à livre dilatação ou contração do tubo. Essas tensões e reações serão tanto maiores quanto mais completa for a fixação (TELLES 2010).

3.4.1 – Método da viga em balanço guiada

O método da viga em balanço guiada (*guided-cantilever method*) é um método aproximado para o cálculo das tensões internas e dos esforços da reação nos extremos de uma tubulação, provenientes das dilatações e/ou de movimentos dos pontos extremos. Segundo a literatura de TELLES (2010), esse método *não pode* ser empregado para análise de sistemas em que se exijam cálculos mais precisos, porém

pode ser aplicado para quaisquer configurações, planas ou espaciais, que satisfaçam a todas as seguintes condições:

- Todos os lados sejam retos e paralelos a uma das três direções ortogonais.
- Todos os lados façam ângulos retos entre si.
- Todos os lados sejam constituídos por tubos de mesmo material e de mesmo momento de inércia, ou seja, do mesmo diâmetro e mesma espessura de parede.
- O sistema tenha apenas dois pontos de fixação, situados em seus extremos, e nenhuma restrição intermediária.

No estabelecimento desse método, foram feitas as seguintes hipóteses simplificativas:

- Todos os lados se deformam sem que haja deformações ou rotações nos ângulos, que permanecem retos e com os lados paralelos às direções da posição inicial. Isto é, os lados se deformam como se fossem vigas em balanço com os extremos guiados.
- A dilatação total que se dá em cada uma das três direções ortogonais, isto é, a soma das dilatações dos lados paralelos a essa direção é integralmente absorvida pela flexão dos lados paralelos às outras duas direções ortogonais e vice-versa.
- Não são levadas em consideração as torções que se dão nos diversos lados de uma configuração tridimensional.

Os resultados obtidos por esse método são em geral conservativos, isto é, os valores calculados das tensões e reações são em geral superiores aos valores que de fato se verificam, porque a maioria dos sistemas é na realidade bem mais flexível do que o considerado nas hipóteses acima pelas seguintes razões:

- Há sempre uma flexibilidade adicional causada pelas deformações dos ângulos.
- Nos sistemas espaciais, além da flexão há ainda a torção dos diversos lados, que contribui para aumentar a flexibilidade.
- Nem todos os lados deformam-se como vigas em balanço guiadas; alguns curvam-se apenas, aumentando também a flexibilidade.

As dilatações em cada lado são definidas conforme a equação 19. Entende-se por lado cada segmento da tubulação em uma determinada direção, antes de uma mudança de direção.

$$\delta = e * L \quad (19)$$

Onde:

δ – Dilatação [mm];

e – Coeficiente de dilatação unitária do material para a variação de temperatura em questão. [mm/m];

L – Comprimento [m];

Para o cálculo da flexibilidade em uma configuração espacial como é o caso deste trabalho, conforme a Figura 7, TELLES (2010) define fórmulas gerais que dão diretamente a distribuição da dilatação de cada lado sobre todos os outros. Essas fórmulas supõem que cada lado do sistema esteja submetido simultaneamente a duas flexões cujas flechas são paralelas às duas direções ortogonais perpendiculares à direção do lado considerado. Assim, um lado qualquer L_n , paralelo à direção x, estará submetido a duas flechas, uma δ_{ny} na direção y e outra δ_{nz} na direção z. Para outro lado qualquer L_p na direção y, tem-se também duas flechas δ_{px} e δ_{pz} nas direções x e z, respectivamente.

$$\delta_{ny} = \frac{L_n^3 \Delta_y}{\sum L_x^3 + \sum L_z^3} \quad (20)$$

$$\delta_{nz} = \frac{L_n^3 \Delta_z}{\sum L_x^3 + \sum L_y^3} \quad (21)$$

$$\delta_{px} = \frac{L_p^3 \Delta_x}{\sum L_y^3 + \sum L_z^3} \quad (22)$$

$$\delta_{pz} = \frac{L_p^3 \Delta_z}{\sum L_x^3 + \sum L_y^3} \quad (23)$$

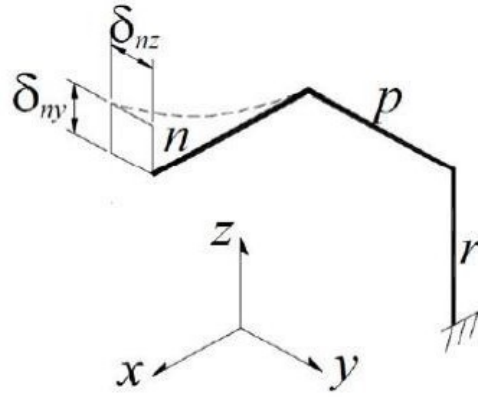


Figura 13 – Flechas numa tubagem tridimensional. (Adaptado de Telles, 1999)

Assim, tomando como base a Figura 13, um lado L_n na direção x têm componentes de tensões s_{ny} na direção y e s_{nz} na direção z . A tensão máxima em cada lado é a composição da tensão das outras duas direções, representada por s_n , caso o lado esteja na direção x , a tensão máxima é composta pelas tensões nas direções y e z . Idem para os lados p e r representados. A cada flecha imposta corresponderá uma tensão máxima, de acordo com o que segue:

$$\begin{aligned}
 \text{Lado } L_n \left\{ \begin{aligned} S_{ny} &= \frac{3 E_c D \delta_{ny}}{L_n^2} = \frac{3 E_c D \Delta_y L_n}{\sum L_x^3 + \sum L_z^3} = K_y L_n \\ S_{nz} &= \frac{3 E_c D \delta_{nz}}{L_n^2} = \frac{3 E_c D \Delta_z L_n}{\sum L_x^3 + \sum L_y^3} = K_z L_n \end{aligned} \right. \\
 \text{Lado } L_p \left\{ \begin{aligned} S_{px} &= \frac{3 E_c D \delta_{px}}{L_p^2} = \frac{3 E_c D \Delta_x L_p}{\sum L_y^3 + \sum L_z^3} = K_x L_p \\ S_{pz} &= \frac{3 E_c D \delta_{pz}}{L_p^2} = \frac{3 E_c D \Delta_z L_p}{\sum L_x^3 + \sum L_y^3} = K_z L_p \end{aligned} \right.
 \end{aligned} \tag{24}$$

