



UNIVERSIDADE FEDERAL DO AMAZONAS
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO E GÁS
CURSO DE ENGENHARIA DE PETRÓLEO E GÁS

GABRIEL CALIXTO MACIEL

**DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE
ÓLEO DIESEL S500**

Manaus, 2023

GABRIEL CALIXTO MACIEL

**DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE
ÓLEO DIESEL S500**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia de Petróleo e Gás, da Faculdade de Tecnologia da Universidade Federal do Amazonas como sendo requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia de Petróleo e Gás.

Orientador: Prof. Rafael da Silva Mendonça

Manaus, 2023

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

M152d Maciel, Gabriel Calixto
Dimensionamento e análise de um sistema de distribuição de
óleo Diesel S500 / Gabriel Calixto Maciel . 2023
97 f.: il. color; 31 cm.

Orientador: Rafael da Silva Mendonça
TCC de Graduação (Engenharia de Petróleo e Gás) -
Universidade Federal do Amazonas.

1. Base de distribuição de derivados de petróleo. 2. Tanque de
armazenagem. 3. Dutos e bomba. 4. Válvula de alívio de pressão
(PSV). I. Mendonça, Rafael da Silva. II. Universidade Federal do
Amazonas III. Título

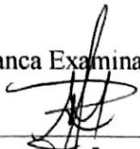
GABRIEL CALIXTO MACIEL

**DIMENSIONAMENTO E ANALISE DE UM SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE
ÓLEO DIESEL S500**

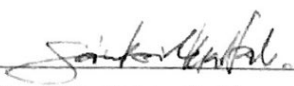
Esta monografia foi julgada e aprovada
para a obtenção do título de **Bacharel em
Engenharia de Petróleo e Gás**, na
Universidade Federal do Amazonas.

Aprovado em 16 de janeiro de 2023.

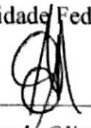
Banca Examinadora:



MSc. Rafael da Silva Mendonça
(Orientador/Presidente – Universidade Federal do Amazonas)



MSc. Sávio Raider Sarkis
(Membro – Universidade Federal do Amazonas)



Prof. Andreza de Oliveira Miranda
(Membro – Universidade Federal do Amazonas)

**MANAUS
2023**

RESUMO

O processo de distribuição de derivados de petróleo, como o Diesel S500, no Brasil passa por bases de distribuição que baseiam sua performance em seus principais KPI's, sendo um deles a segurança e otimização de sua logística. Para isso, é fundamental que estas bases tenham as estruturas e operações adequadas, de acordo com as melhores práticas de segurança e as normas nacionais e internacionais. Este trabalho busca estudar, apresentar e discutir o dimensionamento de equipamentos críticos para uma base de distribuição, incluindo Tanques de Armazenagem, Braços de Carregamento para Caminhões Tanque, Dutos, Bombas e uma Pressure Security Valve (PSV) para garantir a segurança contra sobrepressão. Serão descritos os parâmetros básicos de construção e operação de cada equipamento, com destaque para as variáveis e etapas de dimensionamento. Todas as informações serão unificadas e apresentadas em um Diagrama de Tubulação e Instrumentação (P&ID), mostrando a interação dos equipamentos no processo de maneira global e garantindo a segurança do processo.

Palavras-chave: Tanque de Armazenagem; Dutos; Válvula de Alívio de Pressão (PSV); Bombas; Base de distribuição de derivados de petróleo

ABSTRACT

The distribution process of petroleum derivatives, such as Diesel S500, in Brazil goes through distribution bases that base their performance on their main Key Performance Indicator (KPI), one of which is safety and optimization of its logistics. For this, it is essential that these bases have the appropriate structures and operations, in accordance with the best safety practices and national and international standards. This work seeks to study, present and discuss the dimensioning of critical equipment for a distribution base, including Storage Tanks, Loading Arms for Tank Trucks, Pipelines, Pumps and a Pressure Security Valve (PSV) to guarantee safety against overpressure. The basic parameters of construction and operation of each equipment will be described, highlighting the variables and sizing steps. All information will be unified and presented in a Piping and Instrumentation Diagram (P&ID), showing the interaction of the equipment in the process in a global way and guaranteeing the safety of the process.

Key-Words: Storage Tank; Ducts; Pressure Relief Valve; Pumps; Distribution base

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Mapa de bases distribuidoras no Brasil e modais logísticos.....	17
Figura 2: Processo de carregamento de Caminhões Tanques.....	18
Figura 3: Fluxograma de transferência de combustível para vagões tanques e caminhões tanques.....	19
Figura 4: Tanques de teto fixo tipo cônicos autoportantes.....	20
Figura 5: Tanque de teto fixo cônico suportados.....	21
Figura 6: Tanques com teto tipo gomo.....	21
Figura 7: Tanque com teto flutuante externo.....	22
Figura 8: Zonas de escoamento determinadas pelo gráfico da função $1f$ vs $Re.f$	28
Figura 9: Equivalência dos acessórios em comprimento de tubulação para perda de carga.....	29
Figura 10: Representação Esquemática de Pressões em Dutos.....	31
Figura 11: Pressão máxima admissível (bar) segundo ASME B 16.5.....	32
Figura 12: Válvula de alívio Convencional com conexão rosqueada para transporte de líquidos.....	33
Figura 13: Válvula de alívio balanceado com pistão auxiliar balanceado.....	33
Figura 14: Válvula de ação "pop" piloto operada tipo fluxo.....	34
Figura 15: Esquema dos equipamentos projetados para a planta de distribuição de combustíveis.....	36
Figura 16: Sequência de dimensionamentos realizados para projeto da planta de distribuição de derivados de petróleo.....	37

Figura 17: Processo para o dimensionamento do tanque de armazenagem	38
Figura 18: Volumes e níveis de segurança de um tanque de armazenamento	39
Figura 19: Fluxograma para escolha da chapa de costado	39
Figura 20: Espessura das chapas de fundo e configuração de montagem	41
Figura 21: Transpasse da chapa de fundo em relação ao 1º anel.....	42
Figura 22: Processo para dimensionamento hidráulico da planta	42
Figura 23: Fluxograma para cálculo do diâmetro dos dutos de sucção e recalque	43
Figura 24: Fluxograma para cálculo da potência da bomba.....	44
Figura 25: Esquema com as variáveis para Equação de Bernoulli do projeto para base de distribuição	44
Figura 26: Esquema usado por Brunetti (2008) para cálculo da pressão na entrada da bomba	45
Figura 27: Processo para dimensionamento da PSV	46
Figura 28: Capacidade de armazenagem do tanque	52
Figura 29: Reforço de chapa no costado e construção do poceto do tanque	54
Figura 30: Capacidade de armazenagem do tanque após ajuste no diâmetro e altura do projeto.....	55
Figura 31: Esboço 3D do tanque de armazenagem	56
Figura 32: Diagrama de aproveitamento das chapas de costado do tanque	56
Figura 33: Declividade do fundo do tanque do tipo cônico invertido da periferia para o centro	59
Figura 34: Área inutilizável das chapas de fundo em m ²	60

Figura 35: Distância mínimo das soldas unem 3 chapas ou estão próximas do costado	60
Figura 36: Aproveitamento das chapas de fundo do tanque.....	61
Figura 37: Diâmetro do header de sucção e recalque em função da velocidade de escoamento	63
Figura 38: Válvula Limitadora de Vazão	66
Figura 39: Pressões atuantes no sistema de transferência do Diesel	68
Figura 40: Fluxograma das equações usadas para dimensionamento da PSV	70
Figura 41: Esquema do sistema de transferência de Diesel S500 para dimensionamento da PSV	71
Figura 42: Gráfico de perda de carga com braços de carregamento de diferentes diâmetros	83
Figura 43: Funcionamento da válvula limitadora de vazão.....	84
Figura 44: Curvas características dos erros de indicação e perdas de carga dos conjuntos medidores	85
Figura 45: Conjunto medidor completo.....	85
Figura 46: Equação de Reynolds conforme variáveis usadas nas unidades propostas pela API STD 520 (2000)	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Limitações químicas aceitáveis na produção das chapas e determinação do grau do aço em normas nacionais	24
Tabela 2: Orifício padrão para Áreas Requeridas de PSV's com suas Letras Respectivas	48
Tabela 3: Dimensionamento de chapas para o fundo e costado do tanque conforme teoria metodológica	53
Tabela 4: Quantidade de chapas Fundo-Costado após ajuste de diâmetro e altura do tanque	54
Tabela 5: Quantidade de chapas usadas no projeto de costado	55
Tabela 6: Espessuras dos anéis do costado do tanque projetado	57
Tabela 7: Espessura mínima das chapas de costado em função do diâmetro do tanque	57
Tabela 8: Quantidades de chapas usadas no projeto de fundo	59
Tabela 9: Vazões máximas operacionais para os diâmetros de dutos]	62
Tabela 10: Simulação do tempo de carregamento de caminhões tanques para as condições de venda diária da base de distribuição	62
Tabela 11: Diâmetros dos dutos usado na planta de distribuição e suas vazões correspondentes	63
Tabela 12: Comprimento equivalente para cálculo de perda de carga	64
Tabela 13: Perda de carga dos trechos ao longo do duto.....	64
Tabela 14: Altura Manométrica do sistema.....	65
Tabela 15: Valores encontrados para área requerida de alívio da PSV	74

Tabela 16: Espessuras padronizadas de chapas finas e massa teórica correspondente ..	79
Tabela 17: Espessura padronizadas das bobinas e chapas grossas e suas massas teóricas correspondentes	80
Tabela 18: Materiais permitidos para chapas metálicas e suas tensões admissíveis na construção de tanques	81
Tabela 19: Tipos de chapas de aços usadas em costados	82
Tabela 20: Propriedades físico-químicas do aço carbono	86
Tabela 21: Parâmetro químico de diversos fluidos	87
Tabela 22: Dimensão de tubos de aço carbono SCH 40 NBR 5590	87

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1:	INTRODUÇÃO	14
1.1	JUSTIFICATIVA	15
1.2	OBJETIVOS	16
1.2.1	Objetivo Geral	16
1.2.2	Objetivos Específicos	16
1.3	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	16
1.4	REFERENCIAL TEÓRICO	17
1.4.1	Base de Distribuição e suas Operações	17
1.4.2	Tanques de Armazenagem	19
1.4.3	Hidráulica dos Dutos	25
1.4.4	Equipamentos De Segurança: Pressure Security Valve (PSV) .	32
CAPÍTULO 2:	PROPOSTA DE TRABALHO	36
2.1	METODOLOGIA	37
2.2	TANQUE DE ARMAZENAMENTO	37
2.2.1	Dimensionamento de costado	39
2.2.2	Dimensionamento de chapa de fundo.....	41
2.3	DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DA PLANTA	42
2.3.1	Diâmetro do duto	43
2.3.2	Dimensionamento da bomba.....	44
2.3.3	Pressões da planta	45
2.4	DIMENSIONAMENTO DA PSV (<i>PRESSURE SECURITY VALVE</i>). 46	
CAPÍTULO 3:	DESENVOLVIMENTO.....	49
3.1	DESCRIÇÃO DO AMBIENTE DO PROJETO	49
3.1.1	Condições de armazenagem	49
3.1.2	Condições hidráulicas para o escoamento	50
3.1.3	Condições de trabalho da PSV.....	50
3.2	DIMENSÕES DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO	51
3.2.1	Chapas de costado	55
3.2.2	Chapas de fundo.....	58
3.3	DIMENSÕES HIDRÁULICA DA PLANTA DE DISTRIBUIÇÃO..	61
3.3.1	NPHS Disponível e Requerido	66
3.3.2	Pressões de operação da planta.....	67

3.4	DETERMINAÇÃO DO ORÍFICIO DA PSV INSTALADA NO TRECHO DE RECALQUE DA BOMBA	69
CAPÍTULO 4:	CONCLUSÃO.....	75
CAPÍTULO 5:	REFERÊNCIAS E APÊNDICES.....	77
	APÊNDICE A PIPING AND INSTRUMENTATION DIAGRAM – p&ID	77
	APÊNDICE B DADOS E REFERÊNCIAS USADOS NO CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE COSTADO E FUNDO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO	79
	APÊNDICE C DADOS E REFERÊNCIAS USADOS NO DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DA PLANTA DE DISTRIBUIÇÃO DE DERIVADOS DE PETRÓLEO.....	83
	APÊNDICE D DADOS E REFERÊNCIAS USADAS NO CÁLCULO DA VAZÃO REQUERIDA (ϕ) PARA CENÁRIOS DE ALÍVIO TÉRMICO NO DIMENSIONAMENTO DE UMA PSV.....	86
5.1	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91

CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO

Empresas de petróleo e distribuidores de combustíveis frequentemente usam dutos para transferir e distribuir seus produtos, polidutos conectam tanques de armazenagem, formando um ambiente particular e autocontido com rotas de movimentação e operação que requerem estratégias e procedimentos para transferir, receber e entregar tanto petróleo quanto seus derivados (COSTA & FREITAS, 2014). A depender da atividade de uma empresa, o custo com logística varia de 5 a 35% do valor total das vendas da empresa segundo Bowersox *et al* (2001) *apud* Sousa (2010), sendo 60% desse custo, dentro da indústria de combustíveis, causado pelo transporte (NAZÁRIO, 2000), uma boa logística de derivados de petróleo agrega agilidade, confiabilidade, qualidade, disponibilidade, capacidade e acima de tudo segurança, parâmetros analisados entre os diferentes modais logísticos brasileiros, tendo como melhor o modal o rodoviário (BOWERSOX *ET AL*, 2001 *APUD* SOUSA, 2010). Os investimentos em infraestrutura para suportar essa logística é justificada principalmente pela movimentação e demanda de produto da região, como mostra o trabalho de Sousa (2010) na viabilização da expansão da malha de distribuição de derivados de petróleo na região sudeste do Brasil.

Para alguns autores, a inerente motivação para prática de novas tecnologias, infraestruturas e novos modelos seja de produção, gestão, manutenção e pessoas, está no uso e melhoria dos KPI's (*Key Performance Indicator*) (SILUK, 2011), esses indicadores que praticamente guiam a empresa em bons ou maus resultados, estão presentes como meta em todos seus setores, por exemplo, existem KPI's relacionado a lucratividade, a segurança ambiental, segurança de ativos, segurança dos processos, na qualidade e principalmente na segurança das pessoas, este último por sua vez se torna essencial na indústria do petróleo dado o risco que o setor apresenta.

A fim de manter KPI's com bons resultados visando segurança nas operações de distribuição de combustíveis, é necessária uma boa infraestrutura, bem dimensionada e preparada para melhorias contínuas. Muitas literaturas trazem o dimensionamento dos principais equipamentos tratados no setor de distribuição de derivados de petróleo de forma separados, como tanques de armazenagem, bombas dinâmicas, dutos, equipamentos de segurança, controle e automação baseado em padrões nacionais e normas internacionais que buscam promover a melhor segurança no setor, neste trabalho busca-se unificar projetos de dimensionamento de alguns desses equipamentos, discutindo as relações entre eles para demonstrar o processo de distribuição de derivados, especificamente do Diesel S500 em uma

planta de distribuição, mostrando a transferência do produto do tanque até o Caminhão Tanque (CT).

1.1 JUSTIFICATIVA

Ao falar de segurança na indústria do petróleo, automaticamente se vem em pensamento a segurança do meio ambiente e das pessoas que trabalham no setor, mais do que isso, pensar em como fornecer segurança se torna a parte mais desafiadora do processo, que não somente deve ser aplicada na construção da estrutura operacional, mas sim durante a operação e principalmente na ocorrência de mudanças nas instalações ao longo do tempo, bem como obriga as Normas Regulamentadoras NR20-Segurança e Saúde no Trabalho com Inflamáveis e Combustíveis (MTb, 1978) e NR37-Segurança e Saúde em Plataformas de Petróleo (MTP, 2022) em uma gestão de mudança firme, promovendo análises de riscos que causam impactam e previnam acidentes.

No dia 05 de agosto de 2022 um tanque do maior estacionamento de tanques de armazenamento de Cuba explodiu, gerando uma série de explosões que destruiu 3 tanques, acredita-se que um raio atingiu um dos tanques iniciando a explosão, as perdas catastróficas ainda não foram contabilizadas ou informadas (FRANK, 2022). Outros elementos causadores de acidentes que estão diretamente ligados aos equipamentos usados na distribuição de derivados de petróleo, são as fontes de ignições e sobrepressões, em 2007 na cidade de Araucária-PR, houve a explosão de um tanque de armazenamento de combustível devido a formação de diferencial de potencial entre o produto inflamável e a estrutura do tanque (SOBRINHO, 2013), além do mais as sobrepressões em vasos de pressões e caldeiras foram responsáveis por cerca de 10 mil explosões entre 1870 e 1910 segundo a ASME – *American Society of Mechanical Engeneering* (2012) *apud* Goulart (2012).

Muitos dos acidentes já ocorridos poderiam muito bem serem evitados se normas e orientações técnicas fossem seguidas e aplicadas corretamente, obvio que todos os equipamentos de uma planta de distribuição devem operar em sinergia, sendo compatíveis um com o outro, uma tubulação, por exemplo, deve ter suas dimensões determinadas para que seja soldada no costado de um tanque garantindo todos os reforços e diretrizes de segurança para que uma bomba, por sua vez, não escoe o fluido à velocidades acima do permitindo por normas, evitando assim os diversos causadores de acidentes.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Dimensionamento dos principais equipamentos que compõem uma base de distribuição de petróleo, especificamente a transferência de Diesel S500, determinando as variáveis operacionais do processo a partir de instruções das principais normas nacionais e internacionais.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar o volume de estocagem e parâmetros de costado e fundo do Tanque de Armazenagem;
- Dimensionamento hidráulico da planta com dispositivo de segurança (PSV) no trecho da motobomba;
- Consolidar dados do projeto em um diagrama P&ID;

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O Capítulo 1 aborda informações introdutórias de uma base de distribuição de derivados de petróleo, como seu objetivo e aplicação no mercado, sua gestão e percepção de risco além dos conceitos de seu funcionamento, bem como os principais equipamentos que fazem acontecer a operação de transferência do produto dos tanques até os caminhões tanques que abastecem os postos de combustíveis e empresas que usam os combustíveis como matéria prima.

No Capítulo 2 é delimitado a proposta do trabalho, o que será apresentado e como será feito, trazendo sua metodologia no dimensionamento de cada equipamento delimitado nos objetivos específicos, usando as equações mostradas no Capítulo 1 e aplicando à cenários reais da indústria.

No Capítulo 3 os resultados encontrados são expostos, analisados através de comentários e observações diante cálculos realizados, discutindo-os para tomadas de decisões mais coesas e segura para a operação da base de distribuição, de forma a gastar menos energia para garantir a segurança durante a operação da planta.

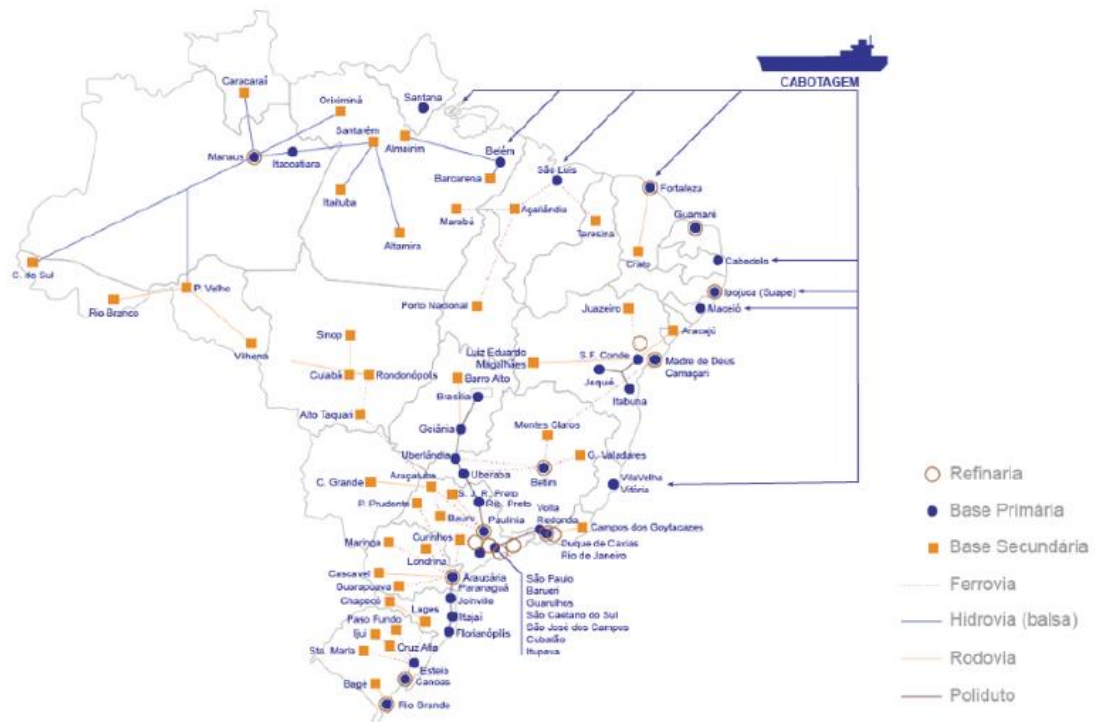
Ao final, as conclusões do projeto e propostas de trabalhos futuros são consolidadas no Capítulo 4, já no Capítulo 5, os Apêndices trazem informações, dados e orientações presentes na literatura que foram usadas como referências.

1.4 REFERENCIAL TEÓRICO

1.4.1 Base de Distribuição e suas Operações

A distribuição de combustível no Brasil ocorre por meio dos principais modais de transferência: rodoviário, ferroviário, hidroviário e por polidutos (Figura 1), esse produto percorre a cadeia de distribuição de combustíveis desde as refinarias, onde ocorrem sua produção, passando por bases primárias de distribuição que transferem para bases secundárias, alcançando postos de combustíveis por todo Brasil (PEREIRA a, 2021). A chegada do combustível até os postos é integralmente via rodovias através dos caminhões tanques, exceto os postos sobre águas conhecidas popularmente como *pontão*.

Figura 1: Mapa de bases distribuidoras no Brasil e modais logísticos

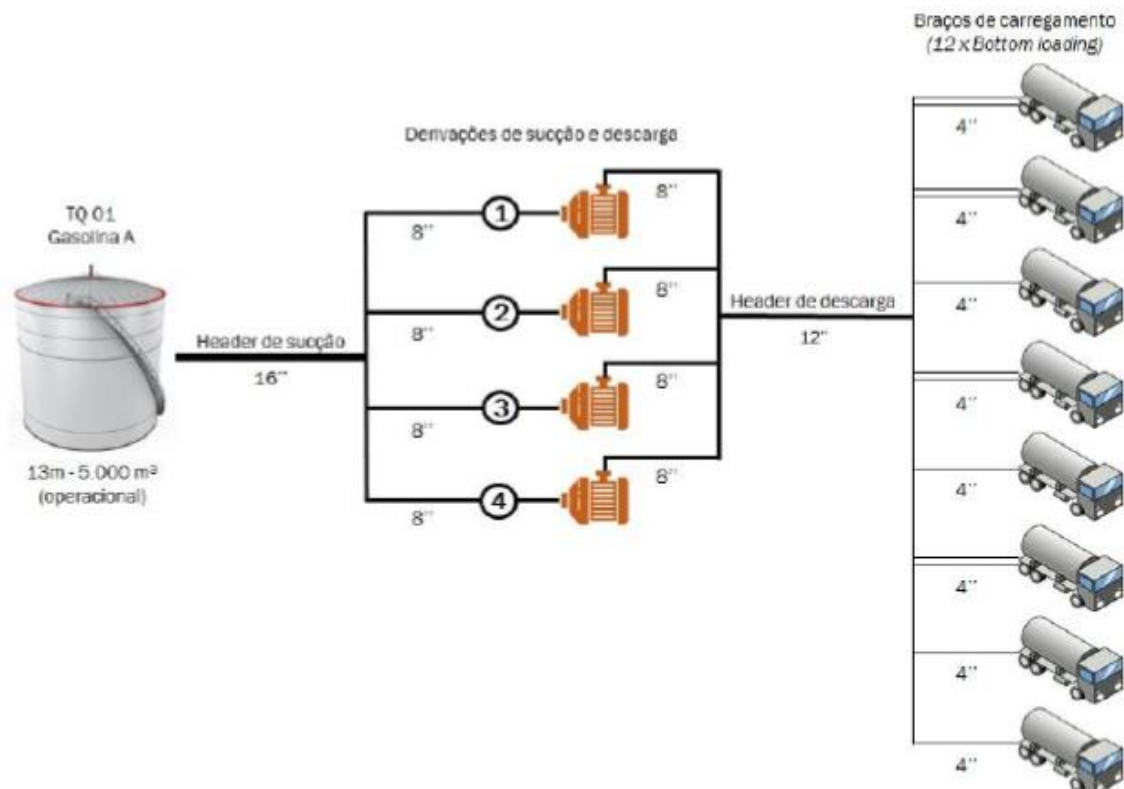


Fonte: Pereira (a), 2021 *apud* ResearchGate, 2021.

O processo de carregamentos dos Caminhões Tanques (CT) em uma base de distribuição se dá basicamente pelo escoamento do combustível do tanque de armazenagem até a Plataforma de Carregamento de Caminhão Tanque (PCCT) utilizando bombas (Figura 2), tendo como meio de transporte os dutos. Na chegada na plataforma de carregamento, local onde

os caminhões são posicionados para serem carregados “[...]em sua maioria, as plataformas contam com cinco braços de carregamento e carregam de dois a cinco produtos diferentes” (FERREIRA, 2016), os braços são inseridos dentro do tanque de duas formas: a) por cima, conhecidos como carregamentos *top-loading*; b) por baixo, conhecidos carregamentos *bottom-loading*.