Para que o sistema seja considerado com flexibilidade suficiente, as tensões máximas em todos os lados e em todas as direções devem ser inferiores à tensão admissível do material do tubo analisado. Para tanto, calcula-se as constantes K_x , K_y e K_z e as dilatações totais Δ_x , Δ_y e Δ_z que são obtidas a partir da soma algébrica das dilatações de cada um dos lados. As constantes K_x , K_y e K_z serão:

$$K_x = \frac{3 E_c D \Delta x}{\sum_y L^3 + \sum_z L^3} \quad (25)$$

$$K_y = \frac{3 E_c D \Delta y}{\sum_x L^3 + \sum_z L^3} \quad (26)$$

$$K_z = \frac{3 E_c D \Delta z}{\sum_x L^3 + \sum_y L^3} \quad (27)$$

$$\Delta x = \sum \delta_x \quad (28)$$

$$\Delta y = \sum \delta_y \quad (29)$$

$$\Delta z = \sum \delta_z \quad (30)$$

Os valores do módulo de elasticidade e tensões admissíveis em função da temperatura de trabalho são tabelados conforme a norma ASME B 31 e ANSI B 31.1 (essa no caso de tubulações em centrais de vapor).

Para uso prático com o sistema SI (com as mesmas unidades anteriormente referidas), essas constantes terão os denominadores multiplicados por 1000000. Para uso com E_c em kg/cm², D em mm, Δ em cm, e L em m, os denominadores deverão ser multiplicados por 10 000. Para uso com as unidades inglesas, isto é, E_c em psi, D e Δ em pol e L em pés, desaparecerá o 3 dos numeradores, e os denominadores serão multiplicados por 48. Convém observar que a tensão máxima realmente atuando em cada lado será a resultante vetorial das duas tensões máximas acima referidas. Assim, a tensão máxima para o lado L_n será então:

$$S_n = \sqrt{S_{n^2y} + S_{n^2z}} \quad (31)$$

Na prática, não é usual compor as tensões para compensar a não consideração da elasticidade adicional que as mudanças de direção e torções proporcionam. Assim como MESQUITA (2017), optou-se por calcular o valor da tensão em cada lado, nas três

direções ortogonais, e garantir que elas (S_x , S_y e S_z) sejam menores do que a tensão admissível, a favor da segurança.

3.4.2 - Reações nos Extremos

O cálculo das reações nos extremos fixos pelo método da “viga em balanço guiada” é muito grosseiro, dando apenas uma indicação aproximada para boa parte das configurações (TELLES, 2010).

Entretanto, quando uma tubulação atende a esse critério de flexibilidade, os valores das reações nos extremos estão geralmente muito abaixo dos limites admissíveis, o que torna razoável a utilização do método. Isso ocorre principalmente por dois motivos, o primeiro é que nestes equipamentos fabricados em chapas de aço podem ser tolerados pequenas deformações locais, que não prejudiquem o funcionamento, e segundo, que as tensões provenientes dessas deformações decrescem com o tempo. Mas é importante dizer que isto pode se tornar grave com um número elevado de aquecimentos e resfriamentos, gerando trincas por fadiga (MESQUITA, 2017).

Segundo a literatura de TELLES (2010), os momentos de reação são calculados da mesma maneira vista anteriormente, em função das tensões máximas desenvolvidas no primeiro e último lados. Tomemos por exemplo o lado extremo L_n , ligado a um dos pontos fixos do sistema, e suponhamos que esse lado esteja na direção x . Teremos duas tensões máximas, S_{ny} , e S_{nz} , nas direções y e z , respectivamente. O momento fletor correspondente à tensão S_{ny} será o momento M_{nz} , atuando segundo o eixo do z no plano xy . O outro momento fletor, correspondente à tensão S_{nz} , será o momento M_{ny} , atuando segundo o eixo dos y , no plano xz . A análise é análoga caso um lado esteja na direção y ou z . Os valores desses momentos serão:

$$M_{ny} = C * S_{nz} \quad (32)$$

$$M_{nz} = C * S_{ny} \quad (33)$$

$$R_{ny} = \frac{2 * M_{nz}}{L_n} \quad (34)$$

$$R_{nz} = \frac{2 * M_{ny}}{L_n} \quad (35)$$

A constante C tem os seguintes valores práticos:

$$C = \frac{20 I E_h}{D E_c}, \quad \text{para M em N.m, R em N e I em cm}^4 \quad (36)$$

$$C = \frac{2 I E_h}{100 D E_c}, \quad \text{para M em kg.m, R em kg, I em cm}^4 \quad (37)$$

$$C = \frac{I E_h}{6 D E_c}, \quad \text{para M em lb.pé, R em lb, I em pol}^4 \quad (38)$$

Onde,

$$I = \pi \frac{(D^4 - d^4)}{64} \quad (39)$$

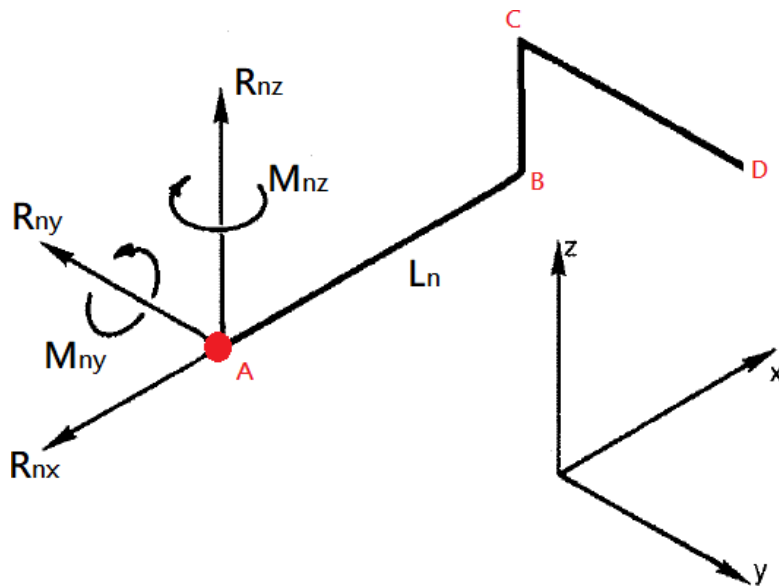


Figura 14 – Reação no extremo de um lado n.