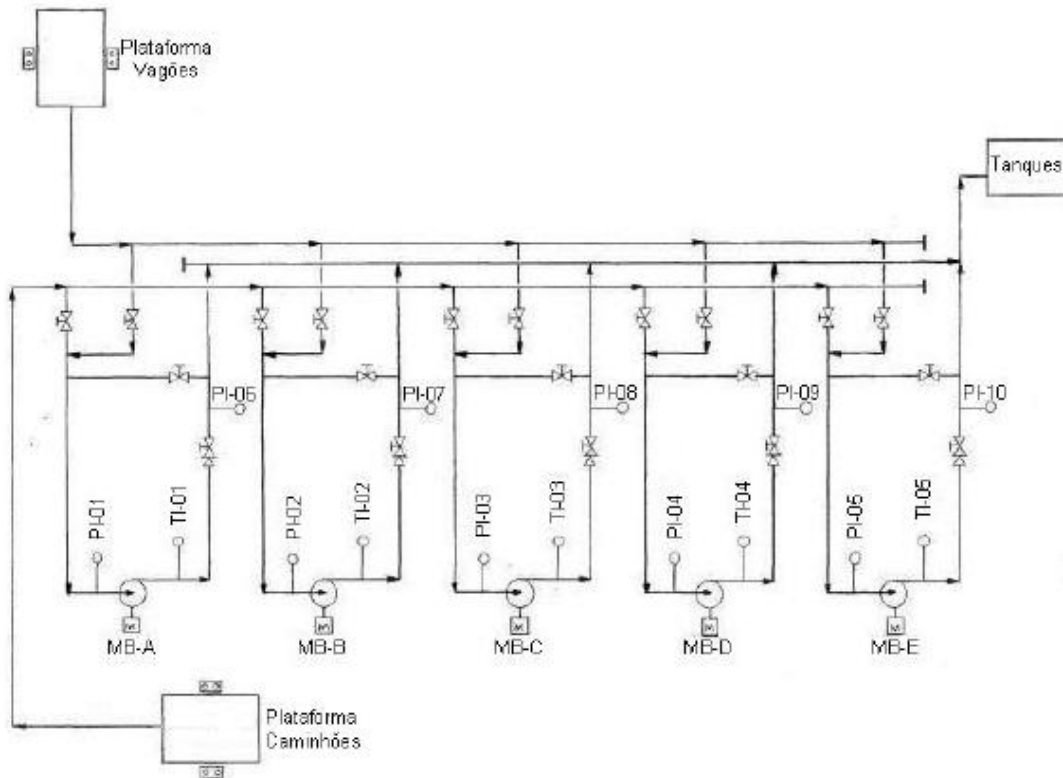
Figura 2: Processo de carregamento de Caminhões Tanques



Fonte: Ferreira, 2016

Na malha do processo são utilizados vários instrumentos de controles e equipamentos como válvulas, indicadores de pressões (PI), indicadores de temperatura (TI), filtros de linha, válvulas de alívio e segurança conhecidas como PSV – *Pressure Security Valve*, conjuntos de motores bombas, dentre outros equipamentos que geralmente estão dispostos em um fluxograma de processos como mostrado por Campos (2013) na Figura 3 em seu trabalho de manutenção preditiva em um sistema de transferência para vagões tanques e CT's.

Figura 3: Fluxograma de transferência de combustível para vagões tanques e caminhões tanques



Fonte: Campos, 2013

1.4.2 Tanques de Armazenagem

Os tanques de armazenamento de petróleo e/ou derivados são equipamentos de caldeiraria pesada com fabricação, montagem, instalação e operação guiada principalmente pela norma API STD 650 (2007), existem diversas variações de tanques e aplicabilidade, o mais convencional são os tanques de armazenamento superficiais, com pressão atmosférica e montagem cilíndrico-vertical soldada (STENIO, 2010). Para cada tipo de tanque existem normas e procedimentos próprios que guiam e padronizam os requisitos mínimos de segurança, bem como diretrizes para operação dos mesmos (Quadro 1).

Quadro 1: Principais referências normativas para tanques de armazenamentos

REFERÊNCIA NORMATIVA PARA TANQUES DE ARMAZENAMENTO
API STD 650 – Welded Steel Tanks for Oil Storage
NBR 17505 – Armazenamento de líquidos inflamáveis e combustíveis
NBR 15461 – Tanque aéreo atmosférico de aço – Requisitos de fabricação e métodos de ensaios
NBR 7821 - Construção e Instalação de tanque aéreo de aço-carbono;
NORMA PETROBRAS N-270 – Projeto de Tanque de Armazenamento Atmosférico

Fonte: Stenio, 2010 Adaptada Autor, 2022

Os tanques de armazenamento são classificados por diversos parâmetros conforme ABNT NBR 17505-1 (2013), sendo eles por tipo, formato, pressão interna e teto conforme destacado no Quadro 2.

Quadro 2: Classificação dos Tanques de Armazenamento

Classificação de Tanques			
Tipo	Formato	Pressão Interna	Tipo de teto
Tanque Elevado	Tanque vertical	Tanque atmosférico	Tanque de teto fixo (podendo selo flutuante interno)
Tanque de superfície	Tanque Horizontal	Tanque de baixa pressão	Tanque de teto flutuante externo
Tanque subterrâneo	-	-	Tanque de teto flutuante interno

Fonte: Norma ABNT NBR-17505: 2013, Adaptado Autor, 2022

Stenio (2010) traz exemplos de tanques de armazenagem com diferentes tipos de tetos, na Figura 4 tem-se os tanques com teto fixo tipo cônico autoportantes, são tanques cujos tetos não possuem estrutura de sustentação e apresentam telhado em forma de cone (ABNT NBR 7821, 1983).

Figura 4: Tanques de teto fixo tipo cônicos autoportantes



Fonte: Pereira (b), 2018

Nota: Imagem retirada da Revista Monitoramento e Controle de Processo. Gonçalves, Marcelo Giglio – Rio de Janeiro; Petrobras: SENAI/DN, 2003 – pág. 86

Os tanques com tetos suportado são apoiados numa estrutura em perfis metálicos soldados com intuito de dar-lhes estabilidade (Figura 5)

Figura 5: Tanque de teto fixo cônico suportados

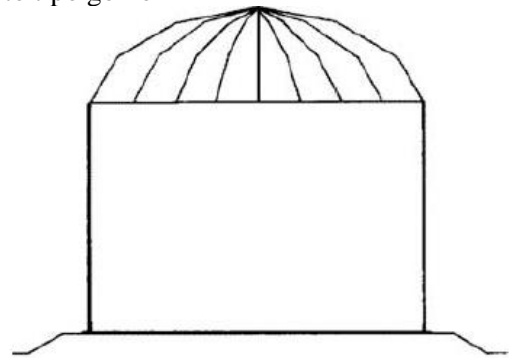


Fonte: Pereira (b), 2018

Nota: Imagem retirada da Apostila CM-Engenheiro de Tubulação – Eng. Palmerino Macedo S. Filho.

Já os tanques com teto em gomo (*Umbrella Roof*) são uma variação dos tipos de tetos cônicos, pois uma seção horizontal do teto tem a forma de um polígono regular com número de lados iguais ao número de chapas utilizadas na região do teto (Figura 6).

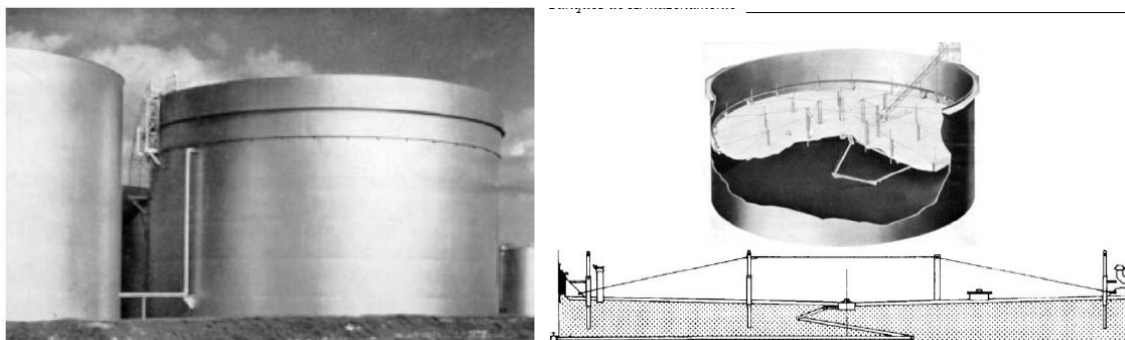
Figura 6: Tanques com teto tipo gomo



Fonte: Stenio, 2010

Existem os tanques cujo teto são móveis, que está condicionado diretamente a pressão de vapor do produto, que por sua vez não pode exceder a Pressão De Vapor Verdadeira (VPP) acima de 76,5kPa, pois fluidos com essa pressão de vapor podem causar uma pressão alta e danificar o teto (PETROBRAS N-270, 2014). O teto flutuante dos tanques pode ser externo ou interno, um exemplo de teto com flutuação externa está na Figura 7.

Figura 7: Tanque com teto flutuante externo



Fonte: Stenio, 2010

A seleção do tipo de tanque de armazenamento, em função do produto, deve ser feita através de um estudo adequado, levando em consideração: condições e requisitos ambientais, segurança operacional, custo do tanque, perdas operacionais e qualidade exigida no produto conforme Quadro 3 (PETROBRAS N-270, 2014).

Quadro 3: Recomendações dos tipos de tanques usuais

Produto armazenado	Tipo de tanque (selecionado conforme o projeto)
Produtos leves da faixa de gasolina e nafta leve. Petróleo cru.	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto flutuante externo; — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno; — tanque atmosférico para pequena pressão interna, segundo a API STD 650 "Annex" F; — tanque para baixa pressão de teto cônico, segundo a API STD 620.
Gasolina de Aviação (GAV).	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno; — tanque atmosférico para pequena pressão interna, segundo a API STD 650 "Annex" F; — tanque para baixa pressão de teto cônico, segundo a API STD 620.
Álcool etílico hidratado. Metanol.	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto flutuante externo; — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno.
Biodiesel.	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno; — tanque atmosférico para pequena pressão interna, segundo a API STD 650 "Annex" F.
Álcool etílico anidro.	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno.
Óleo diesel classes I e II.	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto flutuante externo; — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno.
Querosene de Aviação (QAV).	<ul style="list-style-type: none"> — tanque atmosférico de teto fixo; — tanque atmosférico de teto fixo com teto flutuante interno.

(continuação)

(continuação)

Produtos da faixa de querosene ou mais pesados, tais como: a) nafta pesada; b) querosene; c) óleo diesel classe III; d) resíduo de vácuo; e) diesel do FCC ("cycle-oil"); f) óleo combustível; g) resíduos ("slop"); h) óleo lubrificante; i) "flushing-oil"; j) asfalto e cimento asfáltico; k) lastro de navio.	— tanque atmosférico de teto fixo.
Água bruta.	— tanque sem teto.
<p>NOTA 1 A seleção de um tanque atmosférico de teto flutuante (interno ou externo) está condicionada à pressão de vapor do produto (evitar deformação do teto). Tanque de teto flutuante não deve ser utilizado para armazenamento de produtos com Pressão de Vapor Verdadeira (PVV) acima de 76,5 kPa (11,1 psi) na temperatura máxima de projeto (ver 7.1.2). Neste caso, deve-se utilizar tanque: de teto fixo conforme API STD 650 "Annex" F, de teto fixo conforme API STD 620 ou de teto fixo com sistema de recuperação de vapor.</p>	
Produto armazenado	Tipo de tanque (selecionado conforme o projeto)
<p>NOTA 2 A utilização de teto flutuante externo está condicionada à possibilidade de construção da escada de acesso ao teto (ver 19.1).</p> <p>NOTA 3 As classes I, II e III do óleo diesel são dadas pela ABNT NBR 17505-1.</p> <p>NOTA 4 Os tanques de GAV, QAV e biodiesel não devem utilizar internos de cobre e zinco ou ligas desses elementos.</p> <p>NOTA 5 Um sistema de recuperação de vapor pode ser usado em tanques atmosféricos de teto fixo, inclusive como alternativa a tanques atmosféricos de teto flutuante, em função de um estudo técnico, econômico e ambiental.</p> <p>NOTA 6 Para produtos que se degradam por oxidação ou umidade (exemplo: biodiesel, parafinas, entre outros) deve ser analisada a necessidade de um sistema de inertização.</p> <p>NOTA 7 Teto fixo geodésico e cobertura geodésica de teto flutuante são permitidos quando justificados economicamente.</p>	

Fonte: Norma Petrobras N-270, 2014.

Na determinação da altura e diâmetro do tanque, Brownell *et al* Young (1959) *apud* Stenio (2010) traz uma relação aproximada entre tais variáveis para direcionar o início do projeto, pois dada a grande quantidade de variáveis, se torna quase impraticável determinar com precisão essa relação. Para tanques com diâmetros pequenos, a relação é dada conforme Equação 1.

$$D = H$$

Equação 1

Para tanques com grandes diâmetros, considera-se diâmetros iguais ou maiores do que 25m (PETROBRAS N-270, 2014), a relação do diâmetro e altura do tanque segue conforme Equação 2.

$$D = 8/3 H \quad \text{Equação 2}$$

Aplicando a Equação 1 na equação do volume de um cilindro, pode-se determinar o diâmetro nominal de um tanque de armazenamento com formato cilíndrico em função do volume requerido de armazenagem.

$$D = \left(V * \frac{4}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Equação 3}$$

V = Volume do tanque [m³]

D = Diâmetro do tanque [m]

“[...] quanto ao uso e especificações das chapas metálicas usadas, as chapas finas de aço carbono utilizadas em tanque de armazenamento devem estar de acordo com a última edição da norma ASTM A-570 e normas ABNT NBR 6649 e 6650” (ABNT NBR 7821, 1983), enquanto as chapas grossas de aço carbono devem respeitar a seção 4.2 da API 650 e atender os limites das especificação *ASTM*, *CSA specification*, *ISO specification* e *EN specifications*, para normas nacionais, as mesmas devem ser sancionadas pelo governo do país que origina o padrão obedecendo as limitações mecânicas e limitações químicas conforme Tabela 1 da API STD 650 (2007).

Tabela 1: Limitações químicas aceitáveis na produção das chapas e determinação do grau do aço em normas nacionais

Table 4-2—Acceptable Grades of Plate Material Produced to National Standards (See 4.2.6)

Grade ^b	Mechanical Properties								Chemical Composition			
	Tensile Strength ^a				Minimum Yield Strength ^c	Maximum Thickness		Maximum Percent Carbon		Maximum Percent Phosphorus and Sulfur		
	Minimum ^c		Maximum					Heat	Product	Heat	Product	
MPa	ksi	MPa	ksi	MPa	ksi	mm	in.					
235 ^d	360	52	510	74	235	34	20	0.75	0.20	0.24	0.04	0.05
250	400	58	530	77	250	36	40	1.5	0.23	0.27	0.04	0.05
275	430	62	560	81	275	40	40	1.5	0.25	0.29	0.04	0.05

^aThe location and number of test specimens, elongation and bend tests, and acceptance criteria are to be in accordance with the appropriate national standard, ISO standard, or ASTM specification.

^bSemi-killed or fully killed quality; as rolled or TMCP (20 mm [0.75 in.] maximum when TMCP is used in place of normalized steel), or normalized.

^cYield strength ÷ tensile strength ≤ 0.75, based on the minimum specified yield and tensile strength unless actual test values are required by the Purchaser.

^dNonrimming only.

Fonte: API STD 650 – *Welded Steel Tanks for Oil Storage*, 2007

1.4.3 Hidráulica dos Dutos

A maioria das aplicações da Hidráulica na Engenharia diz respeito à utilização de tubos para transporte de fluidos, podendo funcionar com sua seção transversal totalmente cheia e pressão acima da atmosférica, conhecido como conduto forçado, ou ainda com seção transversal parcialmente cheia como canais, sob pressão igual à atmosférica, conhecido como conduto livre. Em um projeto de tubulação o principal objetivo é determinar a energia necessária para escoar o fluido, geralmente os dados conhecidos para o projeto são a carga (energia disponível) dado em metro (m) e a vazão, restando como incógnita o diâmetro da tubulação (NETTO *et al*, 1998)

Para observação das variáveis e fenômenos do escoamento do fluido dentro de um duto, é necessário que as condições do escoamento estejam *completamente ou plenamente desenvolvidas*, onde a camada limite é incapaz de se desenvolver, pois seu desenvolvimento é restringido pela estrutura da tubulação, ou seja, com o desenvolvimento do escoamento os efeitos viscosos dentro do duto se estendem ao longo de toda seção transversal e o perfil de velocidade não mais se altera, mantendo assim um regime permanente. Essa velocidade é definida de tal forma que, quando multiplicada pela seção transversal do tubo, obtém-se a vazão volumétrica (Equação 4), multiplicando ainda pela massa específica do fluido obtém-se a vazão mássica (Equação 5) (INCROPERA, 2008)

$$Q = v \cdot A \quad \text{Equação 4}$$

Onde,

Q = Vazão volumétrica [m³/h];
 A = Área da seção transversal do duto [m];
 v = velocidade média do fluido [m/s];

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad \text{Equação 5}$$

Onde,

\dot{m} = vazão mássica [kg/h];
 ρ = massa específica do fluido [kg/m³];

Em termos do diâmetro da tubulação, a Equação 4 pode ser rearranjada conforme Equação 6 abaixo,

$$Q = v \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Equação 6}$$

D = diâmetro interno do duto [m];

Outra grande variável dentro do escoamento de fluido em dutos é a determinação da perda de pressão ou perda de carga do escoamento, conforme Brunetti (2008), a carga na mecânica dos fluídos é a quantidade de energia por peso do fluído, sua unidade de medida conforme SI é metros, pois conforme Teorema de Stevin a pressão e altura tem uma relação constante, com isso,

“Com frequência, o engenheiro está interessado na queda de pressão necessária para manter um escoamento interno, pois esse parâmetro determina a exigência de potência na bomba ou no soprador. Para determinar a queda de pressão, é conveniente trabalhar com o *fator de atrito de Moody* (ou de Darcy), que é um parâmetro adimensional definido pela expressão a seguir:” (INCROPERA, 2008)

$$f \equiv \frac{\left(\frac{dp}{dx}\right) \cdot D}{\frac{\rho u_m^2}{2}} \quad \text{Equação 7}$$

O fator de perda de carga (f) está relacionado diretamente com o Número de Reynolds (Re) para um fluxo laminar no tubo com paredes lisas, nessas condições ele independe da rugosidade da superfície do tubo, (HOUGHTALEN, 2012). Para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido, a análise é muito mais complicada e o uso de formulações encontradas como resultados experimentais é usado na determinação do fator de perda de carga (INCROPERA 2008). Em 1938, C. F. Colebrook propôs uma equação semi empírica para o cálculo do fator de atrito em regimes de escoamento turbulento em um tubo com paredes rugosas (NETTO *et al*, 1998), já em 1976, Swamee-Jain propôs uma formulação, válida tanto para tubos lisos quanto rugosos e para escoamentos laminares e turbulentos, expressa pela Equação 8 (KELLNER, 2015)

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Re} \right)^8 + \left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad \text{Equação 8}$$

Ao final do século XIX, o engenheiro britânico Osborne Reynolds realizou um experimento cuidadosamente preparado com tubo, desvendando então a relação da inércia do fluido com as forças viscosas, ele percebeu que a transição do fluxo laminar, onde o fluido escoava como se fosse um conjunto de fios que não se misturam, para o fluxo turbulento, onde os fios do fluido se rompem e se misturam em movimentos aleatórios, na verdade depende não só da velocidade do fluido, mas também de sua viscosidade e do diâmetro do tubo conforme Equação 9 (HOUGHTALEN, 2012).

$$Re = \frac{D \cdot V}{\nu} \quad \text{Equação 9}$$

Onde,

D = Diâmetro Interno do tubo [m];

V = velocidade média do fluido [m/s];

ν = Viscosidade cinemática do fluido [m²/s];

A viscosidade cinemática por sua vez é expressa pela Equação 10,

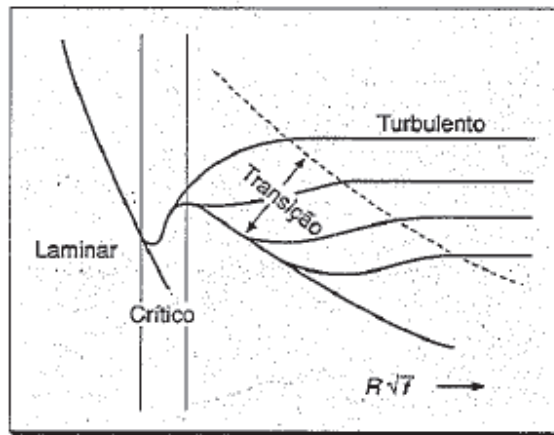
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Equação 10}$$

μ = viscosidade dinâmica do fluido, sua unidade no SI é Pa.s [kg.m⁻¹.s⁻¹]

ρ = Massa específica do fluido [kg/m³];

Portanto, o número de Reynolds classifica o regime do escoamento em laminar e turbulento, para estruturas como dutos, valores de Reynolds inferiores a aproximadamente 2.000 caracterizam o escoamento como laminar, enquanto valores acima de 4.000 caracterizam o escoamento como turbulento, valores de Reynolds entre 2.000 e 4.000 caracteriza um regime em transição (Figura 8) passando de laminar para turbulento conforme descrito por Netto (2008).

Figura 8: Zonas de escoamento determinadas pelo gráfico da função $\frac{1}{\sqrt{f}}$ vs $Re \cdot \sqrt{f}$



Fonte: Netto, 2008

Determinado o regime de escoamento do fluido e tão logo o fator de atrito, pode-se então calcular a perda de carga, em metros, do fluido. Várias são as equações capazes de calcular as perdas de cargas de um sistema, duas delas são mais utilizadas hoje em dia é a fórmula de Hazen-Williams, proposta em 1903 direcionada para encanamentos de redes de abastecimento de água com velocidade de fluido até 3 m/s, e a equação mais famosa e conhecida formulada por Darcy-Weisbach (Equação 11), aplicada a diversos fluido como petróleo, água, gás, óleos, etc. (NETTO,2008)

$$h_f = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2g} \quad \text{Equação 11}$$

f = fator de perda de carga;

v^2 = velocidade média do fluido [m/s];

D = Diâmetro interno da tubulação, considerando um duto forçado [m];

g = gravidade [m/s²];

L = Comprimento do duto [m];

Podendo ainda ser escrito em função da vazão (Q), conforme Equação 12

$$h_f = 0,0827 \cdot \frac{f \cdot L \cdot Q^2}{D^5} \quad \text{Equação 12}$$

Além da perda de carga durante o comprimento do duto, há ainda as perdas causadas em acessórios como curvas, válvulas, ramificações, dentre outras conexões, essa perda é conhecida como perda de carga singular ou localizada, um método usado para calcular essa perda de carga é substituir na Equação de Darcy-Weisbach o comprimento do tubo L por um comprimento equivalente (L_{eq}) que representa o comprimento de uma tubulação capaz de causar a mesma perda de carga daquele acessório, conforme Figura 9 (CREMASCO, 2012).

Figura 9: Equivalência dos acessórios em comprimento de tubulação para perda de carga

Diâmetro nominal		Joelho 90°	Joelho 45°	Curva 90°	Curva 45°	Tê 90° passag. direta	Tê 90° saída de lado	Tê 90° saída bilat.	Entrada normal	Entrada de borda	Saída de Canaliz.	Válvula de pé e crivo	Válv. de retenção		Registro de globo aberto	Registro de gaveta aberto	Registro de ângulo aberto
DN	(Ref.)																
	(-)																
15	(1/2)	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3	2,3	0,3	0,9	0,8	8,1	2,5	3,6	11,1	0,1	5,9
20	(3/4)	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4	2,4	0,4	1,0	0,9	9,5	2,7	4,1	11,4	0,2	6,1
25	(1)	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1	3,1	0,5	1,2	1,3	13,3	3,8	5,8	15,0	0,3	8,4
32	(1,1/4)	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6	4,5	0,6	1,8	1,4	15,5	4,9	7,4	22,0	0,4	10,5
40	(1,1/2)	3,2	1,3	1,2	0,6	2,2	7,3	7,3	1,0	2,3	3,2	18,3	6,8	9,1	35,8	0,7	17,0
50	(2)	3,4	1,5	1,3	0,7	2,3	7,6	7,6	1,5	2,8	3,3	23,7	7,1	10,8	37,9	0,8	18,5
60	(2,1/2)	3,7	1,7	1,4	0,8	2,4	7,8	7,8	1,6	3,3	3,5	25,0	8,2	12,5	38,0	0,9	19,0
75	(3)	3,9	1,8	1,5	0,9	2,5	8,0	8,0	2,0	3,7	3,7	26,8	9,3	14,2	40,0	0,9	20,0
100	(4)	4,3	1,9	1,6	1,0	2,6	8,3	8,3	2,2	4,0	3,9	28,6	10,4	16,0	42,3	1,0	22,1
125	(5)	4,9	2,4	1,9	1,1	3,3	10,0	10,0	2,5	5,0	4,9	37,4	12,5	19,2	50,9	1,1	26,2
150	(6)	5,4	2,6	2,1	1,2	3,8	11,1	11,1	2,8	5,6	5,5	43,4	13,9	21,4	56,7	1,2	28,9

Ø Nominal	Cotovelos				Curvas						Tês					Cruzetas		Tês de curva dupla		Luzas	Unões				
	redução	45°	com saída lateral	fêmea	macho-fêmea	macho	45° mil	retorno	45°	45°	45°	45°	45°												
mm	pol.																								
	1/4	0,23	0,22			0,16		0,10				0,04	0,34	0,42			0,05	0,34		0,01	0,01				
	3/8	0,35	0,33	0,16	0,61		0,24	0,25	0,15			0,06	0,51	0,62			0,08	0,50		0,01	0,01				
13	1/2	0,47	0,44	0,22	0,81	0,27	0,32	0,34	0,20	0,43	0,87	0,08	0,69	0,83	0,09	0,44	0,10	0,67	0,28	0,30	0,01	0,01			
19	3/4	0,70	0,67	0,32	1,22	0,41	0,48	0,50	0,30	0,65		0,12	1,03	1,25	0,13	0,66	0,15	1,01			0,01	0,01	0,01		
25	1	0,94	0,89	0,43	1,63	0,55	0,64	0,67	0,41	0,86		0,17	1,37	1,66	0,18	0,88	0,20	1,35			0,01	0,01			
32	1 1/4	1,17	1,11	0,54	2,03	0,68	0,79	0,84	0,51	1,08		0,21	1,71	2,08	0,22	1,10	0,25	1,68			0,01	0,01			
38	1 1/2	1,41	1,33	0,65	2,44	0,82	0,95	1,01	0,61	1,30		0,25	2,06	2,50	0,27	1,31	0,30	2,02			0,01	0,01			
50	2	1,88	1,78	0,86	3,25	1,04	1,27	1,35	0,81	1,73		0,33	2,74	3,33	0,36	1,75	0,41	2,69			0,01	0,01			
63	2 1/2	2,35		1,08		1,37	1,59	1,68	1,02			0,41	3,43	4,16	0,44	2,19					0,01	0,01			
75	3	2,82		1,30		1,64	1,91	2,02	1,22			0,50	4,11	4,99							0,01	0,01			
100	4	3,76		1,73		2,18	2,54	2,69				0,66	5,49	6,65							0,02	0,01			
125	5	4,70		2,16								0,83	6,86	8,32							0,02				
150	6	5,64		2,59				4,04				0,99	8,23	9,98							0,03				
Ø Nominal	Tê de redução	3/8 x 1/4	1/2 x 1/4	1/2 x 3/8	3/4 x 3/8	3/4 x 1/2	1 x 1/2	1 x 3/4	1 1/4 x 1/2	1 1/4 x 3/4	1 1/4 x 1	1 1/2 x 3/4	1 1/2 x 1	1 1/2 x 1 1/4	2 x 1	2 x 1 1/4	2 x 1 1/2	2 1/2 x 1 1/4	2 1/2 x 1 1/2	2 1/2 x 2	3 x 1 1/2	3 x 2	3 x 2 1/2	4 x 2	4 x 3
		0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	0,14	0,13	0,14	0,17	0,15	0,17	0,21	0,20	0,23	0,28	0,25	0,29	0,35	0,30	0,34	0,42	0,46	0,56

Fonte: Civil UFG- Escola de Engenharia, 2022

1.4.3.1 Potência de bomba

Aplicando a primeira lei da termodinâmica em um volume de controle, Cremasco (2012) a fim de descobrir o trabalho agregado (H_B) necessário a ser fornecido ao fluido por uma bomba, escreve a equação da lei de conservação de energia na forma da Equação 13.

$$\left(\text{trabalho agregado} \right) = \left(\text{energia final do fluido} \right) - \left(\text{energia inicial do fluido} \right) + \left(\text{energia de atrito} \right) \tag{Equação 13}$$

A energia final e inicial do fluido é descrita através da Equação de Bernoulli, “a equação estipula que a soma das energias por unidade de massa devido à pressão, à energia cinética e ao

potencial gravitacional, mantém-se constante ao longo da linha de corrente. Portanto, para dois pontos quaisquer ao longo da linha de corrente de um fluido incompressível.” (STUCKENBRUCK, 2012). Aplicando o conceito da equação de Bernoulli à equação de conservação de energia proposta por Cremasco (2012), a equação para determinação de H_B segue de acordo com a Equação 14.

$$H_B = \left(z_f + \frac{p_f}{\rho g} + \frac{v_f^2}{2g} \right) - \left(z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} \right) + h_f \quad \text{Equação 14}$$

Onde,

Z = cota em metros [m];

p = Pressão [Pa]

v = velocidade [m/s]

ρ = massa específica do fluido [kg/m^3]

h_f = perda de carga no trecho em análise, ponto 1 ao ponto 2 [m];

A potência útil necessária para escoamento do fluido, baseado na carga necessário encontrada, pode ser determinada conforme Equação 15 descrita por Cremasco (2012)

$$W = H_b \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad \text{Equação 15}$$

Considerando os efeitos de perda de energia entre o motor elétrico e a bomba em um conjunto motobomba, a potência do motor assume a Equação 16

$$N_{\text{motor elétrico}} = \frac{W}{\eta} \quad \text{Equação 16}$$

Onde,

η = Rendimento da bomba;

A carga mínima ou energia na tubulação de sucção não deve ser igual à pressão de vapor (P_{VAPOR}) do fluido pois nesse caso os mesmos entrariam em mudança de estado física, essa transição de estado da matéria libera grande quantidade de energia que danifica o material da bomba, esse fenômeno é conhecido como cavitação, para isso mede-se o saldo positivo de carga de sucção disponível no sistema analisado através da Equação 17 (CRESMASCO, 2012)

$$NPSH_{Disponível} = H_s + \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\gamma}$$

Equação 17

Onde,

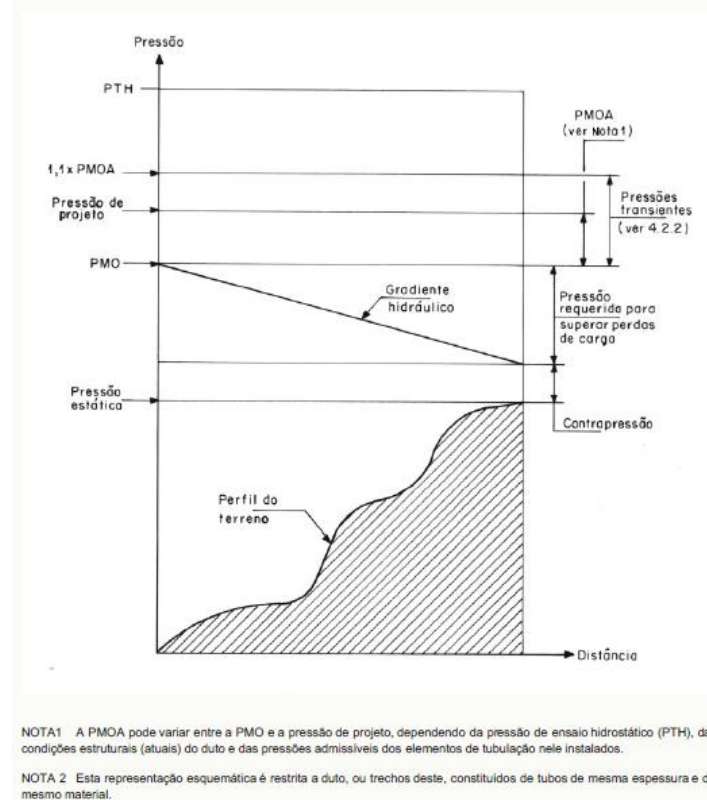
P_{atm} = Pressão atmosférica [Pa];

γ = Peso específica do fluido [N/m³];

H_s = Altura manométrica de sucção [m];

A norma ABNT NBR 15280-1 - Dutos Terrestres (2009) define as pressões necessárias a serem delimitadas para uma operação de escoamento em dutos terrestres, basicamente a operação em um sistema de duto deve obedecer aos limites das seguintes pressões (Figura 10)

Figura 10: Representação Esquemática de Pressões em Dutos



Fonte: ABNT NBR 15280-1, 2009

Essas pressões logicamente devem ser dimensionadas dentro do limite das pressões máximas admissíveis dos componentes flangeados de tubulação, como válvulas, flanges, conexões e filtros, limitadas por sua vez em função da classe de pressão de construção do componente. Para cada classe de pressão, há um limite de temperatura e pressão que o componente pode ser submetido como mostrado na

Figura 11 (ABTN NBR 15280-1, 2009)

Figura 11: Pressão máxima admissível (bar) segundo ASME B 16.5

Classe \ Temperatura °C	150	300	600	900
-30 a 40	19,6	50,8	101,7	152,5
80	18,3	47,6	95,2	142,8
120	16,9	45,9	91,9	137,8

NOTA 1 Para temperaturas superiores a 40 °C, as pressões máximas admissíveis não encontradas nesta Tabela podem ser obtidas por interpolação linear.

NOTA 2 Esta Tabela considera flanges em aço-carbono. Para flanges de outros materiais ou outras classes de pressão, consultar o ASME B 16.5.

NOTA 3 A faixa padronizada pelo ASME B 16.5 para diâmetros nominais (DN) é 1/2 a 24 pol, exceto o DN 22 pol.

Fonte: ABNT NBR 15280-1, 2009

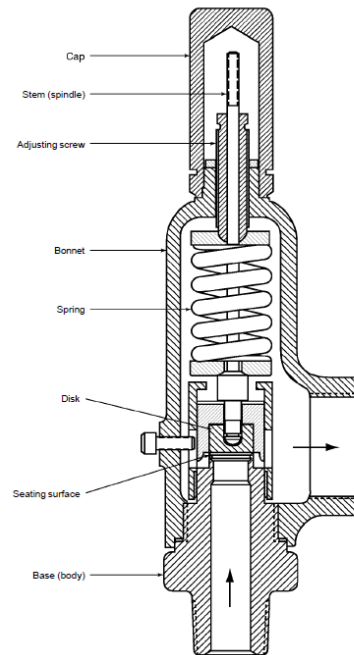
1.4.4 Equipamentos De Segurança: Pressure Security Valve (PSV)

Todos os vasos de pressão devem ser providos com dispositivos protetores capazes de aliviar sobrepressões que fogem da pressão normal de operação, como principal dispositivo são usadas as válvulas de alívio e segurança ou PSV's (*Pressure Security Valve*), esse dispositivo é considerado o último instrumento final de controle capaz de proteger o sistema diante de sobrepressões ocorrentes ao sistema, evitando acidentes e eventos perigosos. Há três terminologias para três diferentes tipos de funcionamento de uma válvula desse tipo, que por sua vez devem ser independentes (ASME SECTION VIII, 1983)

- a) Válvula de segurança: É uma válvula de alívio de pressão atuada pela pressão estática de entrada, e caracterizada por uma ação de disparo ou por uma abertura rápida (efeito *pop*);
- b) Válvula de alívio: É uma válvula de alívio de pressão atuada pela pressão estática de entrada, e caracterizada por uma abertura proporcional ao aumento de pressão em relação à pressão de abertura;
- c) Válvula de alívio e segurança: A depender do tipo de aplicação, essa válvula pode operar com uma abertura rápida ou proporcional a pressão de abertura;

A norma internacional API STD 520 – Parte I (2000) ainda divide as válvulas de alívio nos seguintes modelos: O modelo convencional, segunda a norma, tem seu funcionamento por meio da força de uma mola, suas características de abertura são afetadas diretamente pela contrapressão exercida em sentido contrário ao alívio do fluido pressurizado conforme Figura 12.

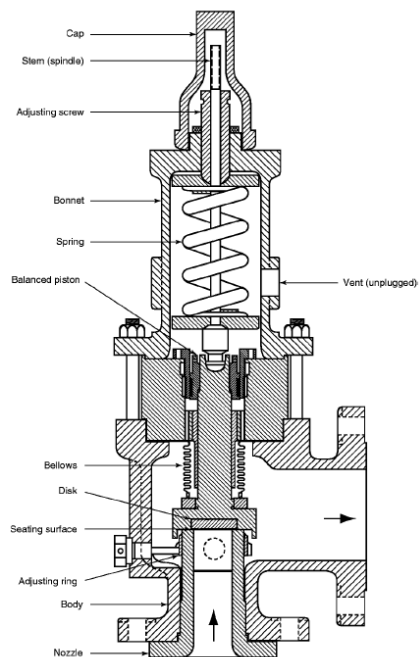
Figura 12: Válvula de alívio Convencional com conexão rosqueada para transporte de líquidos



Fonte: API STD 520 Part I, 2000

O modelo balanceada tem seu funcionamento por meio de uma força atuante em uma mola, incorporado ao seu sistema há um “fole” ou outro dispositivo que minimiza os efeitos de contra pressões durante a sua abertura por meio da segregação do fluído na câmara onde a mola está instalada conforme Figura 13 (API STD 520 Part I, 2000).

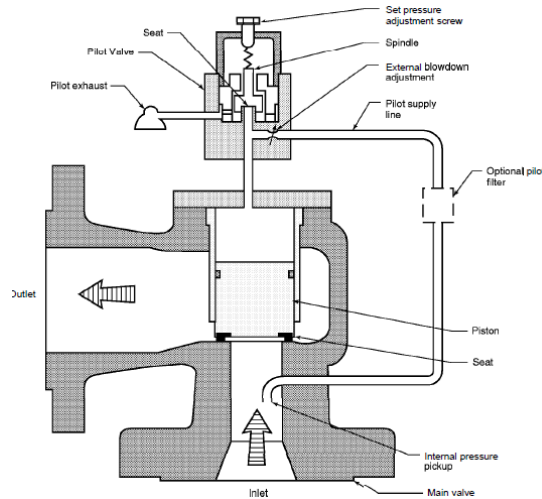
Figura 13: Válvula de alívio balanceado com pistão auxiliar balanceado



Fonte: API STD 520 Part I, 2000

O modelo piloto operada é acionado por meio de um dispositivo auxiliar auto operado que aciona por diferencial de pressão o dispositivo vedante da válvula como mostrado na Figura 14, podendo ser pistão ou diafragma (API STD 520 Part I, 2000).

Figura 14: Válvula de ação "pop" piloto operada tipo fluxo



Fonte: API STD 520 Part I, 2000

A *American Petroleum Institute – API* traz um conjunto de normas referentes aos dispositivos de alívio de pressão, bem como o estudo sobre cada caso de sobre pressão, os efeitos causadores, os dispositivos em si, a instalação dos mesmos e o dimensionamento para cada aplicação e fluido utilizado. Esse conjunto de normas somado as normas relacionadas a esse dispositivo auxiliam no dimensionamento do projeto, algumas seguem conforme Quadro 4.

Quadro 4: Referências normativas relacionado as PSV's

REFERÊNCIAS NORMATIVAS RELACIONADAS COM PSV'S
API RP 520 - Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries, Part I-Sizing and Selection.
API RP 520 - Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries, Part II-Installation.
API STANDARD 521 – Pressure-relieving and Depressuring Systems.
DIN 2096 - Helical Compression Springs made of round wire and rod – Quality requirements for hot formed compression springs, Part I.

REFERÊNCIAS NORMATIVAS RELACIONADAS COM PSV'S
DIN 2095 - Helical Springs made of round wire– Quality requirements for cold coiled compression springs.
API STANDARD 526 – Flanged Steel Pressure Relief Valves.
API STANDARD 527 – Seat Tightness of Pressure Relief Valves

1.4.4.1 Dimensionamento de uma PSV para alívio térmico

Nos casos de expansões térmicas a razão de alívio requerida não é fácil de ser determinada uma vez que essa taxa é muito pequena, geralmente usa-se para esse cenário um dispositivo com diâmetro nominal DN 20 x DN 25 (NPS ¾ “ x NPS 1”), havendo motivos para acreditar que essa configuração não será suficiente na despressurização do sistema, por exemplo em casos especiais onde tem-se uma tubulação de grande diâmetro e comprimento exposta a radiação solar, a vazão de alívio requerida (Q) pode ser aproximado pela Equação 18 (API STD 521, 2014).

$$Q = \frac{\alpha_v \cdot \phi}{1000 \cdot d \cdot c} \quad \text{Equação 18}$$

Onde,

α_v = coeficiente de expansão térmica volumétrica do fluido [1.°C-1]

ϕ = Taxa de transferência de calor [Watts];

d = densidade relativa (em relação a água);

c = capacidade de calor específico do fluido [J.kg-1.K-1]

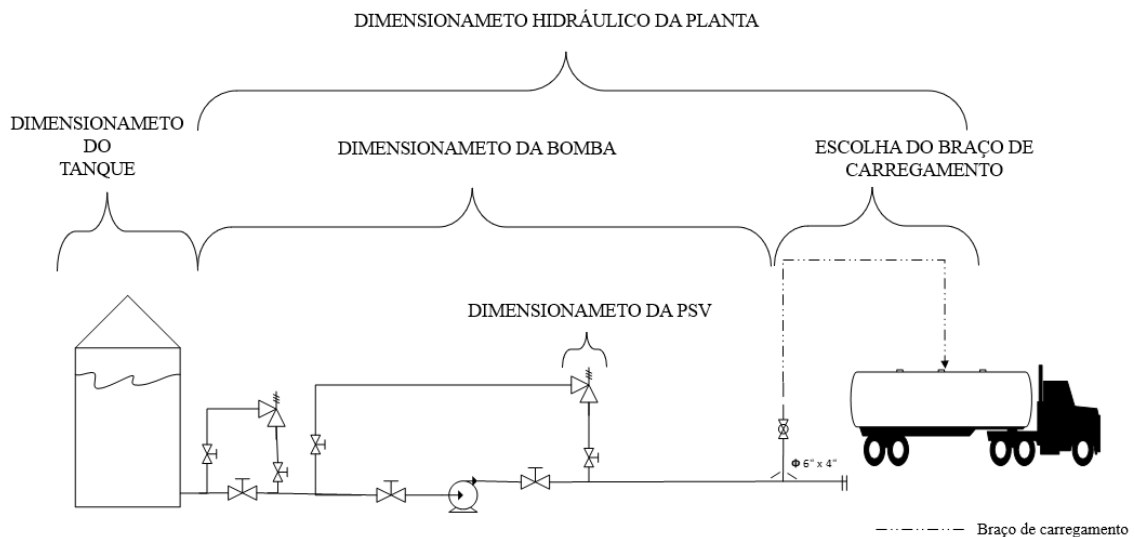
“Essas válvulas podem ser dimensionadas para 10% ou 25% de sobrepressão, devem obrigatoriamente ser dimensionadas para 10% quando protegendo vasos de pressão construídos conforme ASME, Seção VIII. Esse tipo de válvula, em algumas versões, possui internos especialmente projetados para o alívio de fluidos não compressíveis ou fluidos bifásicos. São dimensionadas para 25% de sobrepressão somente em aplicações de alívio térmico ou em recalques de bombas. Uma válvula de segurança e/ou alívio de projeto convencional só pode ser especificada para líquidos quando não há exigência quanto à certificação de sua capacidade de vazão e à sobrepressão máxima permitida.” (MATHIAS, 2014)

CAPÍTULO 2: PROPOSTA DE TRABALHO

Visto a necessidade de escoar derivados de petróleo em uma logística dinâmica, que necessita de agilidade e principalmente segurança em sua operação, em que todos os cenários adversos e críticos sejam incapazes de interferir na proteção das pessoas, do meio ambiente e consequentemente dos ativos investidos, foi projetado um sistema de transferência de hidrocarbonetos, usando como fluido o Diesel S500, a fim de deslocar o produto condicionado em um tanque de armazenagem até um caminhão tanque. A partir da necessidade de abastecimento, representado pela venda média do produto no tanque, pode-se dimensionar então os principais equipamentos que compõem esse sistema.

Um fluxograma P&ID de processos com instrumentos básicos e equipamentos usados nas tubulações de transferências foi desenhado e está presente no Apêndice A, sua construção se deu a partir do software AUTOCAD versão 2022, obedecendo a nomenclatura de instrumentos conforme norma ISA 5.1 e ISA 5.5 da ISA - *International Society of Automation*. Pode-se enxergar o sistema e determinar progressivamente as dimensões dos principais equipamentos, a partir do esquema de equipamentos que compõem o sistema de transferência projetado (Figura 15).

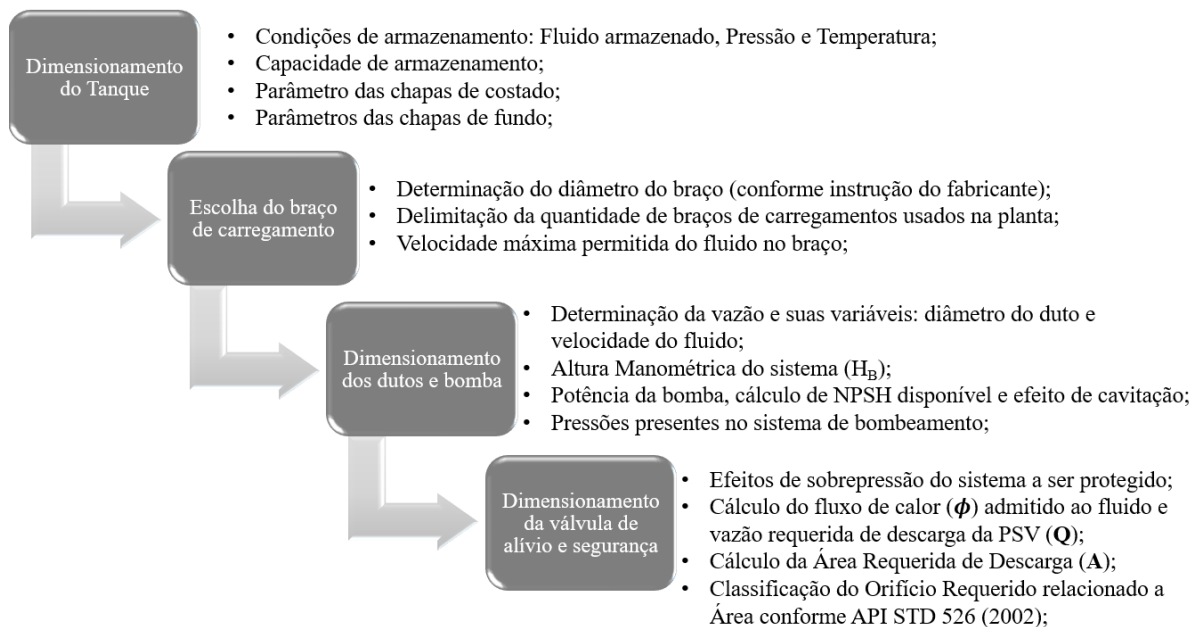
Figura 15: Esquema dos equipamentos projetados para a planta de distribuição de combustíveis



2.1 METODOLOGIA

As variáveis do processo foram inicialmente definidas diante das condições de armazenamento, por isso se dimensionou o tanque por primeiro. O dimensionamento de cada equipamento depende de uma sinergia entre eles para que todos operem sob os mesmos níveis de segurança e suportem as mesmas condições operacionais adversas, com isso progressivamente foi dimensionado os equipamentos conforme estabelecidos no fluxograma da Figura 16.

Figura 16: Sequência de dimensionamentos realizados para projeto da planta de distribuição de derivados de petróleo

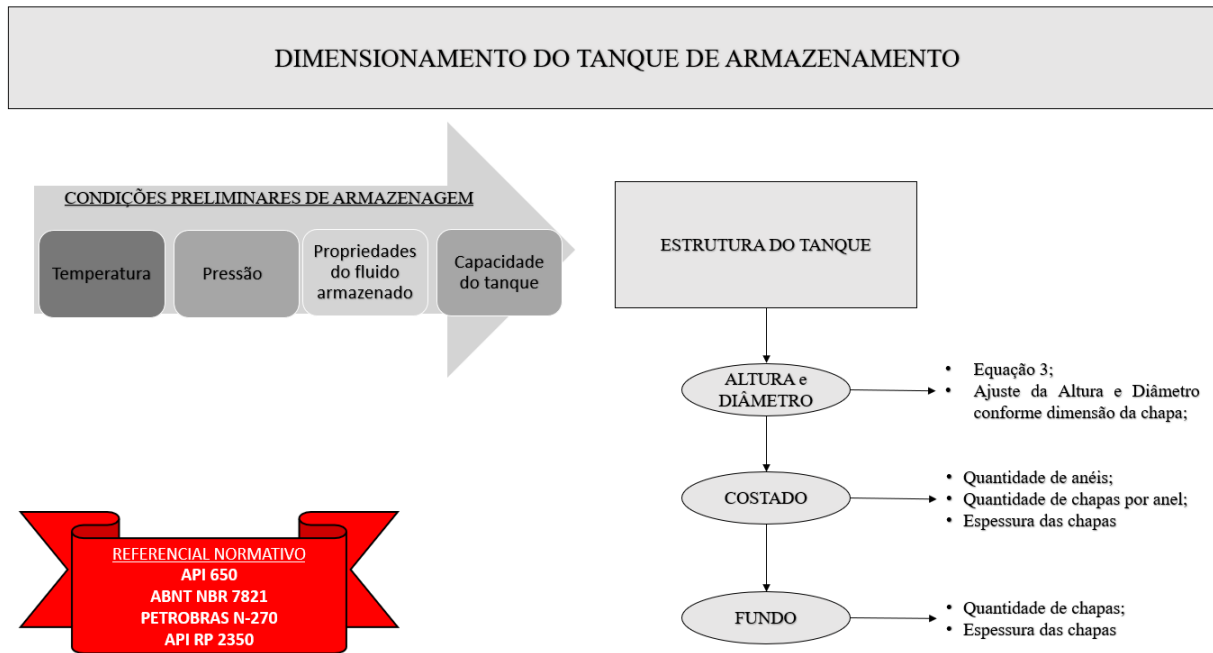


Além do dimensionamento dos equipamentos, buscou-se também mostrar dispositivos de segurança usados no processo e sua relação com o dimensionamento do projeto, como válvulas limitadoras de vazão, conjunto medidores e as PSV's.

2.2 TANQUE DE ARMAZENAMENTO

O dimensionamento do tanque de armazenamento bem como a escolha do tipo de tanque se deu baseada na Norma Petrobras N-270 (2014) e Norma ABNT NBR 7821 (1978), com observações trazidas pela API STD 650 (2007). As etapas para os dimensionamentos foram adaptadas conforme trabalho de Amaral (2021), de Nunes (2013) e de Sato (2015) e seguem conforme a Figura 17.