A terceira força de reação R_x , na direção do próprio lado L_n , poderá ser avaliada aproximadamente calculando-se, pelas mesmas equações acima, o momento fletor do lado adjacente ao lado considerado.

3.4.3 – Aumento de Flexibilidade

Conforme já explicado, quando um tubo é submetido a uma variação de temperatura, ele sofre uma variação de comprimento, fazendo com que o material da tubagem sofra alterações a nível dimensional. Existem vários métodos para aumentar a flexibilidade dos sistemas, sendo muitas vezes utilizado a instalação de liras na tubulação no sentido de compensar as forças e tensões resultantes da expansão conforme ilustrado na Figura 15.

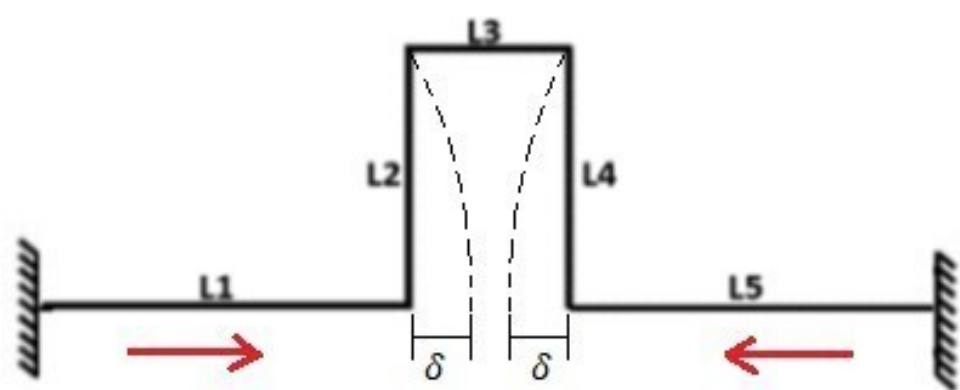


Figura 15- Lira centrada.

As liras não são mais que troços adicionais de tubagens. Em alternativa e quando, por motivos de constrangimento espacial, esta solução se torna inviável recorre-se a juntas de expansão. A nível de engenharia é preferível o uso das liras já que as juntas de expansão, apesar de serem um método mais sofisticado de aumento de flexibilidade, estão sujeitas a avarias e requerem uma manutenção cuidada. O princípio de funcionamento das liras é simples e é facilmente compreensível o seu método, que consiste na adição de troços perpendiculares ao troço original, que quando colocados estrategicamente, absorvem a expansão térmica. Essa expansão é absorvida nos troços da lira que estejam perpendiculares ao segmento original da tubagem em vez de serem absorvidas através da compressão axial do tubo. Caso não houvesse a lira, a tubulação seria composta pela soma de $L1$ e $L5$ e o sistema flambaria. (MARTINS, 2017)

Dimensionamento da lira

Com base na Fig. 14 é importante tomar algumas considerações relativamente à configuração e localização da lira. Segundo THERMACOR (S.I.), a lira deverá ser simétrica, ou seja, o comprimento L_2 deverá ser igual a L_4 . Também se estabelecem outras relações entre as dimensões. Não há muito consenso entre projetistas no que diz respeito à relação entre a dimensão de L_2 e L_3 . Alguns consideram que L_3 deverá ser igual a L_2 , numa relação que pode convergir até que L_3 seja $\frac{1}{2} L_2$ em casos de limitações espaciais. Por outro lado, alguns definem que a melhor configuração seja a segunda. (MARTINS, 2017)

Dessa forma, tem-se a seguinte expressão para calcular o comprimento L_2 , derivada do método de vigas guiadas.

$$L_2 = L_4 = \sqrt{\frac{3 E_h D \Delta}{S_A}} \quad (40)$$

$$L_3 = L_2/2 \quad (41)$$

Onde:

D – Diâmetro exterior em m ;

S_A – Tensão admissível em MPa ;

E_h – Módulo de elasticidade do material à temperatura de operação em MPa ;

É também importante definir a localização das liras na configuração do sistema. Assim, sempre que possível, as liras devem encontrar-se centradas entre as ancoragens $L_1=L_5$. Na impossibilidade de centrar a lira deve pelo menos tentar-se que as comprimento da tubagem em cada lado da lira tenha as suas dimensões o mais parecidas possível. (MARTINS, 2017)

4 – RESULTADOS

O problema a ser analisado neste trabalho consiste em alimentar dois secadores da linha de produção a partir da energia do vapor originado pela caldeira. Atualmente, a turbina fornece, na saída, vapor superaquecido a uma pressão relativa de 6 bar (600 kPa) e 200°C. Porém, deseja-se diminuir a pressão de saída da turbina para 2,5 bar (250 kPa) com temperatura de 177°C. O Diagrama da Figura 16 mostra que em ambos os casos o vapor se encontra superaquecido.

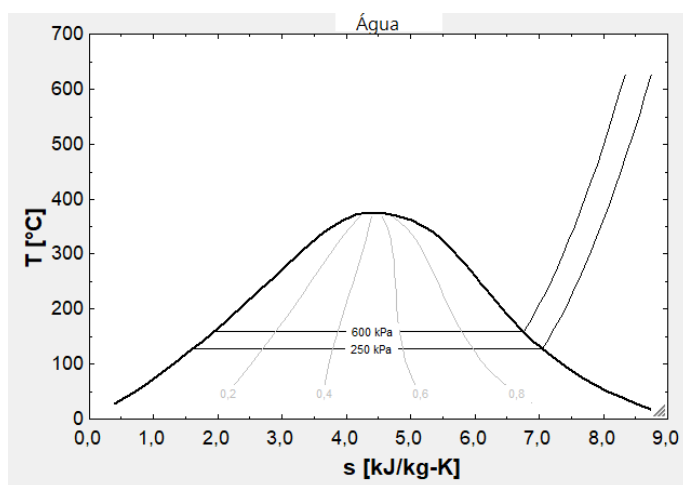


Figura 16 – Diagrama Ts para 600kPa e 250kPa.

O projeto exige que uma vazão de 15 ton/h e 5 ton/h seja atendida para os secadores 1 e 2, respectivamente. Além disso, A pressão disponível para operação nos secadores deve possuir a menor perda de carga possível. Tem-se, então, o desafio de projetar e dimensionar uma tubulação de baixa pressão. A Figura 17 a seguir é uma representação isométrica geral da rede de vapor atual. Os tubos possuem diâmetro nominal, schedule 40, e suas dimensões internas, externas e espessura podem ser verificadas a partir da CONFORJA.

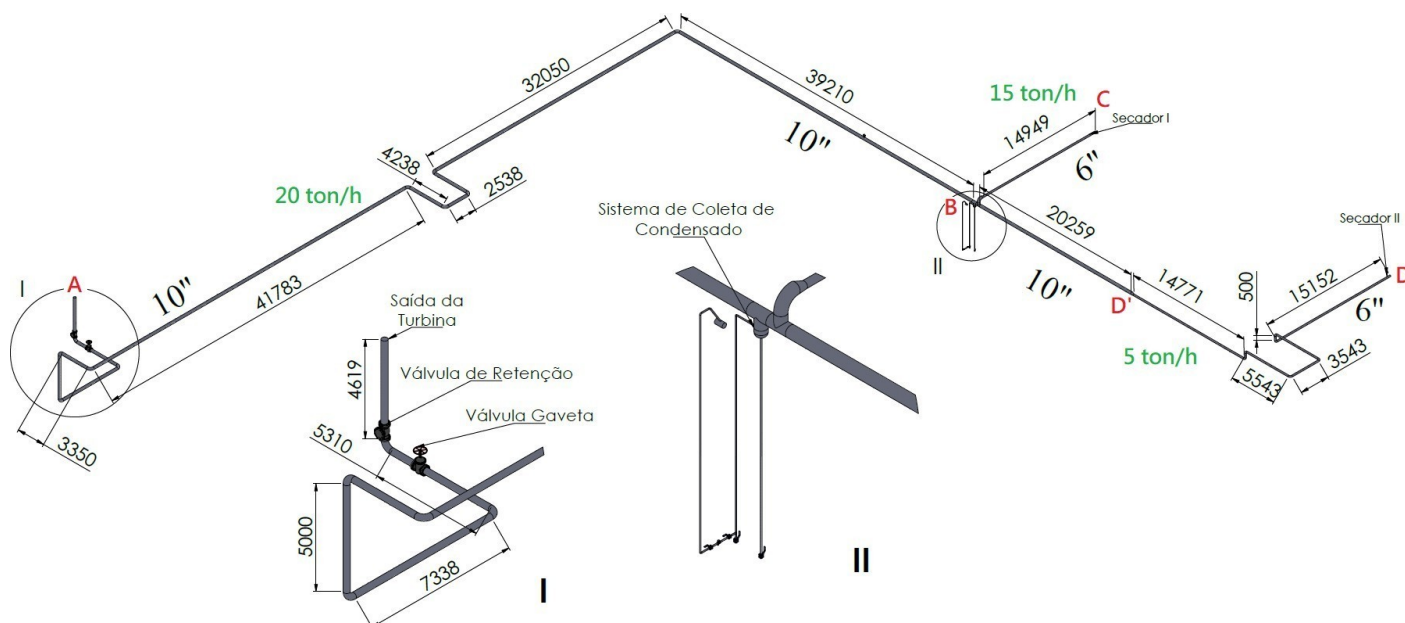


Figura 17 – Layout atual da rede de vapor (dimensões em mm).

Para a apresentação dos resultados de perda de carga, foram organizadas tabelas de dados de entrada e saída para os dados e propriedades necessários. A Tabela 7 a seguir mostra como foram obtidas essas relações.

Tabela 7 – Dados de entrada e saída

Dados de entrada	
Relação	Origem
Pressão de saída da turbina P_s [bar]	Fornecido
Pressão local atmosférica P_{atm} [bar]	Fornecido
Vazão [kg/h]	Fornecido
Diâmetro do tubo [mm]	CONFORJA [S.I.]
Rugosidade absoluta [m]	Tab. 2 - Aço soldado velho
Comprimento do tubo [m]	Fornecido
Dados de saída	
Relação	Origem
Pressão absoluta [kgf/cm ³]	$(P_s + P_{atm})/0,98$
Volume específico [m ³ /kg]	Propriedade
Viscosidade Dinâmica [kg/m s]	Propriedade
Velocidade [m/s]	Equação 14
Nº de Reynolds	Equação 8
Fator de atrito	Equação 7
Perda de carga em acessórios	Tabela 5
Perda de carga total	Equação 18

Uma observação a ser feita é que a escolha do diâmetro da tubulação é feita de maneira iterativa, até que se obtenha um valor razoável para a perda de carga. A tubagem existente no projeto é de aço carbono schedule 40 e suas propriedades de dimensão podem ser verificadas conforme o catálogo da CONFORJA. Assim, de maneira a respeitar as tubulações já existentes na instalação, foi admitido que os tubos adicionais deverão ter a mesma natureza daqueles já existentes no projeto. Além disso, a rugosidade absoluta apresentada, para tubos velhos, justifica-se por este ser o caso mais crítico, onde o tubo já está desgastado e com rugosidade alta, ou seja, em favor da segurança.

Uma vez que o objetivo do projeto é diminuir a pressão de saída da turbina para 2,5 bar, é razoável analisar, então, como está distribuída a perda de carga na rede atual para essa mudança e, a partir disso, efetuar a análise para possíveis mudanças e melhorias na rede. A Tabela 8 a seguir mostra os resultados obtidos de perda de carga para a situação do LAYOUT atual conforme a Fig. 17 ($P_s = 2,5 \text{ bar}$ e $P_{atm} = 0,97 \text{ bar}$)

Tabela 8 – Dados de saída referentes ao LAYOUT atual (Figura 15)

TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kg/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kg/cm²]:
A-B	20000	3,54	10	254,4	0,2952	32,3	0,724
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001599	1738890	0,03772	150	122	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kg/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kg/cm²]:
B-C	15000	2,82	6	154,1	0,3304	73,8	0,693
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001601	2150329	0,04498	15	13	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kg/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kg/cm²]:
B-D'	5000	2,82	10	254,4	0,3304	9,0	0,004
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001601	434179	0,03782	20	2	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kg/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kg/cm²]:
D'-D	5000	2,81	6	154,1	0,3304	24,6	0,182
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001601	716776	0,04502	39	28	