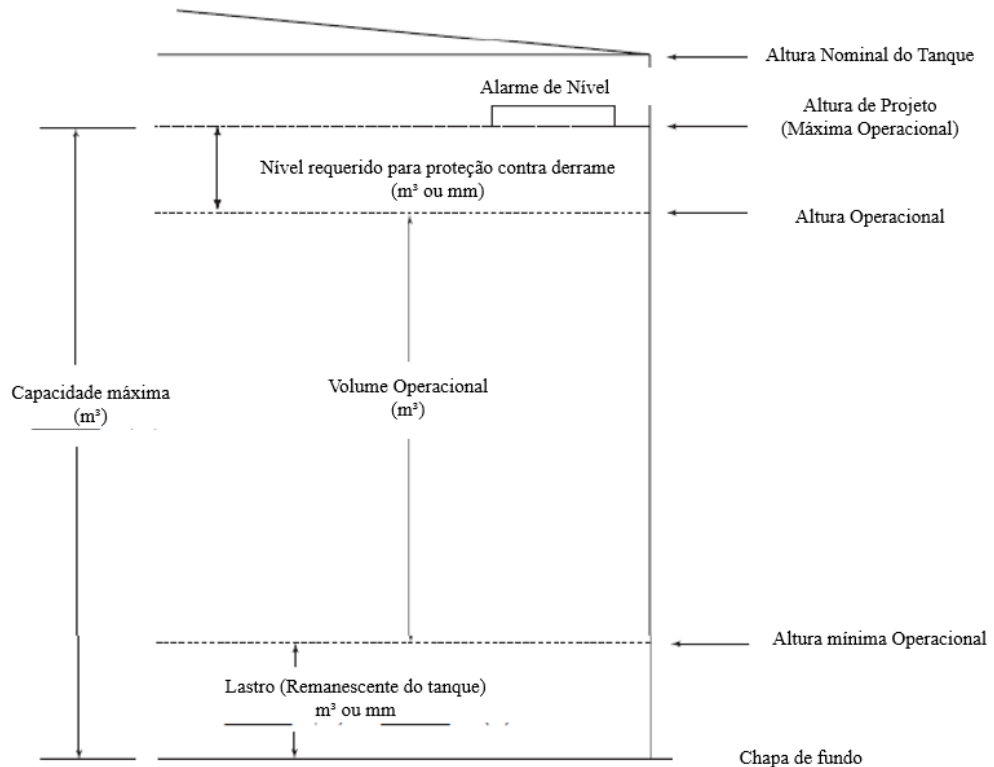
Figura 17: Processo para o dimensionamento do tanque de armazenagem



Antes de determinar as dimensões específicas para cada componente do tanque, foi necessário definir as condições preliminares de armazenagem de projeto, “[...]os dados primários são a parte mais importante do projeto” (NUNES, 2013), com isso pode-se calcular usando a Equação 3 a altura e diâmetro do tanque.

Na determinação da capacidade de tancagem foi considerado além do volume operacional, espaços de segurança usados conforme Norma API STD 650 (2007), detalhados melhor na Norma API RP 2350 – *Overfill Protection for Storage Tanks in Petroleum Facilities* (2005). Sendo assim, obteve-se um volume maior na capacidade do tanque para atender ao volume operacional e ao espaço de segurança (Figura 18).

Figura 18: Volumes e níveis de segurança de um tanque de armazenamento

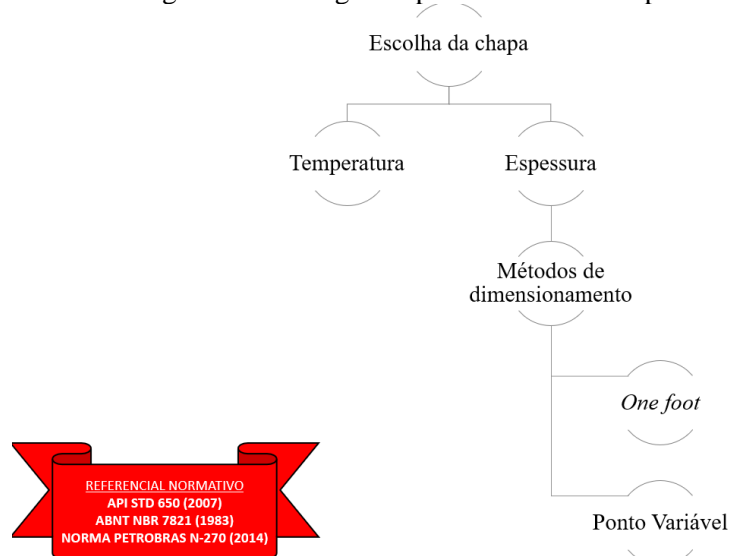


Fonte: API STD 650, 11ªed, 2007. Adaptado Autor, 2022

2.2.1 Dimensionamento de costado

Definido as condições de altura e diâmetro do tanque, pode-se dimensionar a quantidade e especificação das chapas usadas no projeto do costado, para isso a sequência mostrada no fluxograma da Figura 19 foi seguido.

Figura 19: Fluxograma para escolha da chapa de costado



A API STD 650 (11ªed, cap 5.6.3 de 2007) traz dois métodos para determinação da espessura dos anéis de costado no corpo da norma, usados também na norma ABNT NBR 7821 (1983), a aplicação dos métodos é escolhida par os casos conforme Quadro 5.

Quadro 5: Métodos para cálculo de espessura das chapas de costado

Método	Características	Utilidade
<i>one - foot</i>	Considera a espessura calculada em ponto à 1ft (0,3m) do perímetro inferior da chapa até seu centro	É um método mais conservativo, não pode ser utilizado em tanques com diâmetros maiores do que 60m.
Ponto variável	Utiliza de interações para definir a espessura ideal em um ponto variável da chapa usada	Proporciona uma redução de material, é usado somente quando o comprador não dá preferência ao método <i>1-ft</i> e quando seguinte for verdadeiro: $\frac{L}{H} \leq \frac{1000}{6}$
$L = 500 D \cdot t^{0,5}$ [mm] D é o diâmetro do tanque [m]; t é a espessura do fundo do tanque sem qualquer subsídio de corrosão [mm]. H = Altura máxima do líquido [m].		

Fonte: API STD 650, 11ªth (2007). Adaptado Autor,2022

A quantidade de chapas (c) a serem usadas no costado, foi calculado utilizando a relação entre a área requerida do costado, em m², e a área unitária da chapa usada também em m², formando a Equação 19.

$$c = \frac{A_{requerida}}{A_{unitária}} \quad \text{Equação 19}$$

Para a determinação da quantidade de chapas por anel, usou a relação entre perímetro requerido do tanque e perímetro unitário das chapas conforme Equação 20.

$$c_{anel} = \frac{P_{requerido}}{P_{unitário}} \quad \text{Equação 20}$$

c_{anel} : Número de chapas por anel;

$P_{requerido}$: Perímetro requerido do tanque [m];

$P_{unitário}$: Perímetro unitário as chapas, igual ao comprimento da mesma [m];

Foi priorizado o uso completo das chapas nas partes acima com o intuito de evitar cortes e soldas desnecessários e o máximo aproveitamento da peça (chapa), então após obter uma prévia da quantidade das chapas, alterou-se esse valor obtendo uma capacidade de tancagem corrigida para essa realidade.

2.2.2 Dimensionamento de chapa de fundo

O projeto de fundo do tanque foi baseado nas mesmas normas presentes na Figura 19 e melhor detalhadas no Quadro 6.

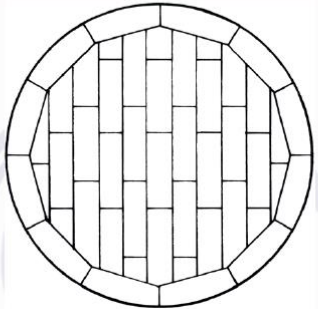
Quadro 6: Normas para dimensionamento de tanques de armazenagem para petróleo e seus derivados

NORMAS	HIERARQUIA
API STANDARD 650 – <i>Welded Steel Tanks for Oil Storage</i> , 11 th ed.	Internacional
ABNT NBR 7821 - Tanques soldados para armazenamento de petróleo e derivados	Nacional
PETROBRAS N 270 – Projeto de Tanque de Armazenamento Atmosférico	Interna a PETROBRAS S.A, referenciada em Normas Nacionais e Internacionais

A mínima largura das chapas de fundo deve ser de 1.800 mm e espessura de 6,0 mm, excluído qualquer sobre espessura de corrosão (API 650, CAP. 5,4,1, 10TH ed. 2007). A ABNT NBR-7821 (1983) demonstra as espessuras mínimas usadas para cada diâmetro do tanque conforme Figura 20, usadas também na Norma Petrobras N-270 (2014) e aplicado nesse trabalho.

Figura 20: Espessura das chapas de fundo e configuração de montagem

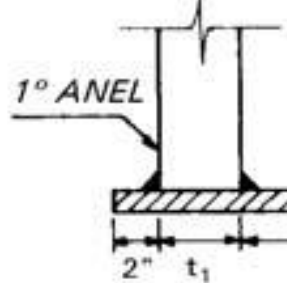
Diâmetro nominal do tanque D (m)	Espessura das chapas anulares (mm)
$D \leq 25$	6,3
$25 < D \leq 35$	8,0
$35 < D \leq 55$	9,0
$55 < D$	11,2



Fonte: ABNT NBR 7821, 1983

Importante considerar o diâmetro do fundo do tanque diferente do diâmetro interno do tanque, visto o transpasse de 2" (50mm) que deverá ocorrer do 1º anel do costado até a borda periférica de cada lado do tanque conforme Figura 21.

Figura 21: Transpasse da chapa de fundo em relação ao 1º anel



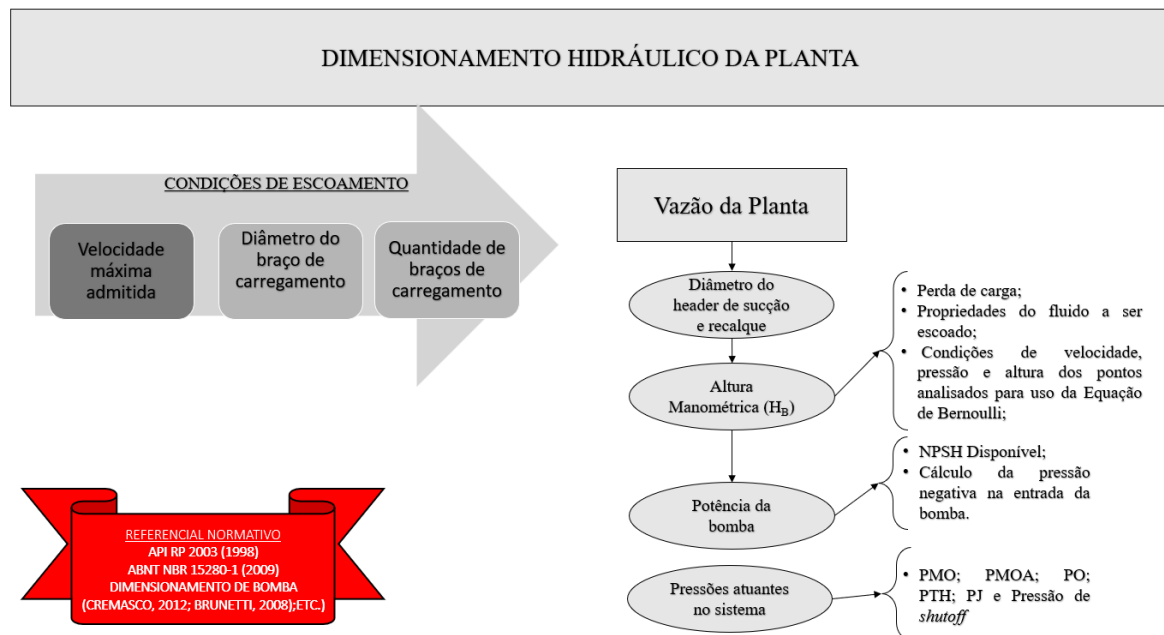
Fonte: Stenio, 2010, Adaptado Autor, 2022

Para cálculo da quantidade de chapas no fundo, usou-se o mesmo raciocínio de área requerida do capítulo anterior, sendo aplicado a Equação 19.

2.3 DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DA PLANTA

O dimensionamento hidráulico da planta é composto pelo projeto dos dutos, bombas, braço de carregamento e determinação das condições de operação como as pressões e vazões do sistema e se deu seguindo o fluxo da Figura 22.

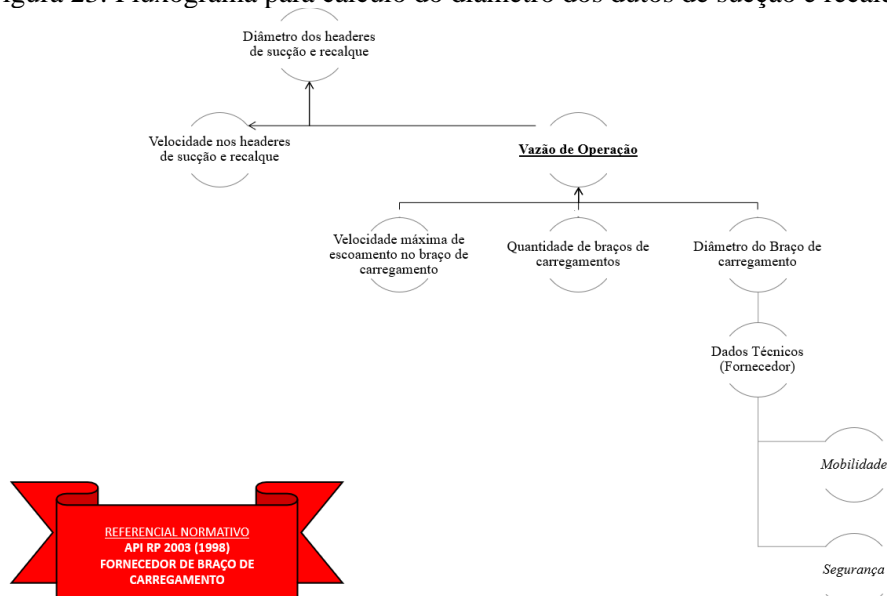
Figura 22: Processo para dimensionamento hidráulico da planta



2.3.1 Diâmetro do duto

A principal variável que determinará todas demais e “[...] está diretamente relacionada à produtividade da base de distribuição” (PEREIRA (a), 2021) é a vazão de transferência, dimensionada a partir das variáveis de diâmetro e quantidade dos braços de carregamento e velocidade do fluido nestes, conforme Equação 4. Conhecido então a vazão de operação da planta e as velocidades limites de escoamento, pode-se calcular os diâmetros das tubulações de sucção e recalque da bomba conforme fluxo estabelecido na Figura 23.

Figura 23: Fluxograma para cálculo do diâmetro dos dutos de sucção e recalque



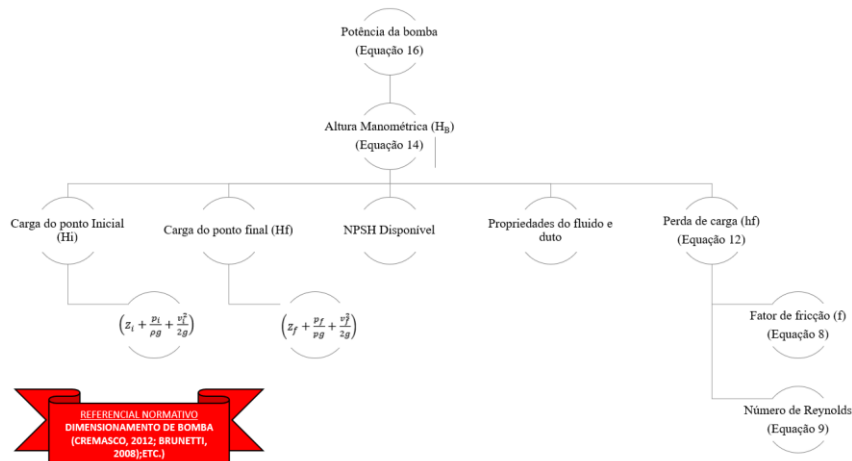
Para velocidade limite de escoamento, usou-se como guia a norma *API RP 2003 - Protection Against Ignitions Arising Out of Static, Lightning, and Stray Currents (6ª edição, 1998)* que traz consigo os principais cuidados relacionado ao acúmulo de eletricidade estática no transporte de hidrocarbonetos durante o escoamento do fluido nos dutos e equipamentos para delimitar a velocidade.

No cálculo do diâmetro dos dutos, iniciou-se o dimensionamento pelos braços de carregamentos e sua capacidade máxima de vazão conforme fornecedor do equipamento. Para definir o diâmetro adequado do braço, teve-se que analisar as condições de segurança e ergonomia (mobilidade), além da perda de carga gerada no equipamento. A soma das vazões dos braços de carregamentos é igual a vazão requerida na tubulação de recalque da bomba, Ferreira (2016) denomina esse trecho como header de descarga, bem como a tubulação que sai do tanque até a bomba como header de sucção.

2.3.2 Dimensionamento da bomba

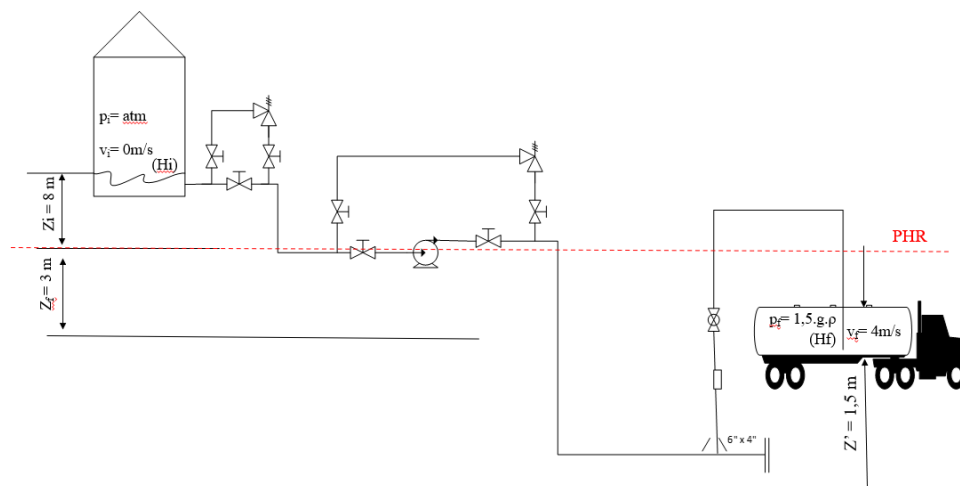
Na determinação da potência da bomba, foi necessário calcular todas variáveis preliminares do processo conforme fluxo da Figura 24.

Figura 24: Fluxograma para cálculo da potência da bomba



Foi usada a equação de balanço de energia representada pela Equação 14 para dimensionar a Altura Manométrica do Sistema (H_B), o ponto inicial foi considerado como sendo na superfície do fluido dentro do tanque e o ponto final como sendo o ponto da saída do fluido no braço de carregamento dentro do compartimento do caminhão tanque, considerou-se um compartimento com altura de produto em 1,5m conforme Figura 25.

Figura 25: Esquema com as variáveis para Equação de Bernoulli do projeto para base de distribuição



Para avaliação da possibilidade de cavitação, foi calculado o NPSH disponível do sistema conforme Equação 17. Brunetti (2008), demonstra uma equação para cálculo da pressão

de sucção da bomba a fim de determinar a ocorrência ou não de cavitação (Equação 21) em seu exemplo (Figura 26), o mesmo raciocínio foi usado.

$$H_0 + H_M = H_e + hf_{0,s} \quad \text{Equação 21}$$

Onde,

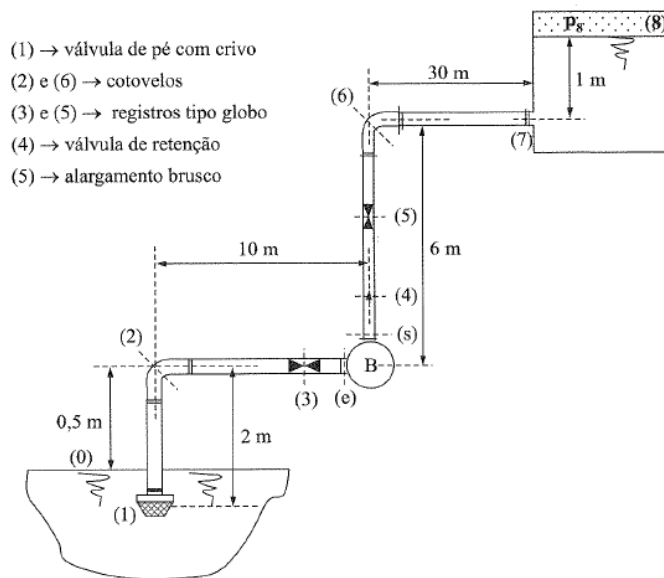
H_0 = Energia ou carga total no ponto inicial [m];

H_m = Energia da bomba [m]

H_e = Energia no ponto de entrada da bomba [m];

$Hf_{0,s}$ = perda de carga do ponto 0 até o ponto s;

Figura 26: Esquema usado por Brunetti (2008) para cálculo da pressão na entrada da bomba



Fonte: Brunetti, 2008

Nota: Capítulo 7 Exemplo da página 191

O mesmo raciocínio da Figura 29 acima foi usado para calcular a pressão de recalque da bomba, substituindo o ponto H_e pelo ponto H_s , isolando a pressão de saída (P_s) a Equação 21 se torna a Equação 22.

$$p_s = \left[(H_i + H_B - hf_{i,s}) - \frac{v_s^2}{2g} - Z_s \right] \cdot \gamma \quad \text{Equação 22}$$

2.3.3 Pressões da planta

Foi usado os conceitos da ABNT NBR 15280 Parte 1 (2009) na esquematização das pressões conforme Figura 102, podendo determinar: A Pressão Máxima Operacional (PMO); Pressão Máxima Operacional Admissível (PMOA); Pressão de teste hidrostático (PTH); Pressão Máxima Admissível e Pressão de Projeto (PJ). A Pressão Máxima de Operacional deve

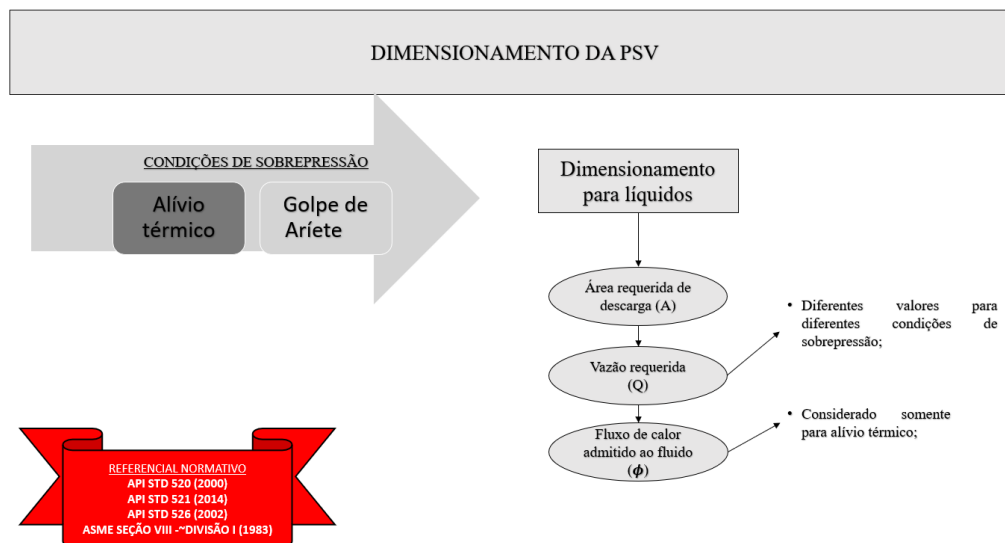
ser baseada conforme a capacidade máxima de trechos mais frágeis como exemplo os mangotes, então os limites dessas pressões foram baseados na capacidade desse equipamento (NETTO, 2008; ABNT NBR 15280-1, 2009)

Calculou-se ainda as pressões em alguns trechos do sistema de transferência usando a Equação 25, como a Pressão Operacional (PO), a Pressão de Entrada da bomba (Pe) a Pressão de *shut-off* da bomba para análise do dimensionamento da PSV.

2.4 DIMENSIONAMENTO DA PSV (*PRESSURE SECURITY VALVE*)

A partir dos resultados das pressões encontradas na entrada e saída da bomba, pode-se determinar o cenário de trabalho do dispositivo de segurança e alívio instalado no trecho de recalque-sucção da bomba, conforme explícito no diagrama de tubulação, processos e instrumentos da base de distribuição (Apêndice A), com isso, foi possível dimensionar o equipamento seguindo o fluxo da Figura 27.

Figura 27: Processo para dimensionamento da PSV



Para escolha da válvula de segurança e alívio é necessário determinar a Área Efetiva de Descarga do dispositivo usando a Equação 23, seu dimensionamento é baseado na Norma API STD 520 Seção 3.9 (2000), direcionada exclusivamente para líquidos.

$$A = \frac{11,78 \cdot Q}{K_d K_w K_c K_v} \cdot \sqrt{\frac{G}{1,25 p_1 - p_2}} \quad \text{Equação 23}$$

Os valores das variáveis da Equação 23 seguem conforme Quadro 7.

Quadro 7: Variáveis para dimensionamento de uma PSV usando líquidos conforme 7ª edição API520

Variável	Descrição	Unidades	Observações
Q	Vazão de líquido requerido	L/min	
A	Área Requerida do orifício da PSV	mm ²	
p1	Pressão de abertura (Sobrepresão + pressão de alívio)	kPa absoluto	
K _c	Coefficiente de correção para instalações om disco de ruptura	Adimensional	K _c =1 quando o fluido não é corrosivo ou K _c =0,9 quando não for informado pelo fabricante
K _d	Coefficiente de descarga	Adimensional	Quando não informado pelo fabricante usar K _d =0,65
K _w	Fator e correção de contrapressão variável, aplicável para válvulas balanceadas	Adimensional	K _w =1 para contrapressão atmosférica. Válvulas convencionais não requerem correção. Para válvulas balanceadas, ver Apêndice D
K _v	Fator de correção	Adimensional	$K_v = \left(0,9935 + \frac{2,878}{R^2} + \frac{342,75}{R^3} \right)^{-1}$
R	Número de Reynolds	Adimensional	$R = \frac{Q(18800.G)}{\mu\sqrt{A}}$ $\mu = \text{viscosidade dinâmica (cP)}$
P2	Contrapressão	kPa absoluto	
G	Densidade do fluido na temperatura de descarga, em relação a água a 1atm e 70°F	Adimensional	
Considera-se inicialmente K _v =1 para obtenção de A, após encontrado o valor, deve-se realizar interações até que o valor de A se repita.			