 Dados de entrada
 Dados de saída

A pressão no trecho AB é a pressão absoluta do sistema. A pressão nos trechos subsequentes é dada pela diferença da pressão disponível no ponto e a perda de carga do trecho anterior percorrido. Portanto, a partir da tabela acima tem-se que a pressão disponível para operação nos pontos dos secadores 1 e 2 na Figura 17 é dado:

$$P_1 = P_s - P_{AB} - P_{BC} = \frac{2,5 + 0,97}{0,98} - 0,724 - 0,693 = 2,12 \text{ [kgf/cm}^3\text{]}$$

$$P_2 = P_s - P_{AB} - P_{BD'} - P_{D'D} = \frac{2,5 + 0,97}{0,98} - 0,724 - 0,004 - 0,182 = 2,36 \text{ [kgf/cm}^2\text{]}$$

Onde P_s é a pressão de saída da turbina igual a 6 bar relativo. A pressão atmosférica admitida é de 0,97 bar. A pressão absoluta que atua na saída da turbina, portanto, é de 3,54 bar.

Fazendo-se uma análise simples de porcentagem, é possível observar uma queda de 40,1% na pressão disponível para o secador 1 em relação a pressão de saída da turbina, e 33,3% para o secador 2. Dessa forma, pode-se concluir que a rede não está dimensionada de maneira adequada para essa nova pressão de saída da turbina, pois são valores gritantes de perda de carga. Isso pode ser explicado por conta da expansão do vapor, devido ao fato de que agora ele atua em uma pressão menor, fazendo-se necessário aumentar o diâmetro da rede para compensar sua expansão.

Além disso, existem incongruências com relação ao sistema de coleta e retorno de condensado, pois o projeto atual prevê apenas um ponto de coleta de condensado (ponto B da Figura 16), porém, deve ser respeitado o que foi apresentado na Figura 12.

A Figura 18 a seguir apresenta o LAYOUT proposto para o dimensionamento quanto à perda de carga do projeto.

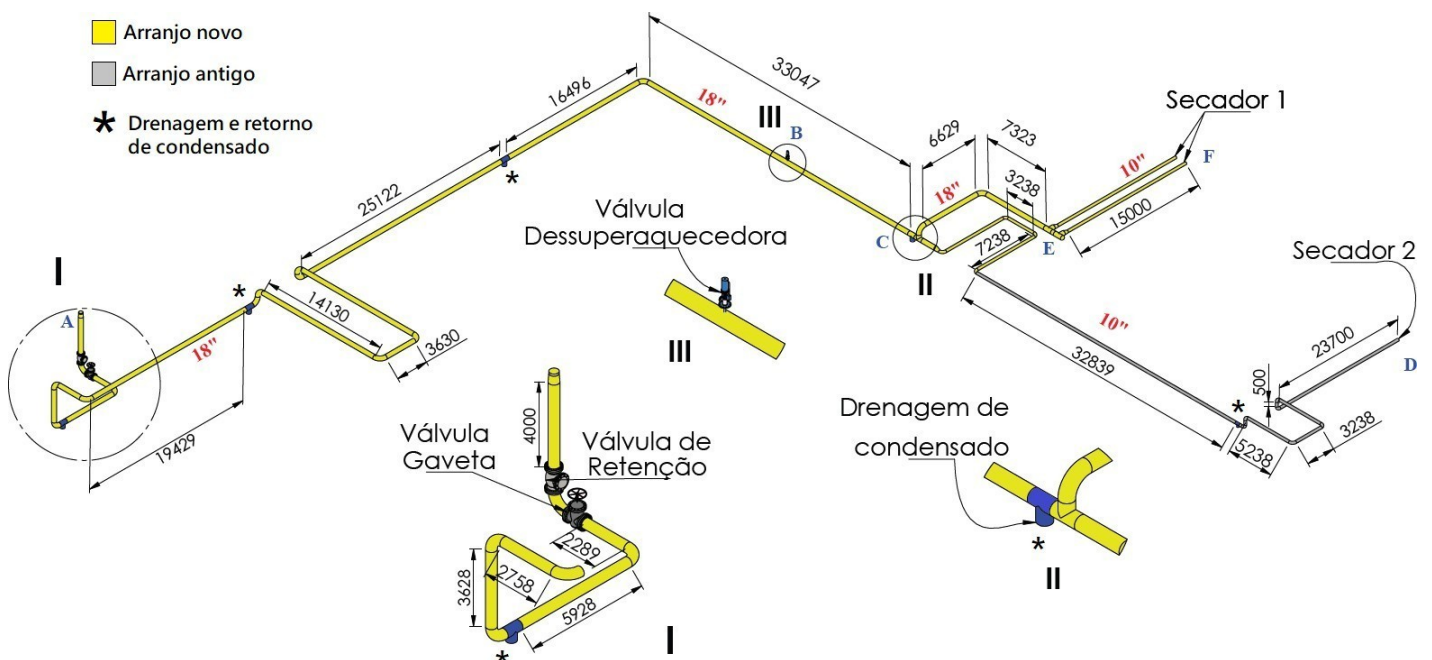


Figura 18 – Layout atual da rede de vapor proposta (dimensões em mm).

Algumas observações devem ser feitas para a Figura 18:

- a) Como a pressão de saída da turbina foi diminuída, o vapor sofre uma expansão e é razoável aumentar o diâmetro da rede. O diâmetro escolhido foi de 18” nominal sch 40. Essa escolha se dá por diversos cálculos iterativos até chegar numa perda de carga que satisfaça as condições.
- b) As válvulas gaveta e de retenção foram mantidas do projeto original, mudando-se apenas o diâmetro nominal, por consequência do item (a).
- c) De maneira a respeitar o que foi apresentado na Figura 12, foram previstos mais sistemas de drenagem e retorno de condensado conforme indicado. Trata-se de um sistema fechado de coleta de condensado, o qual será mantido o existente, conforme a Figura 11, adicionando-se, apenas, mais pontos de coleta conforme destacado na Figura 18.
- d) Foi previsto uma válvula dessuperaquecedora no ponto indicado de maneira a tornar o fluido vapor saturado a jusante, no ponto indicado.
- e) Como a maior parte do projeto atual deverá ser demolida, foi optado por “duplicar” a tubagem que segue para o Secador 1, apenas para reaproveitar os tubos de 10” então disponíveis. Dessa forma, a vazão disponível é dividida entre esses tubos e a perda de carga é a mesma para ambos nesse trecho.