Fonte: API RP 520 7ª edição seção 3.8.1.1 Adaptado por Goulart, 2012.

O valor de K_v é corrigido a partir da Equação 24 de Reynolds, desenvolvida e deduzida a partir da equação clássica de Reynolds conforme exposto no Apêndice D, trazida pela API STD 520-part I (2000) *apud* Goulart (2012) em função da área de descarga requerida (A) do orifício padrão que se deseja aplicar, de acordo com as classificações de orifícios da API STD 526 (2002), essa equação usa as mesmas variáveis do Quadro 7.

$$R = \frac{Q(18800.G)}{\mu\sqrt{A}} \quad \text{Equação 24}$$

Após encontrado Reynolds, esse valor deve ser inserido na Equação 25 para correção do valor de K_v. Esse passo deve ser repetido até que o valor da área de descarga efetiva (A) permaneça constante.

$$K_v = \left(0,9935 + \frac{2,878}{R^{\frac{1}{2}}} + \frac{342,75}{R^{\frac{3}{2}}} \right)^{-1} \quad \text{Equação 25}$$

Determinado a área requerida do orifício pode-se então determinar a letra padrão correspondente a área encontrada para aquisição com fabricantes, conforme Tabela 2 a seguir.

Tabela 2: Orifício padrão para Áreas Requeridas de PSV's com suas Letras Respectivas

Designation	Effective Orifice Area (square in.)
D	0.110
E	0.196
F	0.307
G	0.503
H	0.785
J	1.287
K	1.838
L	2.853
M	3.60
N	4.34
P	6.38
Q	11.05
R	16.00
T	26.00

Fonte: API STD 526, 2002

Em caso de alívio térmico, o cálculo para vazão requerida (Q) segue conforme Equação 19, o fluxo de calor (ϕ) atribuído ao fluido foi determinado usando a Lei de Fourier aplicada a condução de calor em estruturas cilíndricas definida por Incropera (2008), representada pela Equação 26.

$$\phi = \frac{2\pi \cdot L \cdot k \cdot (T_f - T_i)}{\ln(r_o/r)} \quad \text{Equação 26}$$

Onde,

Φ = taxa de calor atribuído ao fluido [Watt];
 L = Comprimento do header de descarga [m];
 K = condutividade térmica do fluido [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 r_o = raio interno do duto [m];
 r = raio interno do duto [m].

Os valores das variáveis acima foram retirados da literatura conforme detalhado no Apêndice C.

CAPÍTULO 3:DESENVOLVIMENTO

Consta neste capítulo a delimitação das condições iniciais consideradas sob a qual foram projetados os equipamentos da planta de distribuição proposta, seguido pelos resultados obtidos dos cálculos para dimensionamento dos equipamentos e a discussão desses resultados.

3.1 DESCRIÇÃO DO AMBIENTE DO PROJETO

Na definição dos parâmetros de construção e/ou montagem dos equipamentos dimensionados, foi necessário estabelecer as “condições de contorno” da operacionalização dos equipamentos, pois para todo dimensionamento é necessário que as condições sejam claras e explícitas diante da necessidade que se tem, logo, tais condições foram determinadas baseadas em limites operacionais e circunstâncias de operações ocorrentes na indústria, seguindo as normas próprias para cada equipamento presentes na literatura.

3.1.1 Condições de armazenagem

A capacidade de armazenagem do tanque geralmente é fornecida como parâmetro conhecido do projeto, pois a construção do tanque gira em torno da necessidade de armazenar determinado volume, esse volume por sua vez se torna segredo de indústria pois remete a quantidade de venda de uma distribuidora. Neste trabalho, dimensionou-se um taque para suprir uma Venda Média Diária (VMD) de 200m³/dia de produto, por 7 dias, até que a necessidade de uma nova batelada para o tanque surgisse e esse fosse novamente cheio.

O fluido armazenado e transferido na planta de distribuição de derivados de petróleo aqui proposto foi Diesel S500, suas características são descritas conforme Quadro 8.

Quadro 8: Propriedades físicas e químicas do Diesel S500

Propriedade	Descrição
Ponto de ebulição	150°C
Ponto de fulgor	38°C
Inflamabilidade	Produto inflamável
Pressão de vapor	0,4 kPa a 40°C
Densidade relativa	0,815-0,865 kg/m ³ @ 20°C
Solubilidade	Insolúvel em água
Temperatura de auto-ignição	≥ 225°C
Viscosidade	2,0-5,0 cSt a 40°C

Fonte: Amaral, 2021

As chapas comerciais produzidas no Brasil seguem uma padronização de largura e comprimento bem como cita a Norma Petrobras N-270 (2014).

- a) As chapas finas laminadas a quente são com a espessura de até 4,75 mm e dimensões de 1 500 mm x 6 000 mm e 1 800 mm x 6 000 mm.
- b) As chapas grossas laminadas a quente com espessura igual ou maior do que 6,30 com dimensão de 2440 mm x 12 000 mm.

As normas que definem as chapas finas e grossas estão detalhadas no Apêndice B.

3.1.2 Condições hidráulicas para o escoamento

Segundo a norma API RP 2003 (1998), o limite máximo da velocidade linear dos hidrocarbonetos dentro de um duto deve ser de no máximo 7 m/s visto a geração de eletricidade estática e consequente geração de faísca/centelhas durante o transporte de hidrocarbonetos, Pereira (a) (2021) usa em seu projeto a velocidade de escoamento de 4 m/s, uma média de segurança aderida pelas distribuidoras de combustíveis no Brasil e atribuída nesse trabalho como velocidade média do escoamento do Diesel S500 no braço de carregamento.

Considerou-se ainda a operação de 2 braços de carregamentos do modelo *top loading* (carregamento por cima) simultâneos durante os carregamentos, ao qual foi aplicado a velocidade de escoamento de 4m/s em cada braço para determinação da vazão nos headers de recalque e sucção.

3.1.3 Condições de trabalho da PSV

Vários são os cenários que causam sobrepressão em um vaso de pressão e suas tubulações, a norma API STD API 521 (2014) lista várias dessas causas e suas origens a fim de promover mitigações que protejam os equipamentos dessas sobrepressões. Algumas das causas aqui presentes, sob a qual as tubulações de transferência do Diesel, estão expostas é: a)expansão térmica do fluido devido a exposição da tubulação ao sol, onde o produto recebe calor externo e expande, causando a sobrepressão no trecho que está fechado; b) Pressurização por bomba, onde ocorre a interrupção de fluxo na saída do header de recalque com a bomba ainda ligada, causando uma sobrepressão nesse trecho da tubulação, na seção 3.8 da API STD 520 (2000) é usado esse último cenário como exemplo para ao dimensionamento de um dispositivo de alívio de líquidos com certificação ASME.

Visto a configuração simples do projeto proposto, possuindo somente uma bomba, sem ramificações nos headeres de sucção e descarga e levado em consideração a baixa pressão de *shutoff* no recalque da bomba (Capítulo 3.3.2), não será instalado dispositivo de alívio e segurança para o cenário de pressurização por bomba, portanto, o dispositivo instalado no trecho de sucção e recalque da planta será dimensionado para o efeito de expansão térmica do fluido, em uma variação de temperatura de 25°C (Tf) até 40°C (Ti) . O fluxo de calor admitido ao fluido é igual ao fluxo de calor que ocorre da parede externa do duto para parede interna.

3.2 DIMENSÕES DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

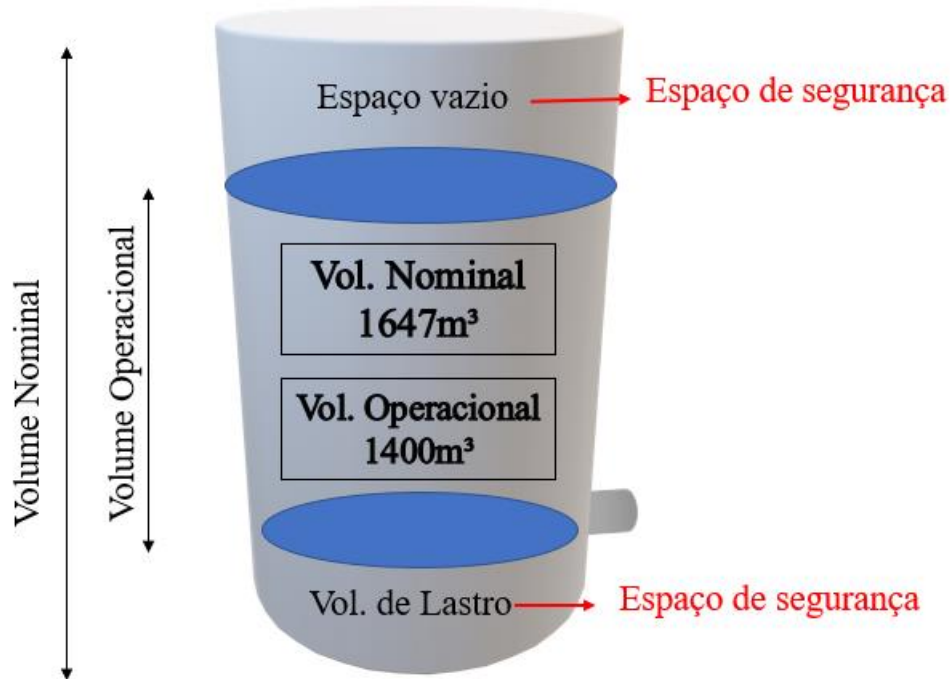
O tanque de armazenamento de óleo Diesel S500 será do tipo teto fixo, seguindo orientações conforme Quadro 3 os tetos do tipo cônicos são os mais usuais para essa aplicação, logo considerou-se o tanque desse projeto como teto fixo do tipo cônico.

A temperatura operacional foi determinada como 40°C, sendo que conforme API STD 650 (2007) seu valor não pode ser menor que 6°C e maior que 60°C para essa aplicação. A pressão interna de projeto deve ser igual a pressão atmosférica, podendo ter pressões internas máximas em até 0,35kPa, para que pressões maiores sejam usadas internamente deve-se projetar o teto do tanque conforme Anexo F da API STD 650 (2007) ou Anexo F da ABNT NBR 7821(1983). Conforme tais normas, a pressão interna de operação está ligada diretamente a pressão causada pela estrutura do teto do tanque, pois, em situações de emergência o teto deve ser capaz de desconectar-se da estrutura do costado para promover o alívio necessário da pressão interna, tanto que, ao dimensionar um teto de tanque deve-se atentar à solda frágil na conexão teto-costado, com isso a pressão interna não pode alcançar um valor suficiente para mover o teto do tanque.

Segundo a norma API RP 2350 (2005) “quando não se conhece detalhes operacionais do tanque de armazenagem, a capacidade normal de operação de tanques do tipo teto cônico é de 90% da capacidade máxima”, foi definido que o volume operacional do tanque será 85% da capacidade nominal do mesmo que será de 1647 m³ considerando a estocagem de 200m³/dia em 7 dias conforme Figura 28. Visto que as determinações dos espaços de segurança dependem de várias variáveis como, vazão de recebimento, categoria do tanque conforme API 2350, localização da câmara de espuma, dentre outras características que precisam necessariamente ser conhecidas para determinar com exatidão as alturas de seguranças, o espaço adotado se

torna totalmente aceitável até que possa determinar essas alturas em um projeto de instalação de alarmes de segurança (*HLA – High Level Alarm*).

Figura 28: Capacidade de armazenagem do tanque



Além do espaço de segurança contra derrame do tanque, não se sabe quanto de produto ficará acumulado no fundo do tanque até que a tubulação de saída do tanque seja conectada, o produto abaixo do nível dessa conexão não poderá ser succionado pela bomba devido a entrada de ar no duto, esse será o volume de lastro do tanque, para que esse nível seja determinado com melhor exatidão, o projeto do tanque deve ser feito por completo, mostrando as aberturas do costado para instalação das tubulações de saída, de entrada e demais acessórios (boca de visita, saída baixa, saída de dreno, porta de limpeza, etc.), essa determinação é um processo moroso que exige cautela e atenção nos detalhes para que a montagem ocorra sem imprevistos, neste trabalho não foi realizado esses dimensionamentos devido ao tamanho do projeto.

Porém, parte do lastro pode ser succionado por uma tubulação chamada saída baixa do tanque, essa tubulação como o próprio nome sugere, succiona produto a uma altura mais baixa do que a altura normal de operação, esse volume não é considerado um volume operacional, devendo ser usado somente para contingências como em casos de falta de produto, nesses casos, deve-se estar atento a qualidade do produto, pois as impurezas sólidas e águas tendem se acumular no fundo do tanque por diferença de densidade, para isto é instalada a tubulação de

dreno, que retira essas impurezas. O volume que não poderá ser succionado é conhecido como volume morto.

Dada a relação de altura e diâmetro que o tanque deve ter segundo a Equação 1, a Tabela 3 mostra o valor calculado das quantidades de chapas conforme diâmetro e altura que resultaram em uma altura de 12800 mm. No caso do fundo, considera-se o transpasse do costado até a borda do fundo de 50mm em cada lado, resultando em um diâmetro de fundo em 12700 mm conforme API STD 650 (2007). Stenio (2010) afirma que cerca de 10% do material se perde no processo de corte, soldagem e acabamento, considerou-se nesse projeto a aquisição de 15% a mais na quantidade de chapas necessárias para montagem do fundo.

Tabela 3: Dimensionamento de chapas para o fundo e costado do tanque conforme teoria metodológica

Quantidades de Chapas para o Projeto Fundo-Costado					
Chapa de fundo		Chapa de costado			
Área requerida [m ²]		Área requerida [m ²]		Perímetro requerido [m]	
128,68		510,70		39,90	
QTD de chapas	QTD de chapas c/ 15% de excesso	QTD de chapas	QTD de chapas 15% de excesso	QTD de Anéis do Tanque	QTD chapas por anel
4,4	5,1	17,4	20,1	5,2	3,3

Usado 15% de excesso nos materiais dado a perda de material por soldagem, recorte e acabamento

Área unitária das chapas considerado 29,28m²

Atendendo a API STD 650 (2007) no que tange ao aproveitamento máximo das chapas, evitando recortes e perdas do material bem como emendas (soldas) desnecessárias, o valor da altura e diâmetro do tanque foram ajustados conforme as dimensões das chapas usadas na construção do costado e do fundo, resultando em uma altura de 12200mm, construindo 5 anéis ao invés de 5,2, aproveitando toda dimensão das chapas de costado e não sendo necessário recortar as chapas longitudinalmente para fazer um anel com 20% da largura das chapas. O diâmetro do fundo foi ajustado para 13500mm, já considerado a distância de 50mm da periferia do fundo até o costado em cada lado do tanque como mostrado no Quadro 9, as quantidades de chapas para construção do fundo e costado são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4: Quantidade de chapas Fundo-Costado após ajuste de diâmetro e altura do tanque

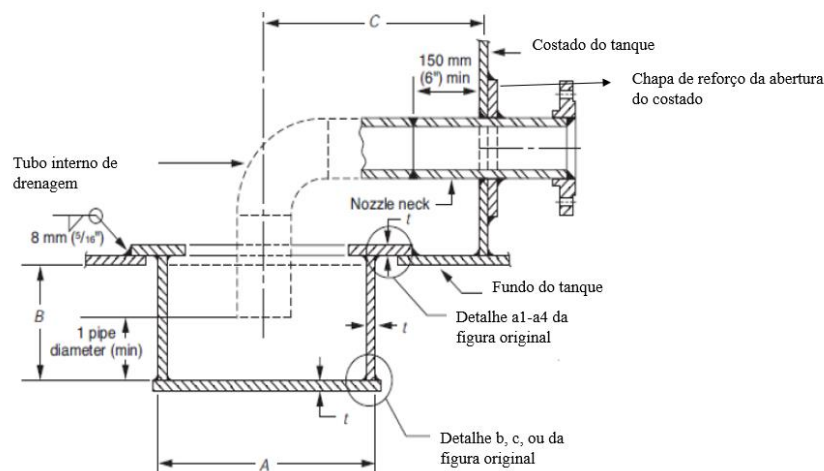
Quantidades de Chapas para o Projeto Fundo-Costado Após Ajuste de D vs H					
Chapa de fundo		Chapa de costado			
Área requerida [m ²]		Área requerida [m ²]	Perímetro requerido [m]		
143,14		513,59	42,10		
QTD de chapas	QTD de chapas c/ 15% de excesso	QTD de chapas	QTD de chapas 15% de excesso	QTD de Anéis do Tanque	QTD chapas por anel
4,9	5,6	17,5	20,2	5,0	3,5

Usado 15% de excesso nos materiais dado a perda de material por soldagem, recorte e acabamento
D= Diâmetro do Tanque; H=Altura do Tanque
Área unitária das chapas considerado 29,28m²

Para altura de 12200mm e diâmetro do fundo de 13500mm, a área do fundo será de 143,14m² enquanto que a área do costado será de 513,59m² e o perímetro do tanque será de 42,10m. Com esses dados, pode-se usar a área unitária e perímetro unitário da chapa usada para determinar a quantidade de material como melhor detalhado nos capítulos seguintes

Decidiu-se usar 15% de excesso no material visto que os detalhes do fundo do tanque e costado não foram desenvolvidos no projeto, como o bueiro de fundo para drenagem, conhecido também como poceto (Figura 29), e as aberturas do costado que necessitam de reforço utilizando outros recortes de chapas, assim, para conclusão do projeto deverá ser adquirido 26 chapas. Analisando as tabelas acima, a mudança da altura e do costado não mudou a quantidade do material usado.

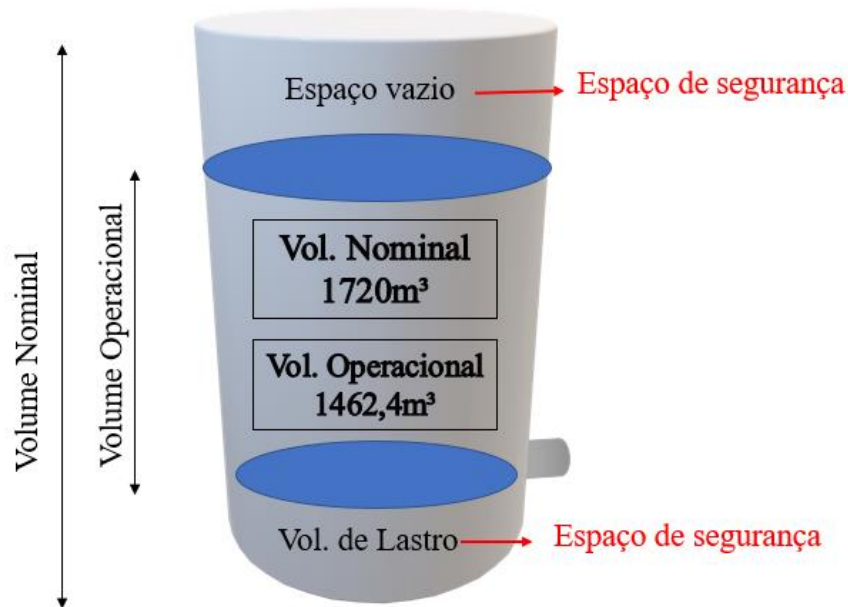
Figura 29: Reforço de chapa no costado e construção do poceto do tanque



Fonte: Figura 5-21 API STD 650 (2007)

Devido a mudança no diâmetro e altura do tanque, a capacidade de armazenagem nominal foi ajustada para 1720,5m³ com 1462,4m³ de volume operacional conforme Figura 30.

Figura 30: Capacidade de armazenagem do tanque após ajuste no diâmetro e altura do projeto



3.2.1 Chapas de costado

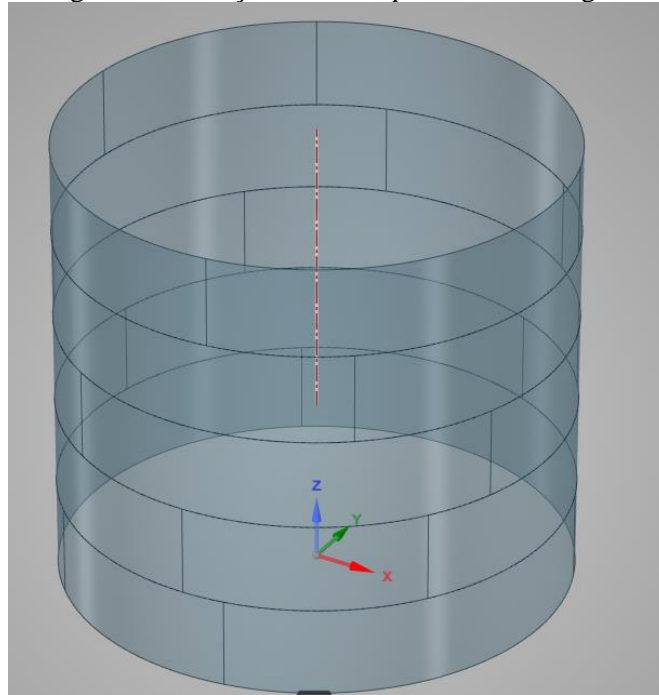
No projeto do costado do tanque, foi calculado inicialmente a quantidade de 20,2 chapas, considerando a perda de 15% na montagem, com dimensões de 12000 x 2440 mm, capazes de suprir a área requerida do costado, conforme Tabela 5 a seguir.

Tabela 5: Quantidade de chapas usadas no projeto de costado

Quantidade de chapas de costado						
Área requerida [m ²]	Área unitária [m ²]	Nº total de Chapas	Perímetro requerido [m]	Perímetro unitário [m]	Nº de chapas por anel	Nº de Anéis
513,6	29,28	20,2	42,1	12,0	3,5	5,0

Para o projeto do costado, serão usadas aproximadamente 3,5 chapas por cada anel em um total de 5 anéis. Assim, pode-se esboçar um desenho em 3D do tanque conforme Figura 31.

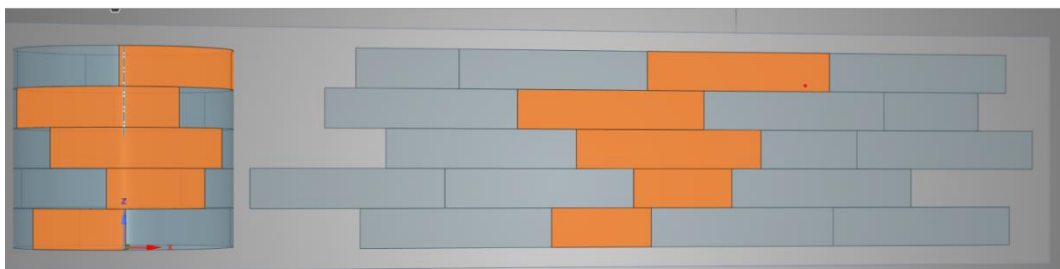
Figura 31: Esboço 3D do tanque de armazenagem



Pode-se obter um costado obedecendo o distanciamento das soldas verticais que unem horizontalmente as chapas para formação do anel, bem como um ganho de tempo na montagem já que a quantidade de anéis é múltipla da largura da chapa (2440mm). A vista planificada do desenho 3D pode fornecer uma visão do aproveitamento e posicionamento das chapas do costado conforme

Figura 32 , Stenio (2010) afirma que dentro do projeto de costado deve ser fornecido um diagrama com aproveitamento das chapas do costado.

Figura 32: Diagrama de aproveitamento das chapas de costado do tanque



Cada anel utilizou 3 chapas inteiras e uma chapa com comprimento de 6411 mm, a largura das chapas foram aproveitadas por inteiro.

No cálculo da espessura das chapas de costado, aderiu-se o método *one-foot* na determinação das espessuras de cada anel, uma vez que a vantagem do método alternativo

de ponto variável trazido pela API STD 650 (2007) se torna impactante somente em tanques com diâmetros grandes, escolheu-se usar o método mais conservativo visto o diâmetro do tanque projetado ser 13,5m, um diâmetro relativamente pequeno. A ABNT NBR 7821 (1983) considera tanques grandes aqueles com diâmetro maior que 25 metros, dessa forma a vantagem do método alternativo aplicado a esse projeto se tornaria praticamente imperceptível.

Os resultados de espessura obtidos usando o método *one-foot* está explícito na Tabela 6, o método usado foi conforme Equação 27 e Equação 28 definidas no Apêndice B.

Tabela 6: Espessuras dos anéis do costado do tanque projetado

Espessura das chapas de costado		
Anéis	Espessura de projeto (t_d)	Espessura de TH (t_s)
1°	5,3	5,1
2°	4,3	4,1
3°	3,2	3,0
4°	2,2	2,0
5°	1,2	0,9

O valor de maior espessura foi de 5,3mm para o 1° anel já considerado a maior sobresspessura de corrosão, usou-se como sobresspessura de corrosão o valor relacionado a armazenagem de Gasolina, que dentro todos os derivados de petróleo do tipo claro é o mais corrosivo conforme norma Petrobras N-270 (2014). Obteve-se resultados de espessuras bem abaixo de 5mm, porém esses valores não serão aplicados visto que “[...] a espessura das chapas deve ser a maior espessura encontrada entre a espessura de projeto, espessura de TH e espessura da Tabela abaixo” representada pela Tabela 7.