A Tabela 9 seguir apresenta os dados de saída da perda de carga para o LAYOUT proposto na Figura 18 ($P_s = 2,5 \text{ bar}$ e $P_{atm} = 0,97 \text{ bar}$):

Tabela 9– Dados de saída layout proposto

TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kgf/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kgf/cm²]:
A-B	20000	3,49	18	428,6	0,5816	22,4	0,127
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001516	1088645	0,03192	138	250	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kgf/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kgf/cm²]:
B-C	20000	3,36	18	428,6	0,6028	23,2	0,011
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001516	1088645	0,03192	16	17	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kgf/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kgf/cm²]:
C-E	15000	3,35	18	428,6	0,6065	17,5	0,02
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001516	816484	0,03194	14	90	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kgf/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kgf/cm²]:
E-F	7500	3,33	10	254,4	0,6103	25,0	0,013
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001516	687785	0,03777	15	2	
TRECHO:	Vazão [Kg/h]:	Pabs [Kgf/cm²]:	Dtubo [in]:	Dtubo.Int [mm]:	Vol. Esp. [m³/Kg]:	V [m/s]:	Perda Total [Kgf/cm²]:
C-D	5000	3,35	10	254,4	0,6065	16,6	0,055
	Rugosidade.Abs. [m]:	Viscosidade.Din.[Kg/m-s]:	N .Reynolds:	Fator de atrito:	Comprimento [m]:	Perda acessórios [m]:	
	0,0025	0,00001516	458523	0,03782	78	83	

 Dados de entrada
 Dados de saída

Assim como apresentado anteriormente, a pressão disponível nos pontos dos secadores 1 e 2 indicados é obtida da seguinte maneira:

$$P_1 = P_s - P_{AB} - P_{BC} - P_{CE} - P_{EF} = \frac{2,5 + 0,97}{0,98} - 0,127 - 0,011 - 0,02 - 0,013$$

$$= 3,37 \text{ [kgf/cm}^3\text{]}$$

$$P_2 = P_s - P_{AB} - P_{BC} - P_{CD} = \frac{2,5 + 0,97}{0,98} - 0,127 - 0,011 - 0,055 = 3,35 \text{ [kgf/cm}^3\text{]}$$

Portanto, as pressões disponíveis nos pontos dos secadores da proposta analisada decaem pouco em relação a configuração atual. Uma vez que a pressão na saída da turbina é de 3,54 bar absoluto, observa-se que no ponto do secador 1 a pressão disponível para operação é apenas 4,8% menor. Para o secador 2, a pressão disponível cai apenas 5,4%. Uma vez que a perda de carga é inevitável numa rede de vapor, esses

resultados para perda de carga são razoáveis e pode-se dizer que estão bem dimensionados devido à baixa porcentagem de perda de carga obtida.

Uma vez admitida a nova configuração da rede de vapor, faz-se necessário, como apresentado nos tópicos anteriores, atentar-se à flexibilidade da tubulação. Devido ao calor do vapor no interior dos tubos, esses sofrerão uma dilatação longitudinal conforme mostrado na Figura 13. A Figura 19 abaixo mostra os pontos que serão travados na tubulação do projeto e, a partir deles, a rede é analisada em trechos AB, BC, CD, DE, EF e DG.

A Tabela 10 a seguir mostra os valores obtidos de flexibilidade e reações de apoio conforme os referidos trechos. Evidentemente que, para um projeto mais detalhado, deverá haver outros suportes entre os referidos trechos, porém, esses devem ser móveis de modo a permitir a dilatação da tubagem. Dessa forma, para a presente análise, os pontos importantes para a análise de flexibilidade são os de travamento.

Por fim, foi considerado, também, um redimensionamento da lira no trecho BC e uma nova lira no trecho DE conforme a Equação 40 e as considerações apresentadas no tópico 3.4.3. A lira do trecho EF é existente e, por estar dimensionada, como será mostrado na Tabela 10, optou-se por mantê-la, evitando-se gastos adicionais com obras.