Tabela 7: Espessura mínima das chapas de costado em função do diâmetro do tanque

Diâmetro Nominal do Tanque [m]	Espessura nominal das chapas [mm]
< 15	5,0
15 a 36	6,0
36 a 60	8,0
>60	1,0

Fonte: API STD 650 (2007), Adaptado Autor (2022)

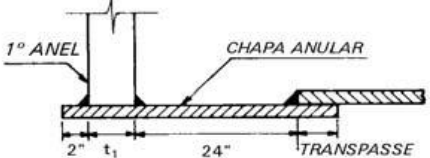
Sendo assim, a espessura da chapa do primeiro anel foi de 5,3mm, os demais anéis terão espessura de 5mm cada. A partir das espessuras do costado e a temperatura de operação do tanque, a chapa usada para construção do costado será material aço carbono de baixa e média

resistência à tração ASTM A 238 Gr. C a chapa indicada para o projeto é a ASTM A 283 Gr. C, outros tipos de chapas são fornecidos conforme Tabela 19

3.2.2 Chapas de fundo

Observado as diretrizes das principais normas para construção de fundo de tanques, foi percebido algumas diferenças no uso de alguns artifícios de segurança entre elas, como: espessura da chapa e o uso de chapas anulares, obtendo uma maior restrição na Norma Petrobras N-270 (2014) conforme demonstrado no Quadro 9.

Quadro 9: Comparação das tolerâncias no dimensionamento do fundo do tanque entre as normas API STD 650, N-270 e NBR 7821

Norma	Espessura Mínima	Chapa anular	Chapa recortada
API 650	6 mm	<p>Recomendada quando o material do 1º anel do costado for do grupo IV, IVA, V ou VI. $Largura(in) = 390 tb / (H.G)^{0.5}$ onde: tb = espessura da chapa anular (in) H = altura do costado (ft) G = densidade relativa do produto Largura mínima : $2'' + t_1 + 24'' + \text{transpasse}$</p> 	<p>Permissível quando o material do 1º anel do costado for do grupo I, II, III ou IIIA. Largura mínima recomendável = 1800 mm (72'') Espessura mínima = 6 mm (1/4'') Permissível quando o material do 1º anel do costado for do grupo IV, IVA, V ou VI e: - tensão máxima de projeto do 1º anel do costado ≤ 23200 psi (160 MPa) - tensão máxima de teste hidrostático do 1º anel do costado ≤ 24900 psi (171 MPa)</p>
PETROBRAS N-270	6,3 mm	<p>Obrigatório para $D > 15m$ Recomendável par $D \leq 15m$ Largura mínima = 750 mm</p>	<p>Permissível para $D \leq 15m$ Largura mínima = 1800 mm</p>
ABNT NBR – 7821/1983	6,3 mm	<p>Recomendada para Tanques com Diâmetros internos $\geq 25m$; Largura mínima = 500mm , aumentada conforme aumenta o diâmetro do tanque Radiografia em pelo menos 10% das juntas Chapa excedente a periferia do tanque em 25mm (1'')</p>	<p>Largura mínima = 1200mm</p>

Fonte: Stenio, 2010 Adaptado Autor,2022

No Brasil, a norma para construção de tanques ABNT NBR 7821/1983 capítulo 5.1.2 especifica uma gama maior de chapas de aço que podem ser usadas para construção de tanques de armazenagem, a Petrobras N-270 (2014) determina que para construção do fundo as chapas usadas devem ser especificamente ASTM A 283 Gr. C ou ASTM A 36, essa última por sua vez deve ser bem analisada pois "nenhum dos materiais listados na Tabela 1 da norma ASTM A-

36 poderá ser usado para a construção de tanques a não ser quando permitido por essa norma” (ABNT NBR 7821/1983).

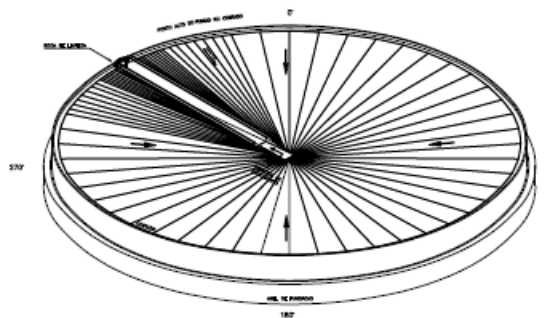
A escolha da chapa metálica usada e a configuração do fundo foi conforme Norma Petrobras N-270 (2014), sendo ela a chapa ASTM A 238 Gr. C, não foi usado chapas anulares devido o diâmetro do tanque ser menor do que 15 metros conforme Quadro 9. Dada a área requerida para o fundo do tanque, foi encontrado a quantidade de chapas necessário para construção do fundo considerando uma perda de 15% do material no processo de montagem (relacionado a corte, solda e acabamentos) somado ao transpasse da periferia do fundo do tanque até o costado que foi de 2” (50mm) em cada lado, conforme Tabela 8 a seguir.

Tabela 8: Quantidades de chapas usadas no projeto de fundo

Quantidade de chapas de fundo		
Área requerida [m ²]	Área unitária [m ²]	N° de chapas
143	29,28	5,6

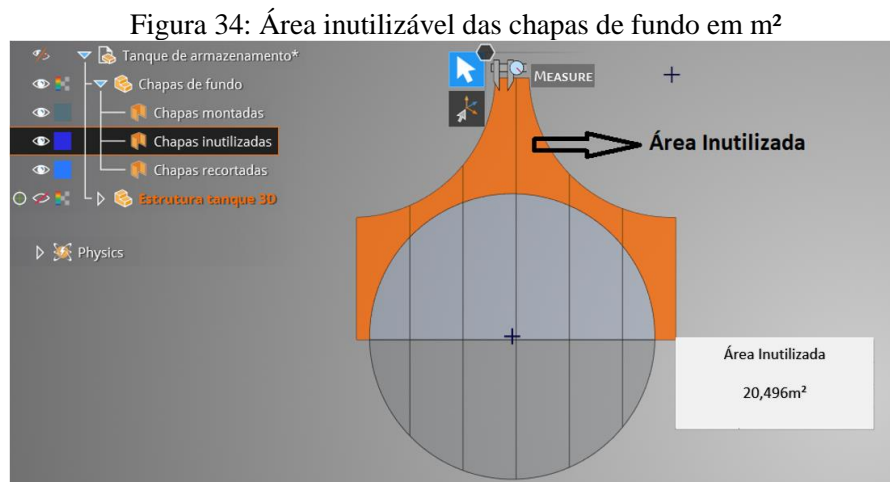
Serão usadas 6 unidades de chapas para construção do fundo com espessura de 6,3mm (Figura 20) e dimensões 2440 x 12000mm, é necessário ainda que haja de sobra uma peça única com 20% do tamanho de uma chapa padrão para aplicar ao costado conforme citado no capítulo anterior. A declividade do fundo será com fundo cônico invertido conforme Figura 33, da periferia para o centro com caimento de 1:100, tal modelo segundo Santini (2007) se torna economicamente viável além de fornecer uma segurança quanto a contaminação visto que a formação de borras muito presente no Diesel, a presença de água e impurezas se concentrarão na região mais funda que será no centro do tanque.

Figura 33: Declividade do fundo do tanque do tipo cônico invertido da periferia para o centro



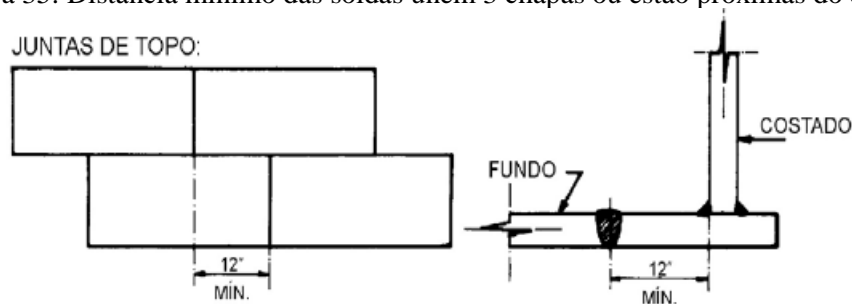
Fonte: Santini, 2007

Após a montagem das chapas pode-se obter ainda um excedente de chapa não utilizada de aproximadamente 21 m² conforme Figura 34, considerando que houve a perda de 10% da quantidade necessária de chapas conforme Stenio (2010), o que dá 14,31 m³, restará ainda 6,5m² de material para ajudar em pontos de reforço de chapa e construção do poceto, caso haja necessidade.



Visto que as juntas entre 3 chapas devem ter no mínimo 300mm (12") de distância entre si e do costado conforme Figura 35, as chapas são todas recortadas para construção do fundo do tanque, ou seja, os 6,5m² acaba se tornando retalhos de chapas e conseqüentemente sucata.

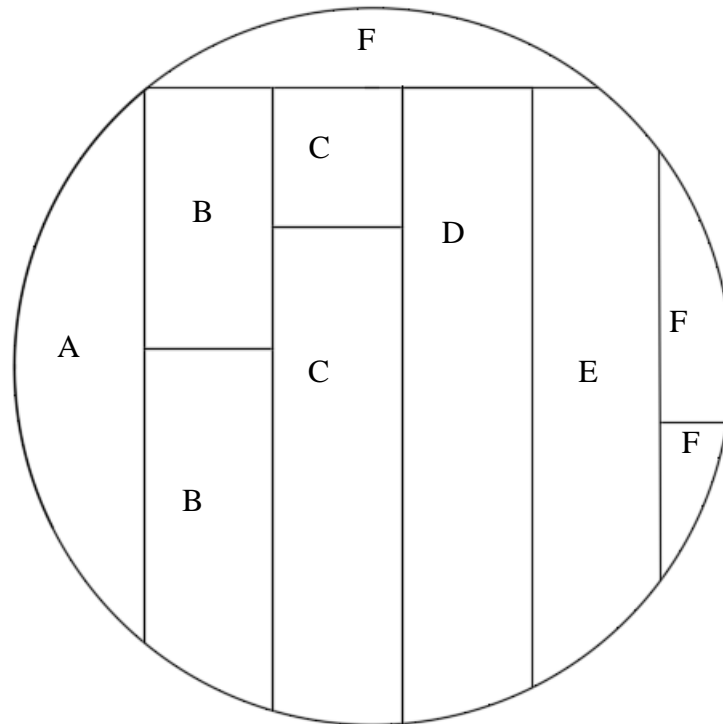
Figura 35: Distância mínima das soldas unem 3 chapas ou estão próximas do costado



Fonte: Stenio (2010)

Assim, levando em consideração as distâncias das soldas e disposição das chapas, pode-se desenhar um diagrama de aproveitamento das chapas de fundo ficou conforme Figura 36. As seis chapas usadas foram identificadas como chapas A, B, C, D, E e F.

Figura 36: Aproveitamento das chapas de fundo do tanque



3.3 DIMENSÕES HIDRÁULICA DA PLANTA DE DISTRIBUIÇÃO

Ao analisar-se o dimensionamento do diâmetro da tubulação, observou-se o trecho ou equipamento mais crítico relacionado a velocidade de escoamento da planta a fim de obedecer aos limites impostos pela API RP 2003 (1998), o braço de carregamento por possuir o menor diâmetro previsto para o sistema, acaba que sendo o equipamento mais crítico quando se trata de velocidade do fluido. Sua escolha foi baseada na discussão dos seguintes aspectos: a) Segurança: Mobilidade e ergonomia dos braços diante os esforços de uma pessoa; b) Eficiência: Capacidade de vazão dentro dos limites necessários para demanda operacional.

Como guia, usou-se o catálogo de braços de carregamento do modelo *top loading* do fornecedor Redlands do Brasil (2020), foram analisados os braços disponíveis nos diâmetros de 2", 3" e 4" e 6", no quesito mobilidade e ergonomia, o braço de 4 polegadas pode fornecer uma circunferência com melhor ergonomia e mobilidade aos trabalhadores que o movimentarão, diferente do de maior diâmetro que por ser muito grande em relação a mão do trabalhador, se torna dificultoso movimentá-lo, tanto que os braços de carregamentos de 6" são fabricados somente para aplicações especiais.

O braço de carregamento com diâmetro de 4 polegadas mantém um diâmetro relativamente bom de escoamento, permitindo vazões máximas operacionais para esse projeto de 1800 L/min em cada braço conforme Tabela 9.

Tabela 9: Vazões máximas operacionais para os diâmetros de dutos]

Vazão máxima operacional	
Diâmetro (in)	Vazão (L/min)
2	453
3	1019
4	1800
6	4073

*Velocidade máxima de 4m/s

A fim de garantir que a vazão de operação do braço de carregamento supra a demanda da expedição da base, estipulou-se o tempo de carregamento de caminhões tanques que possuem 5 compartimentos de 5m³ cada. Percebeu-se que para uma base que funciona em horário comercial é necessário que 1,1 caminhões carreguem por hora, logo, como tem-se 2 braços de carregamento é lógico que a vazão deve ser suficiente para que dois caminhões carreguem simultaneamente no mesmo período de tempo estipulado, portanto, a vazão necessária no header de descarga deve ser de 66,7m³/h ou 1111,1 L/min conforme a Tabela 10.

Tabela 10: Simulação do tempo de carregamento de caminhões tanques para as condições de venda diária da base de distribuição

Tempo de carregamento do volume de venda						
VMD (m ³)	Vol. Por CT (m ³)	QTD de CT carregados	Funcionamento da base (h)	Ct / h	Vazão (m ³ /h)	L/min
200	30	6,7	6	1,1	66,7	1111,1

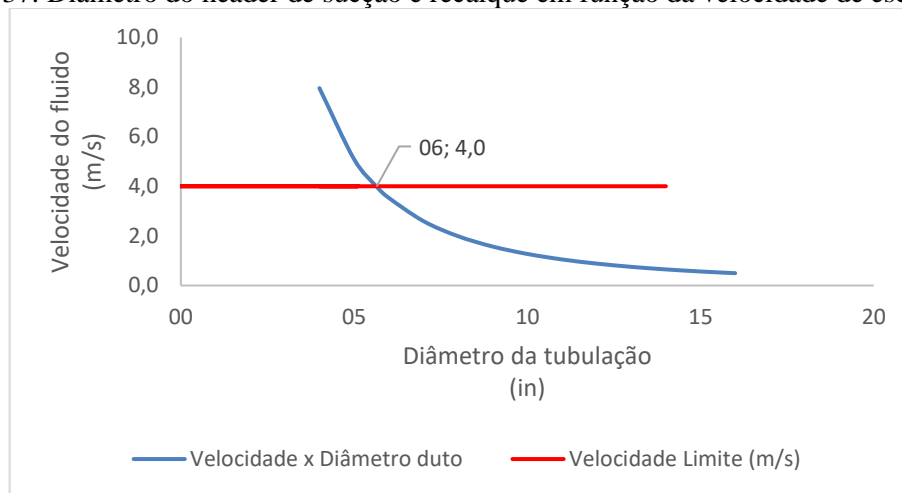
VMD = Venda Média Diária
Vazão = 2 * (Ct/h) * QTD CT carregado; Considerando o carregamento simultâneo nos dois braços de carregamentos

A simulação acima demonstra de forma básica a capacidade de carregamento dos braços de 4", visto que as vazões atribuídas por eles suprem a demanda de ao mínimo o caso exposto acima. Vários são os fatores que impactam no tempo de carregamento do caminhão que depende de várias variáveis e requerem uma análise mais profunda para que seja determinada com precisão, o que não se torna objetivo desse trabalho. Porém, sempre se busca uma agilidade no carregamento e que o tempo de estadia do caminhão dentro da base não seja moroso, pois o espaço ocupado pelo caminhão que está carregando Diesel poderia também ser ocupado por

outros que carregariam outros produtos, visto que os braços de carregamentos ficam posicionados um ao lado do outro na PCCT como também cita Ferreira (2016),

Estabelecido o diâmetro do braço de carregamento e considerando a operação dos dois braços simultaneamente, os diâmetros encontrados capazes de suprir o escoamento do fluido no header de descarga e no header de sucção, vistos que ambos têm o mesmo diâmetro, foram diâmetros necessariamente maiores do que 5,7” conforme Figura 37 , utilizou-se assim dutos de 6” para o header de sucção e de recalque.

Figura 37: Diâmetro do header de sucção e recalque em função da velocidade de escoamento



A vazão no header de sucção e recalque é igual a soma das vazões do braço de carregamento, tão logo, esse trecho escoará uma vazão de 3600 L/min com o fluido a uma velocidade de 3,5 m/s. Na planta P&ID presente no Apêndice A demonstra com melhor visualização as ramificações dos dutos e suas vazões. Os diâmetros dos trechos calculados e suas respectivas vazões seguem conforme Tabela 11 abaixo.

Tabela 11: Diâmetros dos dutos usado na planta de distribuição e suas vazões correspondentes

Trecho	Diâmetro Duto (in)	Vazão Operacional [m ³ /h]	Vazão máx. de segurança [m ³ /h]
Header de sucção	6	216	427
Header de descarga	6	216	427
Derivação- Braços de carregamento	4	108	190

A perda de carga do sistema foi calculada usando o método do comprimento equivalente dos acessórios presentes na planta P&ID (Apêndice A), conforme Tabela 12.

Tabela 12: Comprimento equivalente para cálculo de perda de carga

Comprimento Equivalente dos Acessórios - Leq								
HEADER DE SUÇÃO			HEADER DE RECALQUE			DERIVAÇÃO		
UND.	ITENS	Leq [m]	UND.	ITENS	Leq [m]	UND.	ITENS	Leq [m]
1	V. RETENÇÃO	13,9	1	V. GAVETA	1,2	2	V. ESFERA	0,1
2	V. GAVETA	1,2	1	V. RETENÇÃO	13,9	1	CONJUNTO MEDIDOR	5
1	TÊ RAMAL	11,1	6	CURVA 90°	2,1	1	BRAÇO DE CARREGAMENTO	5,78
3	CURVA 90°	2,1	1	TÊ RAMAL	11,1			
1	CURVA 45°	1,2						
1	FILTRO DE LINHA	2						
1	REDUÇÃO DE 6-4	1,2						
	TOTAL	38,1		TOTAL	38,8		TOTAL	10,978343
Comprimento Da Tubulação - L								
HEADER DE SUÇÃO			HEADER DE RECALQUE			DERIVAÇÃO		
Comprimento [m]			Comprimento [m]			Comprimento [m]		
100			80			20		
Comprimento Total de Perda de Carga L + Leq [m]								
287,88								

Nota: Dados conforme Figura 9 e demais dados técnicos presente no Apêndice B

Os trechos da tubulação que apresentam perdas de carga altas, são os três em ramais e as válvulas de retenções, visto a posição do tanque estar acima da saída do braço de carregamento, a topografia do terreno pode proporcionar um escoamento por gravidade, nesses casos deve-se aproveitar essa condição para diminuir perdas de cargas altas, trazendo outras opções no trajeto da linha de transferência, equipamentos diferentes com perdas de cargas menores a fim de favorecer o escoamento gravitacional. Esse tipo de escoamento se torna um trunfo em caso de contingências, principalmente nas paradas não programadas da bomba.

Calculadas as variáveis principais para determinação da perda de carga dos trechos da Tabela 12 acima, os resultados encontrados seguem conforme Tabela 13.

Tabela 13: Perda de carga dos trechos ao longo do duto

PERDA DE CARGA TOTAL (h_f)				
TRECHOS	Diâmetro Duto (pol)	Número de Reynolds (Re)	Fator de fricção (f)	Perda de carga [m]
Header de sucção	6	106680	0,0193	10,92
Header de descarga	6	106680	0,0193	9,39
Derivação- Braços de carregamento	4	81280	0,0208	5,59
TOTAL				25,90

A perda de carga total do sistema de transferência de derivados de petróleo (h_f) foi de 26m. Seguindo ainda na montagem da equação de balanço de energia, foi necessário calcular a

carga nos pontos iniciais e finais das tubulações de transferência de Diesel, as variáveis para cada ponto estão expostas na Tabela 14.

Tabela 14: Altura Manométrica do sistema

ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL - AMT			
H_i		H_f	
Cota (Z) [m]	8	Cota (Z)	-3
Pressão manométrica [Pa] ¹	0	Pressão manométrica [Pa] ¹	12728,475
Velocidade do fluido [m/s] ²	0	Velocidade do fluido [m/s]	4
Total	8	Total	-0,684506

¹ Pressão Atmosférica
² Em tanques de grande dimensão, a velocidade do fluido é considerada zero.

Aplicou-se a Equação de Bernoulli nos pontos iniciais e finais, obtendo uma carga no ponto inicial (H_i) de 8 metros, causado unicamente pela cota do tanque em relação ao Plano de Horizontal de Referência (PHR) que foi localizado na linha da bomba conforme mostrado na Figura 25. Para o ponto final (H_f), encontrou-se -0,68m de carga em relação ao PHR, o valor negativo demonstra o fluxo do fluido em relação ao referencial, enquanto o valor positivo demonstra uma capacidade do fluido de se deslocar do ponto analisado até o ponto de referência, o valor negativo demonstra o contrário, o fluido se deslocando da referência até o ponto analisado.

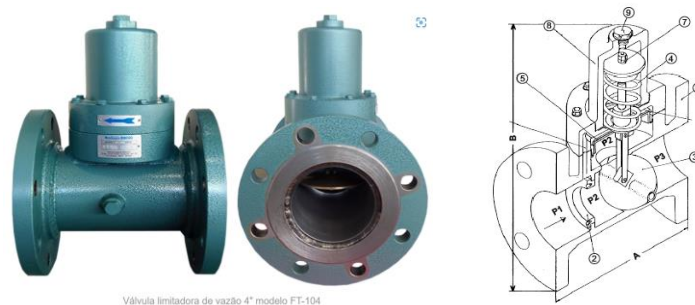
Usou-se equação de balanço de energia proposto por Cremasco (2012) para cálculo da altura manométrica do sistema, ou melhor, da carga que deverá ser fornecido pela bomba ao fluido para que o mesmo escoe nas condições impostas na Tabela 14, para isso será necessária uma carga de 17m , foi aplicado uma margem de segurança de 10%, obtendo uma altura manométrica de 18,7m para dimensionamento da bomba.

Aplicado a equação de cálculo de potência para a bomba, ter-se-á uma bomba com potência útil de 9,7kW, a potência da bomba é fornecida geralmente por um motor elétrico, esse valor muda conforme massa específica do fluido e é corrigido conforme instrui cada fabricante do motor. Na transmissão de energia do motor elétrico para bomba, há uma perda de energia que faz com que a potência do motor não seja igual a potência da bomba e é característico de cada equipamento, essa perda de energia é conhecida como eficiência da bomba (η) e segundo Ferreira (2016) “[...] bombas novas alcançam facilmente a eficiência de 75%”, valor esse considerado aqui para cálculo do projeto inicial da potência da bomba.

Tão logo, a potência necessária do conjunto motor-bomba deverá ser de 13kW (17,7cv), seu dimensionamento foi considerado para o cenário de máxima demanda, onde todos equipamentos deverão funcionar com sua capacidade máxima, porém, o cenário oposto onde há uma mínima demanda operacional e superdimensionamento da bomba deve ser levado em consideração para garantia da segurança do processo, nesse caso, toda potência da bomba será direcionada somente para alimentação de um braço de carregamento, elevando a velocidade do fluido acima do máximo permitido por norma.

Com isso, dispositivos de segurança devem ser instalados para evitar os efeitos do superdimensionamento da bomba, como exemplo válvulas limitadoras de vazão (Figura 38), configuradas para manter o escoamento na vazão determinada, consequentemente estabilizando a velocidade conforme necessidade. Diversos outros dispositivos podem ser usados e estão disponíveis no mercado, como válvula limitadora de pressão e placas de orifícios, cada caso deverá ser analisado.

Figura 38: Válvula Limitadora de Vazão



Fonte: Metalúrgica Ribeiro, c2015.

3.3.1 NPHS Disponível e Requerido

Para efeito de cavitação do fluido durante o escoamento, o NPSH disponível do sistema calculado foi de 19,9 metros, obrigatoriamente o NPSH requerido da bomba deve ser menor do que esse valor. Durante a escolha da bomba, nos ábacos disponíveis pelos fabricantes, poderá obter valores de NPSH requerido e rendimento da bomba dada a Altura Manométrica e vazão do sistema.

Outra forma de identificar tal efeito é calculando a pressão de entrada da bomba (P_e), que deverá ser maior do que a pressão de vapor do fluido (P_v) conforme proposto por Brunetti (capítulo 2.3.2, 2008), aplicando a Equação 22 do ponto inicial até a entrada da bomba (H_e).

De início pode-se tirar algumas conclusões sobre as variáveis, como, o plano horizontal de referência sendo na linha da bomba tem-se que $Z_e=0$, o trecho analisado não há a presença de bomba, logo $H_B=0$, H_i foi definido já na Tabela 14, a perda de carga $h_{f_i,e}$ se refere a perda no trecho da sucção da bomba (presente na Tabela 13). Considerando uma operação normal, a velocidade do fluido no duto de sucção é de 3,5 m/s, aplicando esses dados na Equação 28 obtém-se a pressão na sucção da bomba (P_e).

$$P_e = \left[(8 - 10,92) - \frac{3,5^2}{2 * 9,81} \right] * 865 * 9,81$$

$$P_e = -30.072 \text{ Pa}$$

A pressão de vapor do Diesel S500 conforme Quadro 89 é 0,4 kPa absoluto, o conceito da pressão de vapor representa a pressão do vapor em relação ao líquido do componente em um equilíbrio termodinâmico, seu valor é dado em pressão absoluta, Brunetti (2008) estabelece que para não haver cavitação do fluido a pressão absoluta na entrada da bomba deve ser maior do que a pressão de vapor do fluido em movimento, logo

$$P_{e_{abs}} = -30.072 + 101.315 = 71.242 \text{ Pa}$$

$$P_{e_{abs}} > P_{v_{Diesel}}$$

$$71.242 \text{ Pa} \geq 0,4 \text{ kPa}$$

Portanto, dado a relação acima, pode-se confirmar a não ocorrência de cavitação do fluido durante a operação de transferência do mesmo, vale ressaltar que durante a escolha da bomba a relação do NPSH disponível e requerido também deve ser aplicado.

3.3.2 Pressões de operação da planta

Utilizando do mesmo raciocínio do capítulo anterior, é possível calcular a pressão de saída da bomba (P_s) aplicando a Equação 28. Nesse caso, $Z_s=0$ pois o PHR está na linha da bomba e considera-se a carga H_B a carga da bomba. Tão logo tem-se o seguinte resultado.

$$P_s = \left[(8 + 18,73 - 10,92) - \frac{3,5^2}{2 * 9,81} \right] * 865 * 9,81$$

$$P_s = 128.845 \text{ Pa} (1,31 \text{ Kgf/cm}^2)$$

Para o cálculo da pressão de *shut-off*, onde a bomba opera com o sistema fechado e a pressão é medida na saída da bomba, aplica-se a Equação 28 considerando $v=0$ e $hf=0$ por não haver escoamento tão logo perda de carga, como o PHR ainda continua na linha da bomba $Z_s=0$

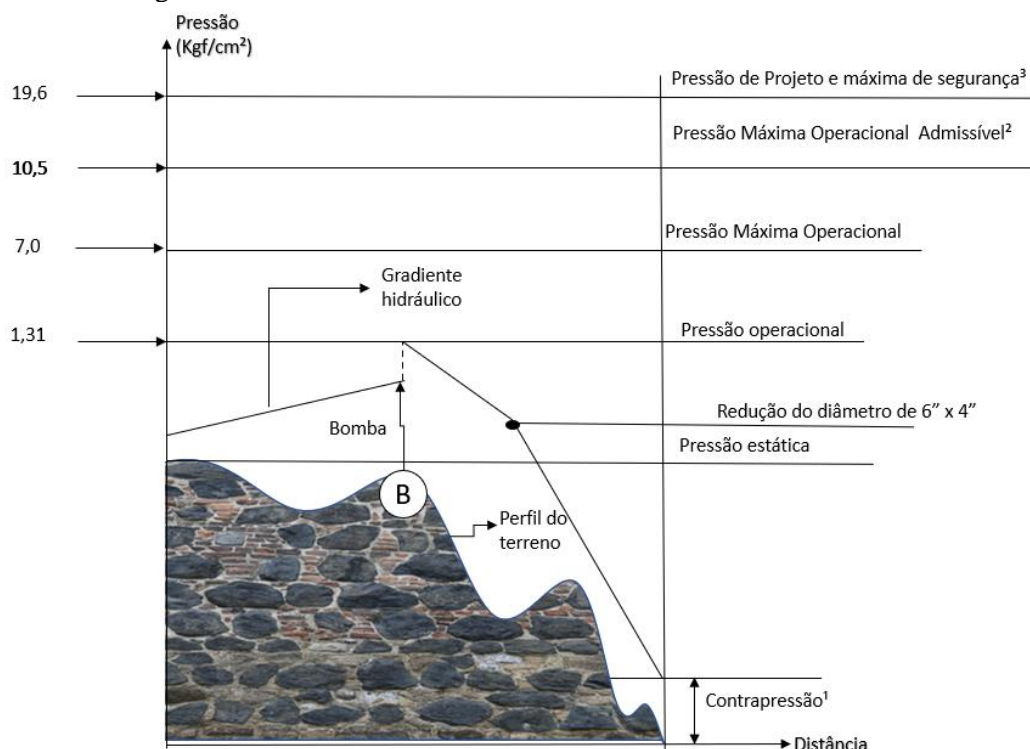
$$P_{shutoff} = (8 + 18,73) * 865 * 9,81$$

$$P_{shutoff} = 226.803 \text{ Pa (2.31 Kgf/cm}^2\text{)}$$

Conforme citado na metodologia, a pressão máxima operacional deve ser estabelecida a fim de proteger equipamentos ou trechos da tubulação mais frágeis, com isso, visto o uso de mangotes em sistemas como o aqui proposto, estabeleceu-se a Pressão Máxima Operacional como sendo 7Kgf/cm^2 , o fabricante INAFLEX (2020) determina que essa é a pressão de operação dos mangotes destinados a transferência de hidrocarbonetos.

Estabelecido as pressões relacionadas a planta de distribuição de derivados de petróleo, pode-se montar uma representação esquemática conforme Figura 39.

Figura 39: Pressões atuantes no sistema de transferência do Diesel



¹ Referente a altura de produto do compartimento do CT

² Igual a PTH – Pressão de Teste Hidrostático

³ Pressão para dutos de 150lb
Pressão de *shutoff* 2,31 kgf/cm²

Definiu-se como pressão de projeto $19,6 \text{ Kgf/cm}^2$ (a pressão máxima permitida pela ABNT NBR 15280-1 (2009) para dutos com classe de pressão em 150 libras), a Pressão

Máxima Operacional Admissível (PMOA) foi definida conforme Pressão de Teste Hidrostático (PTH) do mangote. Conforme Tabela 6 da Norma ABNT NBR 15280-1 (2009), para derivados de petróleo, o fator de multiplicação para teste hidrostático é de 1,25, já para produtos mais nocivos usa-se 1,5, garantindo a segurança o processo, adquiriu-se nesse projeto o fator de multiplicação de 1,5, obtendo uma PTH de 10,5Kgf/cm². Percebe-se ainda que para muitos equipamentos a pressão máxima de trabalho acaba sendo menor do que a pressão do duto, nesse caso, a pressão máxima da válvula limitadora de vazão e do medidor de vazão usado para calcular a perda de carga também são de 10,5Kgf/cm² conforme apresente no Apêndice C.

Analisando as pressões, percebe-se que a pressão de operação da bomba está satisfatoriamente baixa, importante salientar que a operação não está limitada a acontecer somente a pressão calculada, por isso foi adotado como PMO o valor de 7Kgf/cm², fornecendo com segurança uma boa margem de pressões para operar o sistema em eventuais necessidades, é notado ainda que a probabilidade da bomba alcançar o PMO é bem baixa visto sua pressão de *shut-off* ser de 2,31 Kgf/cm².

Não foi possível dimensionar a bomba centrífuga para operação de descarga de caminhão conforme mostrado no fluxograma P&ID, porém dado sua posição espera-se pressões maiores de recalque para poder transferir o produto do nível mais baixo até o nível mais alto do sistema.

3.4 DETERMINAÇÃO DO ORÍFICIO DA PSV INSTALADA NO TRECHO DE RECALQUE DA BOMBA

O dispositivo de segurança instalado no trecho de recalque da bomba foi dimensionado para atuar em cenários de alívio térmico visto a exposição do duto a irradiação solar, a fim de garantir a segurança do duto quanto o vazamento de produto seja pelas conexões, vedações e equipamentos. Conforme a norma API STD API 521 (2014) instrui, para esses casos usa-se válvulas de alívio e segurança padronizadas com dimensão de 3/4" x 1", em casos de suspeita em que essa dimensão não irá atender a vazão requerida de alívio, essa pode ser aproximada por meio da Equação 19, suas variáveis (Quadro 8) foram determinadas seguindo instruções do corpo da norma e aplicada a esse trabalho, os dados físico-químicos do Diesel S500 foram retirados da literatura conforme explicito no Apêndice B.

Quadro 10: Variáveis para cálculo da vazão requerida em condição de alívio térmico conforme API 521

Variáveis para Equação 19 – Vazão Requerida (Q)		
Variáveis	Valor	Unidade de medida SI
Fluxo de calor atribuído ao fluido (ϕ)	Conforme Equação 26	Watts
Calor específico do Diesel S500 (c)	1750	J/Kg.K
Coefficiente de expansão volumétrica do fluido (α_v)	0,0009	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
Densidade relativa do fluido (d)	0,8216 ¹	-
Variáveis para Equação 26 – Fluxo de calor (ϕ)		
Variáveis	Valor	Unidade de medida SI
Comprimento do header de recalque (L)	80	metros
Condutividade térmica do duto (k)	60,5	$\frac{W}{m.K}$
Raio externo da tubulação	168,3	mm
Raio interno da tubulação	161,19	mm
Temperaturas T_i e T_f	Conforme capítulo 3.1	$^{\circ}\text{C}$

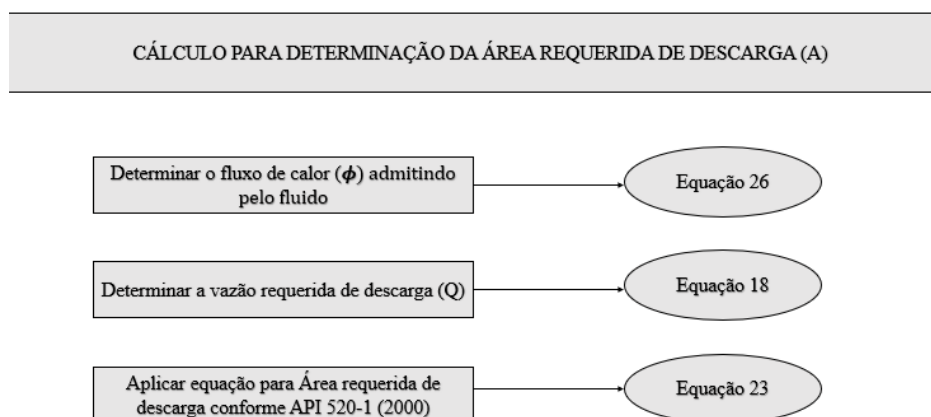
Fonte: API 521, 2014

Nota: Dados retirados das literaturas descritas no Apêndice B

Foi dimensionado então a área requerida de descarga da válvula para que, aplicando a Tabela 6, o dispositivo seja classificado conforme API STD 526 (2002), além do dimensionamento da área, foi determinado a pressão de ajuste da mola da PSV para que testes conforme API STD 527 (2020) possam ser aplicados a fim de calibrar e certificar o dispositivo.

Para encontrar o valor da área requerida de descarga (A) várias outras variáveis tiveram que ser determinadas, o fluxograma do raciocínio dos cálculos foram conforme Figura 40.

Figura 40: Fluxograma das equações usadas para dimensionamento da PSV



Fonte: Autor, 2022

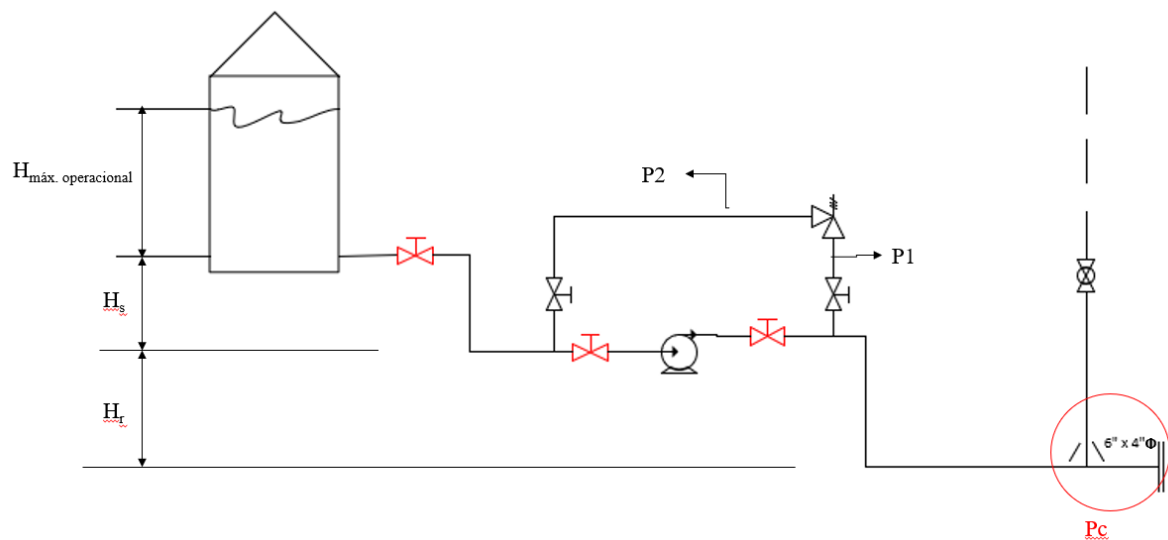
¹ Densidade da água a 70°F e 1atm é igual a 998kg/m³

Primeiramente teve-se que calcular o fluxo de calor admitido pelo fluido para as condições impostas, usando assim a Equação 26.

O fluxo de calor absorvido pelo fluido no cenário estabelecido, que inicialmente estava a uma temperatura de 25°C confinado no duto e absorvendo energia até atingir 40°C, foi de 10568 kW. A expansão térmica do fluido causada por esse fluxo de calor, gera uma pressão que necessita ser despressurizada, calculada por meio da Equação 18, com isso, a vazão requerida de alívio no dispositivo para esse processo é de 376,2 L/min.

Obtidos então os principais valores dos dois primeiros passos da Figura 40 acima, pode-se calcular a área requerida da PSV usando os valores do Quadro 8. Para determinar as pressões de entrada e saída da PSV, deve-se analisar a estrutura como todo, suas elevações e posição da PSV conforme Figura 41.

Figura 41: Esquema do sistema de transferência de Diesel S500 para dimensionamento da PSV



Fonte: Autor, 20222

Nota: Diagrama esquemático, software Visio

O objetivo do dispositivo de alívio de pressão é não permitir que nenhum ponto do header de recalque alcance a PMO quando as válvulas gavetas operacionais (em vermelho) estiverem fechadas, logo o ponto analisado será o ponto que terá maior pressão, sendo este o ponto Pc (ponto crítico) por ter uma maior coluna de produto acima no momento em que as válvulas estiverem alinhadas.

$$Pc = Hs \cdot g \cdot \rho + P1$$

Quando a pressão em Pc alcançar 7Kgf/cm² o dispositivo deverá aliviar, permitindo a descarga de fluido do header de recalque para o header de sucção e conseqüentemente para dentro do tanque, pela PSV instalada na saída do mesmo. As tolerâncias permitidas na pressão de abertura deverão seguir conforme estipulados pela API STD 527 (2020) para calibração do dispositivo, no momento da abertura o ponto P1 na entrada da PSV estará com a seguinte pressão,

$$P1 = 7 - (Hs \cdot g \cdot \frac{\rho}{98066})$$

$$P1 = 7 - \frac{(3 * 865 * 9,81)}{98066,52}$$

$$P1 = 6,74 \text{ Kgf/cm}^2 (661005,05 \text{ Pa})$$

A pressão de ajuste da mola, conhecida ainda como *set da PSV*, será conforme descrito no Quadro 7, onde a sobrepressão é definida por P2 e a pressão de abertura por P1, resultando em uma pressão de abertura que será usado na calibração da válvula.

$$Set_{PSV} = P1 - P2$$

Para determinar a contrapressão P2, tem-se que conhecer a altura do nível mais alto do tanque até o ponto de entrada da bomba, esse será o cenário mais crítico relacionado a pressão causada pela coluna de fluido, se a PSV for dimensionada para operar nessa condição ela também operará em condições mais amenas. O cálculo de P2 foi definido por partes, conforme Tabela 12 pode-se saber a altura do header de sucção em relação a saída do tanque (Hs = 8 metros), porém, precisa-se saber da altura máxima operacional indica na Figura 41.

Sabe-se que a altura nominal do tanque é de 12,2m e que para essa altura tem-se um volume nominal de 1746,3m³, logo pode-se obter de forma aproximada um fator (F) que relacione a quantidade (m³) por cada metro de altura do tanque.

$$F = \frac{1746,3}{12,2} = 143,14 \text{ m}^3/\text{m}$$

Então sabe-se que o volume operacional do tanque é de 1647m³, usando o fator acima pode-se obter a altura máxima operacional (H_{máz.op}),

$$H_{m\acute{a}x.op} = \frac{1647}{143,14} = 11,5m$$

Sendo assim, conforme Figura 41 a coluna de fluido acima do ponto de sucção da bomba será de 19,5m, portanto a contrapressão P2 é,

$$P2 = \frac{19,5 * 865 * 9,81}{98066,52}$$

$$P2 = 1,69 \frac{Kgf}{cm^2} (165470,2 Pa)$$

A pressão de ajuste da mola, conhecida ainda como *set da PSV*, será conforme descrito no Quadro 7, onde a contrapressão será P2 e a pressão de abertura P1, resultando em uma pressão de abertura para calibração da válvula de 5,05 Kgf/cm².

$$Set_{PSV} = P1 - P2$$

$$Set_{PSV} = 6,74 - 1,69$$

$$Set_{PSV} = 5,05 Kgf/cm^2$$

Ajustada a mola, testes de bancada deverão ser realizados para garantir a abertura da mesma na pressão setada, a API STD 527 (2020) determina as metodologias para teste de estanqueidade e eficiência de abertura da válvula. Para pressões de abertura superior a 3,5Kgf/cm², a estanqueidade da válvula deve ser analisada mantendo a pressão a 90% da pressão de ajuste do dispositivo, para pressões de abertura menores do que 3,5Kgf/cm², a pressão deve ser mantida com 0,35 Kgf/cm² abaixo da pressão de ajuste da mola da válvula e então analisada a estanqueidade da mesma.

Com esses testes, poderá ter com mais certeza a abertura correta da PSV, a pressão de abertura P1 terá força o suficiente para erguer a pressão causada pela mola somada à contrapressão. Além do teste de estanqueidade para verificar a abertura do dispositivo, outros parâmetros também devem ser determinados para aprovar a operação da válvula de alívio.

Definido o set de pressão da válvula, pode-se ter uma noção sobre o esforço ao qual a mola de ajuste do dispositivo estará sujeita, além desse parâmetro foi aplicado a Equação 23 para determinar a Área requerida de descarga da PSV, foi calculado de forma interativa para

que o valor de Kv fosse ajustado conforme metodologia, o valor de A permaneceu constante já no 4º loop da interação, com isso o resultado foi determinado seguindo a Tabela 15.

Tabela 15: Valores encontrados para área requerida de alívio da PSV

Interação para determinação de A			
Ciclo	Kv	A[mm ²]	Reynolds
1º	1	316,704	84538
2º	0,9966	317,784	84394
3º	0,99659	317,787	84394
4º	0,99659	317,787	84394

Logo, área requerida de descarga da PSV deve ser de 317,787 mm² (0,4927”), conforme a Tabela 6, válvulas com orifício G atendem essa área requerida. Considerando a saída de 1” das válvulas recomendadas por norma (3/4” x 1”) para o cenário de alívio térmico, as mesmas possuem orifício de descarga requerido do tipo H, logo a orientação da norma API STD 521 (2014) atenderia com sobra o projeto proposto.

Dispositivos de alívio térmico, usados para despressurização de fluido expandidos termicamente, podem ter sua abertura com até 25% acima da pressão máxima admitida na operação segundo ASME VII Divisão I, para esses casos a API RP 520 (2003) traz uma equação específica para esses dispositivos e a API STD 521 (2014) determina a influência dos efeitos térmicos nas variáveis dessa equação, principalmente na determinação da vazão requerida de alívio, por se tratar de um valor muito baixo essa é aproximada levando em consideração o fluxo de calor admitido pelo fluido e suas propriedades físicas químicas.

No desenho P&ID (Apêndice A) mostra outra PSV instalada na base do tanque, em casos onde há vários dispositivos desses ao longo da tubulação, deverá ser realizado um dimensionamento em cascata dos dispositivos, pois a pressão de abertura de uma será a contrapressão do outro, logo a pressão de abertura deles devem seguir uma lógica de abertura direcionando o fluido em direção ao tanque, entretanto a PSV instalado na base do taque não foi dimensionada, serve então no desenho apenas para indicar a necessidade de segurança naquele ponto por esse dispositivo.

CAPÍTULO 4: CONCLUSÃO

Assim, os equipamentos principais para o projeto de uma base de distribuição de derivados de petróleo, escoando nesse caso Diesel S500, puderam ser projetados e dimensionados para suprir a operação desejada, como por exemplo, as principais dimensões de um tanque de armazenagem capaz de suprir a demanda de venda do diesel, a tubulação de transferência do diesel assim como a bomba necessária para escoá-lo, além dos dispositivos de segurança presente no mercado como a válvula limitadora de vazão e ainda uma válvula de alívio e segurança, bem dimensionada para impedir sobrepressões causada pela expansão térmica do diesel, atendendo os instrutivos da norma internacional API STD 521 (2014). Percebeu-se que para cada dimensionamento, algumas condições de contorno e condições de operação do equipamento devem estar bem claras e disponível ao usuário, uma interface recorrente deve ser feita com o cliente para que as expectativas sejam alcançadas, há também muitos detalhes relacionados aos equipamentos, que acabam por causar impasses na hora de dimensioná-los, os mesmos devem ser expostos e tratados com cuidados para que acidentes não ocorram.

A partir do diagrama de processos e instrumentação, foi possível enxergar os principais equipamentos necessários para dar vida ao projeto de transferência de Diesel S500, o final do dimensionamento de cada equipamento deixava um espaço para entrada do outro e esse conceito foi essencial para o funcionamento em sinergia dos equipamentos, por exemplo, o costado do tanque deve ser construído de modo que permita a abertura para inserção de tubulações, que por sua vez devem ser construídas e dimensionadas para receber equipamentos e instrumentos em sua estrutura, dessa forma, o dimensionamento da tubulação do sistema de transferência da bomba foi crucial na determinações das variáveis de processos como pressão e temperatura, o dimensionamento de uma bomba tem que ser realizado com cautela para não prejudicar dispositivos de alívio e segurança ou pressurizar equipamentos que tem um resistência menor a pressão, como conjuntos medidores e mangotes de menor porte.

Portanto, o projeto proposto além de fornecer a informação crucial, consolidada e explicativa ao engenheiro que tiver contato com essa operação em específico, abre espaço para vários estudos como o dimensionamento de um conjunto em série de PSV's, que devem ser dimensionadas e ajustadas considerando um efeito de alívio em cascata, pois uma PSV causa interferência na abertura da outra. Estudos sobre instrumentos de medição para esse tipo de processo, suas instalações e comunicações para fornecer uma operação mais segura, com

comandos automáticos de intertravamento dos equipamentos visando a segurança do processo, além da continuidade do projeto do tanque, com o dimensionamento do teto, aberturas no costado e acessórios de segurança.

CAPÍTULO 5:REFERÊNCIAS E APÊNDICES

APÊNDICE A

PIPING AND INSTRUMENTATION DIAGRAM – P&ID

APÊNDICE B
DADOS E REFERÊNCIAS USADOS NO CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE
COSTADO E FUNDO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

A Norma ABNT NBR 11888 / 2008 que determina os limites de espessuras que caracterizam as chapas finas, apresentado na tabela 16.

Tabela 16: Espessuras padronizadas de chapas finas e massa teórica correspondente

Espessura (mm)	Massa por m ² (A) (kg)	Espessura (mm)	Massa por m ² (A) (kg)
0,30 ^(B)	2,36	1,32	10,38
0,32	2,51	1,40	10,99
0,34	2,67	1,50 ^(B)	11,78
0,36	2,83	1,60	12,56
0,38 ^(B)	2,98	1,70 ^(B)	13,34
0,40	3,14	1,75	13,74
0,43	3,38	1,80	14,13
0,45 ^(B)	3,53	1,90 ^(B)	14,92
0,48	3,77	2,00 ^(B)	15,70
0,50	3,92	2,12	16,64
0,53	4,16	2,25 ^(B)	17,66
0,56	4,40	2,36	18,53
0,60 ^(B)	4,71	2,50	19,62
0,65 ^(B)	5,10	2,65 ^(B)	20,80
0,70	5,5	2,75	21,59
0,75 ^(B)	5,89	2,80	21,98
0,80	6,28	3,00 ^(B)	23,55
0,85 ^(B)	6,67	3,15	24,73
0,90 ^(B)	7,06	3,35 ^(B)	26,30
0,95	7,46	3,75 ^(B)	29,44
1,00	7,85	4,00	31,40
1,06 ^(B)	8,32	4,25 ^(B)	33,36
1,12	8,79	4,50 ^(B)	35,32
1,20 ^(B)	9,42	4,75 ^(B)	37,29
1,25	9,81	5,00 ^(B)	39,25

^(A) A massa indicada tem por base a massa específica de $7,85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ e a espessura nominal correspondente.

^(B) Estas espessuras são preferenciais, isto é, são padrões em pelo menos uma usina.

Fonte: ABNT NBR 11888 / 1992– *Bobinas e chapas finas a frio e a quente de aço carbono e de aço de baixa liga e alta resistência – Requisitos gerais*

A Norma ABNT NBR 11889 / 1992 determina os limites de espessuras que caracterizam as chapas grossas, apresentado na tabela 17.

Tabela 17: Espessura padronizadas das bobinas e chapas grossas e suas massas teóricas correspondentes

Espessura (mm)	Massa por m ^{2(A)} (kg)	Espessura (mm)	Massa por m ^{2(A)} (kg)
5,30	41,61	25,00 ^(B)	196,25
5,60	43,96	26,50	208,03
6,00	47,10	28,00	219,00
6,30 ^(B)	49,46	30,00	235,50
6,70	52,60	31,50 ^(B)	247,28
7,10	55,74	33,50	262,98
7,50	58,88	35,00	274,75

/continua

/continuação

Espessura (mm)	Massa por m ^{2(A)} (kg)	Espessura (mm)	Massa por m ^{2(A)} (kg)
8,00 ^(B)	62,80	37,50 ^(B)	294,38
8,50	66,73	40,00	314,00
9,00	70,65	42,50	333,63
9,50 ^(B)	74,58	45,00	353,25
10,00	78,50	47,50	372,88
10,60	83,21	50,00 ^(B)	392,50
11,20	87,92	55,00	431,75
12,00	94,20	60,00	471,00
12,50 ^(B)	98,13	63,00 ^(B)	510,25
13,20	103,62	70,00	549,50
14,00	109,90	75,00 ^(B)	588,75
15,00	117,75	80,00	628,00
16,00 ^(B)	125,60	90,00	706,50
17,00	133,45	100,00 ^(B)	785,00
18,00	141,30	110,00	863,50
19,00 ^(B)	149,15	120,00	942,00
20,00	157,00	130,00	1020,00
21,20	166,42	140,00	1099,00
22,40 ^(B)	175,84	150,00	1177,50
23,60	185,26	-	-

^(A) A massa indicada tem por base a massa específica média de $7,85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$.