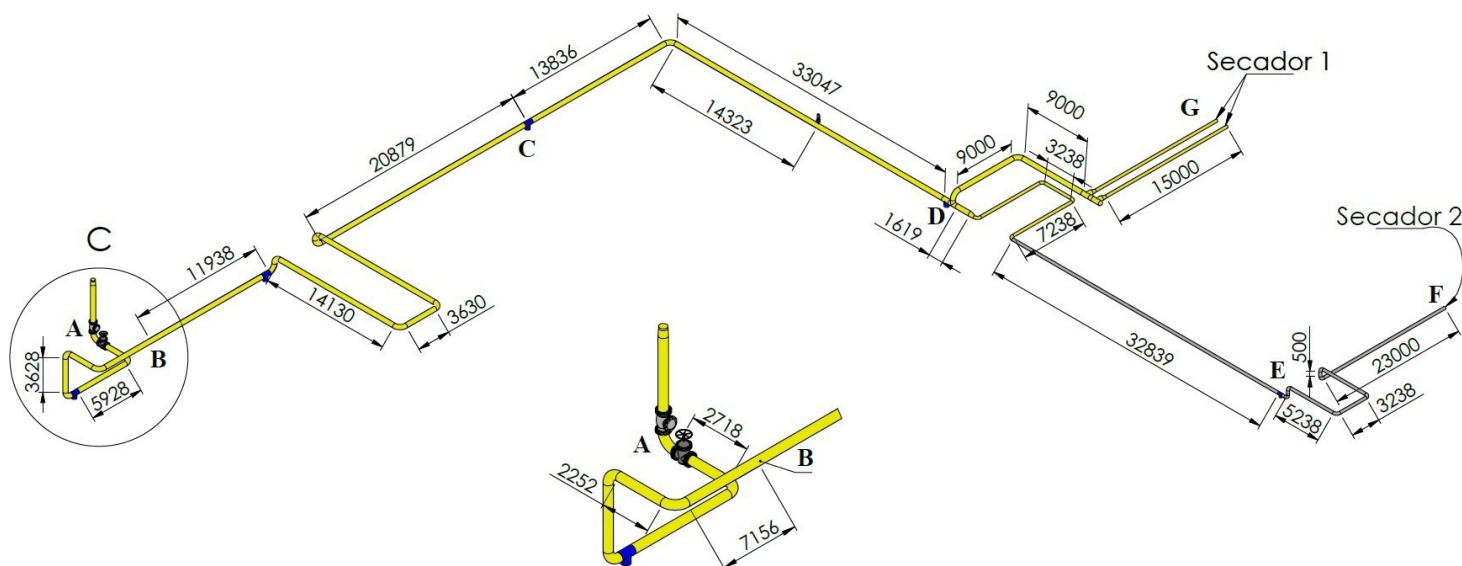


Figura 19 – Pontos de travamento da rede (dimensões em mm).

Tabela 10 – flexibilidade e reações de apoio na rede

TRECHO AB	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS A e B					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	0,00	0,00	14,45	A	B	A	B	A	B
L2	7,63	0,00	24,90	-	23458,90	13614,45	-	0,00	7188,65
L3	4,71	0,00	0,00	Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
L4	0,00	0,00	11,07	A	B	A	B	A	B
L5	7,63	0,00	24,90	1776,00	1776,00	0,00	0,00	5795,70	5795,70
TRECHO BC	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS B e C					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	0,00	0,00	0,00	B	C	B	C	B	C
L2	0,00	66,01	0,00	0,00	0,00	-	-	0,00	0,00
L3	0,00	0,00	0,00	Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
L4	0,00	66,01	0,00	B	C	B	C	B	C
L5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	8293,20	8293,20	0,00	0,00
TRECHO CD	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS C e D					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	33,22	0,00	0,00	C	D	C	D	C	D
L2	0,00	11,81	0,00	0,00	-	-	0,00	31289,44	11125,06
				Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
				C	D	C	D	C	D
				2953,06	2953,06	608,18	608,18	0,00	0,00
TRECHO DE	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS D e E					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	0,00	0,00	0,00	D	E	D	E	D	E
L2	63,03	0,00	0,00	-	-	0,00	0,00	0,00	0,00
L3	0,00	0,00	0,00	Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
L4	63,03	0,00	0,00	D	E	D	E	D	E
L5	0,00	0,00	0,00	7271,79	7271,79	0,00	0,00	0,00	0,00
TRECHO EF	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS E e F					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	0,00	12,77	0,00	E	F	E	F	E	F
L2	0,00	76,65	0,00	-	-	0,00	0,00	5894,90	0,00
L3	0,00	0,00	0,00	Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
L4	0,00	76,65	0,00	E	F	E	F	E	F
L5	0,00	12,77	0,00	0,00	11794,50	11794,50	0,00	0,00	0,00
L6	0,00	0,00	0,00						
TRECHO DG	Tensão devido a dilatação [Mpa]			REAÇÕES NOS EXTREMOS D e G					
LADOS	S x	S y	S z	Mx [Nm]		My [Nm]		Mz [Nm]	
L1	6,22	0,00	0,00	D	G	D	G	D	G
L2	0,00	107,35	0,00	0,00	0,00	-	-	5859,84	2784,40
L3	6,02	0,00	0,00	Rx [N]		Ry [N]		Rz [N]	
				D	G	D	G	D	G
				1361,61	371,35	23482,74	23482,74	0,00	0,00

Os dados de entrada e saída para a análise de flexibilidade são mostrados na Tabela 11 abaixo. A análise é segundo o método da viga em balanço guiada, a partir da norma ANSI. B. 31. 3. O material da tubagem é um aço-carbono API 5L Gr. A temperatura de projeto é considerada de 273°C até o ponto D e 137,5°C (temperatura de saturação do vapor no ponto B do trecho BC da Tabela 8) após o ponto D, devido ao dessuperaquecedor presente no trecho CD.

Tabela 11 – Dados de entrada e saída para cálculo de flexibilidade.

Dados de entrada	
Relação	Origem
Temperatura de projeto	Fornecido
Dilatação unitária	TELLES (2011)
Diâmetro externo do tubo	CONFORJA [S.I.]
Espessura da parede do tubo	CONFORJA [S.I.]
Módulo de elasticidade em temperatura quente E_h	TELLES (2011)
Módulo de elasticidade em temperatura ambiente E_c	TELLES (2011)
Tensão admissível do aço	TELLES (2011)
Dados de saída	
Relação	Origem
Constante C	Equação 36
Momento de inércia do tubo	Equação 40
Tensões máximas devido a dilatação	Equação 24
Reações nos extremos de cada trecho	Equações 32 a 35

A partir das tabelas e gráficos de TELLES (2011), a tensão admissível do aço utilizado é de 132,36 Mpa. Dessa forma, analisando os resultados obtidos para cada lado dos trechos da Tabela 9, vemos que as tensões devido a dilatação S_x , S_y e S_z para cada lado são menores que a tensão admissível e, portanto, a rede está dimensionada para flexibilidade. Ainda, a partir das referidas tensões, é possível prever as reações de momentos fletores e cortantes nos pontos de fixação.

Evidentemente que, para o dimensionamento da estrutura que irá comportar essa rede, é necessário um estudo mais criterioso que possa envolver outras possíveis variáveis, como por exemplo o peso da tubulação e outros possíveis carregamentos externos, para dimensionamento. Este projeto, entretanto, visou somente abordar a flexibilidade da rede como consequência direta da alta temperatura do vapor na tubagem.

5 - CONCLUSÕES

O objetivo central deste projeto é dimensionar uma rede de tubulação de vapor em uma UBS para validar o projeto de diminuição da pressão de saída da turbina, de modo a aumentar aquela variação entálpica discutida no item 3.1 e, assim, gerar mais energia elétrica para a unidade. Dessa forma, com uma pressão de saída da turbina ainda mais baixa, o projetista deve se atentar a todos os processos, layout da tubagem e seus acidentes, válvulas e outros equipamentos, de modo que a pressão disponível para operação nos pontos dos secadores 1 e 2 tenha a menor perda de carga possível.

Por outro lado, é preciso notar que nos pontos 1 e 2 referidos poderão existir válvulas e equipamentos adicionais para o controle de fluxo nos secadores. Sendo assim, aquela pressão disponível será novamente decaída, pois, como abordado anteriormente, esses equipamentos são fontes de perda de carga do vapor na tubagem. Dessa forma, como ponto central de discussão deste projeto, caso a pressão disponível para operação dos secadores não seja atendida após todo o percurso de dimensionamento de uma rede de vapor, o projeto será considerado inviável e alternativas no sentido de validar aquela variação entálpica deverão ser pensadas de modo a atender o objetivo inicial.

Embora simples, prático e aplicado, este trabalho mostra o quanto os dados de projeto são fortemente interligados e qualquer mudança pode significar a inviabilidade do projeto. O engenheiro, portanto, deve-se atentar a esses pontos de maneira que esses estejam em harmonia e, obviamente, alinhados às questões financeiras da obra, garantindo o melhor custo benefício para o projeto.

6 –BIBLIOGRAFIA:

1. ABRAMAN, associação brasileira de manutenção e gestão de ativos. 2010. Tubulação Industrial e Estrutura Metálica. s.l. : senai, 2010.
2. BARRAL, Manuel F.. Perda de carga. USP. [s. i.]. Apresentação de Power Point. 30 slides. Disponível em:
http://www.leb.esalq.usp.br/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula_7/Perda_de_carga_Manuel%20Barral.pdf. Acesso em: 5 fev. 2022.
3. BIOMATRIX. www.sementesbiomatrix.com.br. Beneficiamento De Sementes De Milho: Veja Todas as Etapas e Importância. [S.l.]. SEMENTES BIOMATRIX, 2020. Disponível em:
<https://sementesbiomatrix.com.br/blog/sementes/beneficiamento-de-sementes/>. Acesso em: 28 jan. 2022.
4. CASA DAS VÁLVULAS. casadasvalvulasmg.com.br. O Que é e Como Funciona Válvulas De Gaveta? [S.l.]. Casa das Válvulas, 2019. Disponível em:
<https://casadasvalvulasmg.com.br/o-que-e-como-funciona-a-valvula-de-gaveta/>. Acesso em: 12 mar. 2022.
5. CONFORJA. Tubos E Conexões, Dimensões E Pesos Dos Tubos Com E Sem Costura: [S.I.]. 85p.
6. DURCON. catálogo válvulas pressure seal gaveta, globo e retenção.
7. ELETROBRAS. 2005. Eficiência energética no uso de vapor. Rio de janeiro: s.n., 2005.
8. FELIPE CAVALHEIRO CARNEIRO. scribd. Teorema de Stevin Descrição completa. [S.l.]. scribd, 2020. Disponível em:
<https://pt.scribd.com/document/453287727/Teorema-de-Stevin>. Acesso em: 4 fev. 2022.

9. GARCEZ, ANDRÉ LUÍS. Determinação Da Perda De Carga Em Tubulações Aéreas De Pivôs Centrais De Irrigação. Orientador: Roger Hoffmann. 2017. 63 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2017.

10. HONORATO, Milena Demetrio. Proposta De Dimensionamento De Isolamento Térmico Da Linha De Distribuição De Vapor E Equipamentos De Uma Indústria Alimentícia. Tubarão, 2021. 38 p.

11. MARQUES, Prof. Nelson Luiz Reyes. Mecânica dos Fluidos. Rio Grande Do Sul. [s. i.]. Apresentação de Power Point. 45 slides. Disponível em: <https://www.nelsonreyes.com.br/Fluidos.pdf>. Acesso em: 4 fev. 2022.

12. MARTINS, Paula Cristina Ribeiro. Dimensionamento De Tubagem De Altas Temperaturas Para a Évora Molten Salt Platform. Orientador: Professor Doutor Manuel Collares Pereira, Doutor Luís Guerreiro. 2017. 118 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de FÍSICA, UNIVERSIDADE DE ÉVORA, Évora, 2017.

13. MESQUITA, Luciano Petrucci. Projeto De Uma Unidade De Destilação Fracionada. Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum. 2017. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, UFRJ/Escola Politécnica, Rio de Janeiro, 2017.

14. NETTO, José M. de Azevedo. Perdas de Carga Localizadas, em Canalizações. D.A.E., São Paulo, ed. 25, ano 1954, Semestral. Disponível em: http://revistadae.com.br/artigos/artigo_edicao_25_n_1000.pdf. Acesso em: 5 fev. 2022.

15. NIDERA SEMENTES. <https://www.niderasementes.com.br>. A história do milho. [S.l.]. Nidera Sementes, 2021. Disponível em: <https://somosmilhoes.com/milho/>. Acesso em: 28 jan. 2022.

16. PARTHAN, De Veena. Desuperheater | seus conceitos importantes e 10 faqs. In: De Veena Parthan. desuperheater | seus conceitos importantes e 10 faqs.

- [s.i.]. Disponível em: <https://pt.lamdageeks.com/desuperheater-its-important-concepts-and-10-faqs/#d16>. Acesso em: 12 mar. 2022.
17. SILVA, Andressa Carla Cintra da. Conservação E Gerenciamento De Energia Em Sistemas De Vapor. 2013. 197 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Alimentos, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campo Mourão, 2013.
18. TELLES, P. C. S.; BARROS, D. G. P.. Tabela e Gráficos para Projetos de Tubulações. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. 197p.
19. TELLES, PEDRO C. SILVA. Tubulações Industriais: Cálculo. 9ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. 163p;
20. THERMACOR, Techincal Data Calculation and Design: Expansion, Calculation and Loop Sizing, (n.d.)
21. TOGAWA ENGENHARIA. togawaengenharia.com.br. Sistema de vapor – geração, distribuição, aplicação e retorno. [S.I.]. Togawa Engenharia, 2018. Disponível em: <http://togawaengenharia.com.br/sistema-de-vapor-geracao-distribuicao-aplicacao-e-retorno/>. Acesso em: 12 mar. 2022.
22. WHITE, FRANK M. Mecânica dos fluidos. 6.ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 2010. 880p.