^(B) As espessuras são preferenciais, isto é, são padrões em pelo menos uma usina.

Fonte: ABNT NBR 11889 / 1992– *Bobinas Grossas e chapas grossas de aço carbono e de aço de baixa liga e alta resistência – Requisitos gerais*

O método *one-foot* aplicado para cálculo das espessuras das chapas de costado seguem conforme Equação 27 e 28 abaixo.

$$t_d = \frac{4,9 \cdot D(H - 0,3)G}{S_d} + CA \quad \text{Equação 27}$$

$$t_t = \frac{4,9 \cdot D(H - 0,3)}{S_t} \quad \text{Equação 28}$$

Onde,

t_d = espessura de projeto do anel [mm];

t_t = espessura para condição de teste hidrostático do anel [mm];

S_d = Tensão admissível para a condição de projeto [MPa];

S_t = Tensão admissível para a condição de teste hidrostático [MPa];

H = Altura da parte inferior do anel em questão para o topo do tanque, incluindo o ângulo superior, se houver; ao nível inferior de qualquer excesso de altura, que limita o enchimento do tanque, ou a qualquer outro nível especificado pelo comprador, restrito por um teto flutuante interno, ou controladas para permitir a ação das ondas sísmicas.

G = Densidade específica do fluido

CA = Tolerância à corrosão, conforme especificado pelo comprador, [mm]

Os valores de resistência da chapa foram obtidos a partir da Tabela 18.

Tabela 18: Materiais permitidos para chapas metálicas e suas tensões admissíveis na construção de tanques

Table 5-2a—(SI) Permissible Plate Materials and Allowable Stresses						
Plate Specification	Grade	Nominal Plate Thickness t mm	Minimum Yield Strength Mpa	Minimum Tensile Strength Mpa	Product Design Stress S_d Mpa	Hydrostatic Test Stress S_t Mpa
ASTM Specifications						
A 283M	C		205	380	137	154
A 285M	C		205	380	137	154
A 131M	A, B		235	400	157	171
A 36M	—		250	400	160	171
A 131M	EH 36		360	490 ^a	196	210
A 573M	400		220	400	147	165
A 573M	450		240	450	160	180
A 573M	485		290	485 ^a	193	208
A 516M	380		205	380	137	154
A 516M	415		220	415	147	165
A 516M	450		240	450	160	180
A 516M	485		260	485	173	195
A 662M	B		275	450	180	193
A 662M	C		295	485 ^a	194	208
A 537M	1	$t \leq 65$	345	485 ^a	194	208
		$65 < t \leq 100$	310	450 ^b	180	193
A 537M	2	$t \leq 65$	415	550 ^a	220	236
		$65 < t \leq 100$	380	515 ^b	206	221
A 633M	C, D	$t \leq 65$	345	485 ^a	194	208
		$65 < t \leq 100$	315	450 ^b	180	193
A 678M	A		345	485 ^a	194	208
A 678M	B		415	550 ^a	220	236
A 737M	B		345	485 ^a	194	208
A 841M	Class 1		345	485 ^a	194	208
A 841M	Class 2		415	550 ^a	220	236

Fonte: API STD 650, 2007

A taxa de corrosão da chapa devido armazenamento do produto foi obtido conforme Quadro 11 abaixo, considerado como produto armazenado a Gasolina, por ter uma maior taxa de corrosão em relação aos demais derivados.

Quadro 11: Taxas anuais de corrosão para aço-carbono (mm por ano)

Produto	1º anel	2º anel	3º anel	4º anel	5º anel	6º anel
Petróleo (teto fixo)	0,10	0,10	0,14	0,14	0,12	0,12
Petróleo (teto flutuante)	0,10	0,10	0,06	0,06	0,06	0,06
Gasolina	0,30	0,30	0,30	0,25	0,25	0,25
Querosene	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Nafta pesada	0,02	0,02	0,05	0,05	0,05	0,05
Nafta leve	0,30	0,30	0,30	0,25	0,25	0,25
Óleo diesel	0,10	0,10	0,06	0,04	0,04	0,04
Gasóleo	0,10	0,10	0,10	0,10	0,08	0,08
Óleo combustível	0,02	0,02	0,10	0,06	0,05	0,05
Asfalto	0,02	0,02	0,02	0,10	0,10	0,10
Asfalto diluído	0,10	0,10	0,06	0,06	0,04	0,04
Alcool etílico (anidro ou hidratado) Metanol	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

NOTA 1 Esses valores são válidos para tanques que armazenem sempre o mesmo produto. Para tanques que armazenem produtos diferentes adotar a condição mais crítica.
NOTA 2 Para tanques pintados internamente observar requisitos constantes no 6.3 desta Norma (revestimento e sobre-espessura de corrosão).

Fonte: Norma Petrobras N-270 (2014)

Nota: Tabela A.2 da N-270

As chapas usadas para tanque que operam a temperatura acima de 10°C estão especificadas em função de sua espessura, foi usado nesse projeto a chapa A-283, Gr. C conforme instruções da ABNT NBR 7821/1983, detalhado na Tabela 19.

Tabela 19: Tipos de chapas de aço usadas em costados

Temperatura de projeto do tanque (°C)	Especificações aplicáveis (1), todos os anéis				
	0 < e ≤ 12,5	12,5 < e ≤ 25	25 < e ≤ 37,5	Somente chapas inseridas	
				37,5 < e ≤ 50,0 (Normalizadas)	37,5 < e ≤ 75,0 (Normalizadas)
Acima de 10	A-283, Gr. C (2) A-131, Gr. A A-36 Fe42, Fe44, Gr. B (5)	A-283, Gr. C (2) A-36	A-283, Gr. C (2) A-36 Fe42, Fe44, Gr. C (6)	A-131, Gr. C Fe42, Fe44, (3) Gr. D (4)	A-516

(1) Todos os números de especificações referem-se a especificações da ASTM, exceto a G-40.8 que é da "Canadian Standard Association" e as Fe 42 e Fe 44 que fazem parte da recomendação ISO R 630.

(2) A especificação ASTM A-285, Grau C, pode ser usada como uma alternativa para a ASTM A-283, Gr.C.

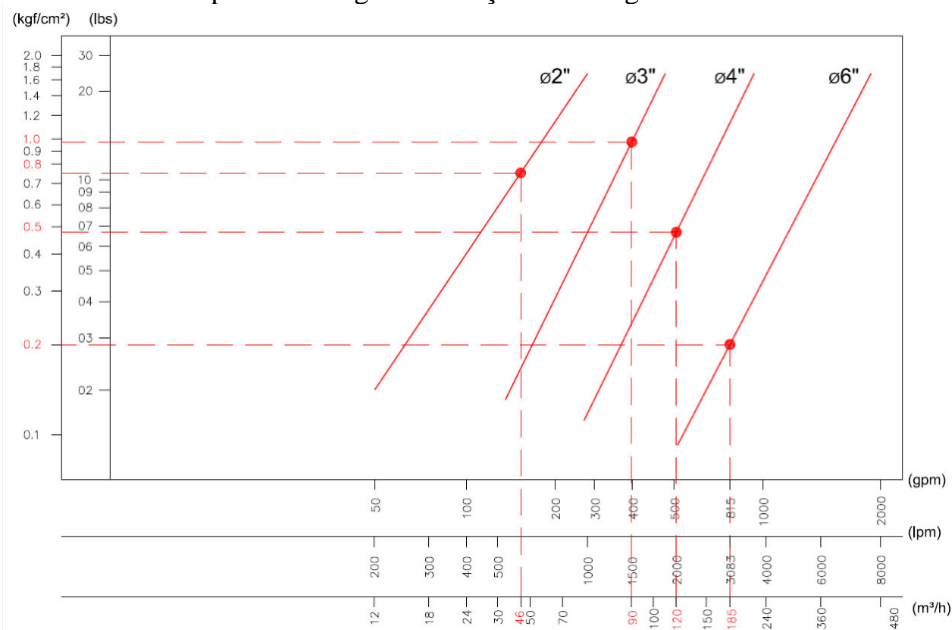
Fonte: Tabela 30 do Anexo E da norma ABNT NBR 7821/1983

APÊNDICE C

DADOS E REFERÊNCIAS USADOS NO DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DA PLANTA DE DISTRIBUIÇÃO DE DERIVADOS DE PETRÓLEO

As perdas de cargas referente aos dispositivos usados no trecho em que está o braço de carregamento, foram retirados de catálogos de fabricantes desses equipamentos. A Figura 42 traz os valores de perda de carga do braço de carregamento do fabricante Redlands (2020).

Figura 42: Gráfico de perda de carga com braços de carregamento de diferentes diâmetros



Fonte: Redlands do Brasil, c2022

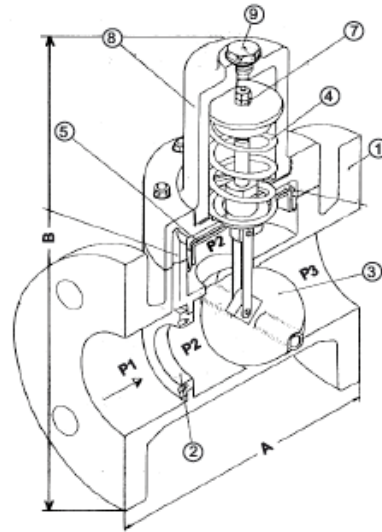
Nota: Fornecedores de equipamentos para carregamento top loading de caminhões tanques

A perda de carga, em metros, do braço de carregamento foi determinada por,

$$h_{f_{\text{braço de carregamento}}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{98066 * 0,5}{865 * 9,81} = 5,78 \text{ m}$$

A válvula limitadora de vazão por sua vez atua com a força resultante da ação das duas pressões sobre o diafragma que tende a fechar o obturador e é proporcional à perda de carga P1-P2. Desta forma a força sobre o diafragma aumenta, movimentando a haste guia e fazendo o sistema retornar o equilíbrio $F_1 = F_2 + F_{\text{mola}}$ conforme funcionamento descrito na Figura 43.

Figura 43: Funcionamento da válvula limitadora de vazão



Fonte: Metalurgica Riberio, c2015

Nota: Disponível em:< Metalúrgica Ribeiro (metalurgicaribeiro.com.br)>

As características técnicas da válvula limitadora de vazão seguem conforme Quadro 12.

Quadro 12: Características técnicas da válvula limitadora de vazão

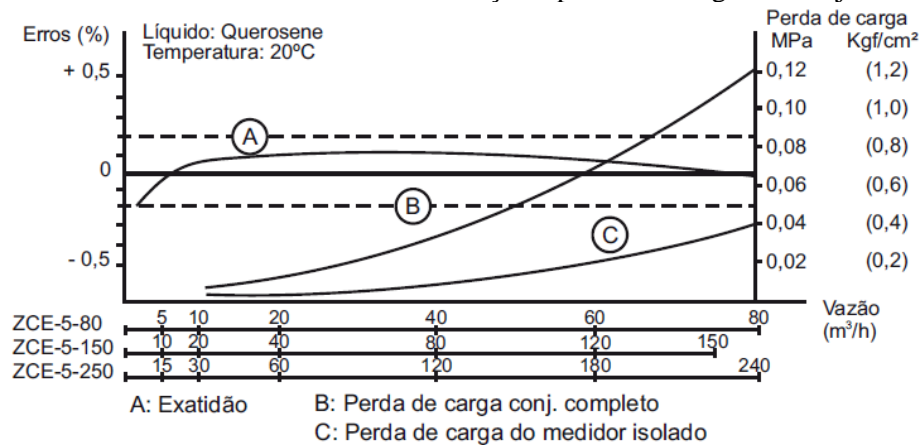
MEDIDAS DA TUBULAÇÃO	2"		3"		4"		6"	
MODELO	FT-102		FT-103		FT-104		FT-106	
VAZÃO MÁXIMA DE ADMISSÃO (m³/h)	120		200		300		450	
FAIXA DE REGULAGEM NA VAZÃO MÁXIMA DE ADMISSÃO (m³/h)	MIN.	MAX.	MIN.	MAX.	MIN.	MAX.	MIN.	MAX.
	18	30	30	120	55	180	130	225
DIMENSÕES GERAIS (mm)	A		203		203		229	
	B		240		240		350	
PESO APROXIMADO / Kg	14		19		25		41	

Fonte: Metalurgica Riberio, c2022

Nota: Disponível em:< Metalúrgica Ribeiro (metalurgicaribeiro.com.br)>

Já a perda de carga do medidor de vazão, que contabiliza a quantidade carregada no CT, foi determinada conforme portfólio do mesmo fornecedor da válvula limitadora de vazão e dados obtidos a partir da Figura 44.

Figura 44: Curvas características dos erros de indicação e perdas de carga dos conjuntos medidores

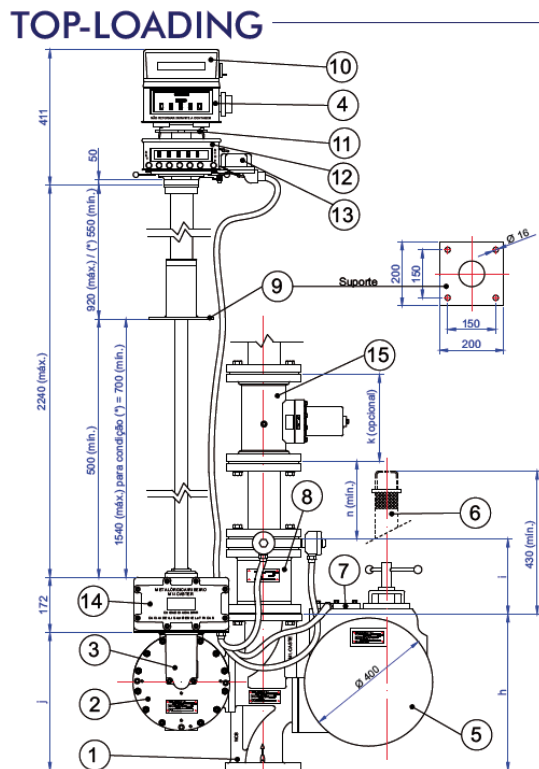


Fonte: Metalurgica Riberio, 2022

Nota: Disponível em: < Metalúrgica Riberio (metalurgicaribeiro.com.br)>

O conjunto do medidor que contabiliza a quantidade do volume carregado no caminhão, é descrito no diagrama P&ID como uma sequência de válvulas controladas pelo medidor, representadas por desenhos baseados nas normas ISA 5.1 e ISA 5.5. O sistema completo dessas válvulas e medidores é conhecido como permissíveis de carregamento, elas somente são atuadas em condições seguras do processo, as mesmas representam o conjunto mostrado na Figura 45.

Figura 45: Conjunto medidor completo



Fonte: Metalurgica Riberio, 2022

Nota: Disponível em: < Metalúrgica Riberio (metalurgicaribeiro.com.br)>

APÊNDICE D

DADOS E REFERÊNCIAS USADAS NO CÁLCULO DA VAZÃO REQUERIDA (ϕ) PARA CENÁRIOS DE ALÍVIO TÉRMICO NO DIMENSIONAMENTO DE UMA PSV

Usado a Tabela 2 da API 521-1 (2014) para determinação do coeficiente de expansão volumétrica (c) a ser aplicada na Equação x, para isso é necessário que se calcule o grau API do hidrocarboneto desejado conforme Equação 29

$$^{\circ}API = \frac{141}{d} - 131,5 \quad \text{Equação 29}$$

Onde, a densidade relativa (d) pode ser calculada pela Equação 30, usa-se a densidade da água a 70°F (21,11°C) e 1 atm, que é de 998 kg/m³.

$$d = \frac{\text{Densidade do fluido}}{\text{Densidade da água}} \quad \text{Equação 30}$$

Definido o $^{\circ}API$ do hidrocarboneto, aplica-se a Quadro 13 abaixo.

Quadro 13: Coeficiente de expansão volumétrico em função do grau API do hidrocarboneto

Gravity of Liquid $^{\circ}API$	Cubic Expansion Coefficient ^a 1/°C (1/°F)
3 to 34.9	0.00072 (0.0004)
35 to 50.9	0.0009 (0.0005)
51 to 63.9	0.00108 (0.0006)
64 to 78.9	0.00126 (0.0007)
79 to 88.9	0.00144 (0.0008)
89 to 93.9	0.00153 (0.00085)
94 and lighter	0.00162 (0.0009)
water	0.00018 (0.0001)

^a At 15.6 °C (60 °F). For other temperatures, Equation (4) can be used to estimate the cubical expansion coefficient.

Fonte: API STD 521, 2014

Os valores de condutividades térmica (k) e capacidade calorífica (c_p) da tubulação de aço carbono, foi retirado da Tabela A.1 de Incropera (2008) conforme abaixo.

Tabela 20: Propriedades físico-químicas do aço carbono

Composição	Ponto de Fusão (K)	Propriedades em Várias Temperaturas (K)													
		Propriedades a 300 K				k (W/(m · K)) / c_p (J/(kg · K))									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/(kg · K))	k (W/(m · K))	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aços carbono Não-ligado (Mn \leq 1%, Si \leq 0,1%) AISI 1010	7854	434	60,5	17,7			56,7	48,0	39,2	30,0					
	7832	434	63,9	18,8			48,7	55,9	68,5	11,69					
							58,7	48,8	39,2	31,3					

Fonte: Incropera, 2000 (Adaptado)

Para o Diesel S500, o valor da capacidade calorífica foi retirado da Tabela 21.

Tabela 21: Parâmetro químico de diversos fluidos

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
T _{ag} (°C)	25,0	Rac	30,00
T _{ar} (°C)	25,0	c _{p,die} (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	1,75
T ₆ (°C)	202,5	c _{p,BO} (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	1,96
T ₇ (°C)	202,5	c _{p,est} (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	2,1
T ₈ (°C)	25,0	c _{p,gli} (kJ.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	2,4
T ₉ (°C)	65,0	ρ _{MO} (kg.L ⁻¹)	0,92
T ₁₀ (°C)	25,0	ρ _{EI} (kg.L ⁻¹)	0,80
T ₁₁ (°C)	65,0	k1 (s ⁻¹)	0,0005
T _{cond1} (°C)	80,0	k2 (s ⁻¹)	0,0001
T _{cond2} (°C)	80,0	M _{MO} (kg.mol ⁻¹)	0,874
T ₀ (°C)	25,0	M _{EI} (kg.mol ⁻¹)	0,046
P _{ag} (kPa)	800,0	M _{gli} (kg.mol ⁻¹)	0,092
P _{ar} (kPa)	102,0	M _{est} (kg.mol ⁻¹)	0,301
P ₆ (kPa)	800,0	ct _{die} (R\$.kg ⁻¹)	3,62
P ₇ (kPa)	800,0	ct _{est} (R\$.kg ⁻¹)	3,38
P ₁₀ (kPa)	100,0	ct _{EI} (R\$.kg ⁻¹)	2,05
P ₁₁ (kPa)	100,0	ct _{OM} (R\$.kg ⁻¹)	50,00
P _{cond1} (kPa)	800,0	ct _{OR} (R\$.kg ⁻¹)	0,50
P _{cond2} (kPa)	800,0	LHV _{die} (kJ.kg ⁻¹)	43100
η _{Calid} (%)	85,0	e _{x,die} (kJ.kg ⁻¹)	44730
V _{Reat} (L)	1000000		

Fonte: Sugai, 2019

Nota: O calor específico do diesel é determinado conforme parâmetro c_{p, die}

No cálculo do fluxo de calor por condução na tubulação, usou-se as dimensões do duto de 6” conforme Tabela 22 abaixo.

Tabela 22: Dimensão de tubos de aço carbono SCH 40 NBR 5590

Pol.	Diâmetro		Espessura	Peso teórico (kg /m)	Denom. Conf. API 5L	Schedule
	Externo (mm)	Interno (mm)				
3.1/2"	101,60	90,12	5,74	13,57	STD	40
		85,44	8,08	18,63	XS	80
4"	114,30	102,26	6,02	16,07	STD	40
		97,18	8,56	22,32	XS	80
		92,04	11,13	28,32	-	120
		87,32	13,49	33,54	-	160
		80,06	17,12	41,03	XXS	-
5"	141,30	128,20	6,55	21,77	STD	40
		122,24	9,53	30,97	XS	80
		115,90	12,70	40,28	-	120
		109,54	15,88	49,11	-	160
		103,20	19,05	57,43	XXS	-
6"	168,30	155,60	6,35	25,36	-	-
		154,08	7,11	28,26	STD	40
		146,36	10,97	42,56	XS	80
		139,76	14,27	54,20	-	120
		131,78	18,26	67,56	-	160
		124,40	21,95	79,22	XS	-

Fonte: Fornecedor de tubos ANDRAÇOS-Comércio e Atacado, c2022

Nota: Site do fornecedor disponível em: < Tubo de Condução - Schedule - Andraço Comércio e Atacado de Aço em Itajaí (andraco.com.br)>

A Equação 24 trazida pela API STD 520-part I (2000) *apud* Goulart (2012), parte da equação clássica de Reynolds. Percebe-se que as unidades de medida das variáveis usadas nesta equação são as mesmas trazidas no Quadro 10 e que a constante 18800 é um valor de conversão dessas unidades para unidade SI conforme provado a seguir,

$$R = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Equação 31}$$

Onde,

$$Q = v \cdot A \quad \text{Equação 32}$$

Multiplicando os dois termos da Equação 32 acima por \sqrt{A} , tem-se,

$$\frac{Q \cdot \sqrt{A}}{A} = v \cdot \sqrt{A} \quad \text{Equação 33}$$

Partindo do princípio básico que,

$$A = \sqrt{A} \cdot \sqrt{A} \quad \text{logo,} \quad \frac{1}{\sqrt{A}} = \frac{\sqrt{A}}{A} \quad \text{Equação 34}$$

A Equação 33 fica,

$$\frac{Q}{\sqrt{A}} = v \cdot \sqrt{A} \quad \text{Equação 35}$$

Colocando o diâmetro (D) em função da Área da tubulação tem-se que,

$$D = \frac{2\sqrt{A}}{\sqrt{\pi}} \quad \text{Equação 36}$$

Substituindo na Equação 36 na equação clássica de Reynolds, em seguida aplicando a relação da Equação 35,

$$R = \frac{\rho \cdot v \cdot 2\sqrt{A}}{\mu \sqrt{\pi}} = \frac{2 \cdot \rho \cdot Q}{\mu \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{A}} \quad \text{Equação 37}$$

Visto que a densidade relativa (G) é,

$$G = \frac{\rho}{d_{\text{água}}} \quad \text{Equação 38}$$

Em que “ $d_{\text{água}}$ ” é a densidade da água a 71°F e 1atm em g/cm³, conforme aplicado na Equação 30 com valor em 998 Kg/m³, a Equação 37 se torna,

$$R = \left(2 \cdot \frac{d}{\sqrt{\pi}}\right) \cdot \frac{G \cdot Q}{\mu \sqrt{A}} \quad \text{Equação 39}$$

Para que os valores das variáveis da Equação 39 sejam as mesmas do Quadro 7, visando praticidade no cálculo sem necessidade de conversões, é necessário realizar uma análise dimensional da equação para que os valores inseridos sejam convertidos em unidades SI dentro do próprio cálculo, conforme determinado a seguir. Para vazão Q:

$$Q \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{1000}{60} \left[\frac{L}{min} \right] \quad \text{Equação 40}$$

Para viscosidade absoluta ou viscosidade dinâmica μ :

$$\mu [Pa \cdot s] = 1000 [cP] \quad \text{Equação 41}$$

Para área, considerando a raiz quadrada \sqrt{A} :

$$\sqrt{A} [m] = \frac{1}{1000} [mm] \quad \text{Equação 42}$$

Tão logo a Equação 39 fica,

$$R = \left(\frac{1000 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} \cdot 2 \cdot \frac{998}{\sqrt{\pi}} \right) \cdot \frac{G \cdot Q}{\mu \sqrt{A}} \quad \text{Equação 43}$$

Assim tem-se a equação proposta por Goulart (2012) em seu trabalho, retirada da norma API STD 520-part I (2000) conforme Figura 46.

$$R = 18800 \cdot \frac{G \cdot Q}{\mu \sqrt{A}} \quad \text{Equação 44}$$

Figura 46: Equação de Reynolds conforme variáveis usadas nas unidades propostas pela API STD 520 (2000)

<p>SI Units</p> $R = \frac{Q(18,800 \times G)}{\mu \sqrt{A}} \quad (3.10)$
--

Fonte: API STD 520 (x)

Nota: Variáveis definidas no Quadro 7, conforme proposta pela norma acima e trazida por Goulart (2012)

5.1 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR – 17505: Armazenagem de líquidos inflamáveis e combustível. Parte1-Disposições Gerais.** Baseada na Norma *National Fire Protection Association* – 30. Dividida em 7 Partes. Publicada em 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11888 – Bobinas e chapas finas a frio e a quente de aço carbono e aço de baixa liga e alta resistência – Requisito gerais.** 2ª edição. Rio de Janeiro, 2008

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11889 – Bobinas grossas e chapas grossas de aço carbono e de aço de baixa liga e alta resistência – Requisitos gerais.** Rio de Janeiro, 1992.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15280-Dutos Terrestres, Parte 1: Projeto.** 2ª edição. 75 páginas . Rio de Janeiro-RJ. 27 de setembro de 2009.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15461 – Tanque aéreo atmosférico de aço – Requisitos de fabricação e métodos de ensaios.** 54p. 2ªedição Baseada na Norma da *Underwriters Laboratories (UL) 142*, edição de 2019. Publicada 17 de Dezembro de 2021.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7821 - Construção e Instalação de tanque aéreo de aço-carbono.** 118p. Elaborada pelo Grupo de Trabalho designado pela Portaria no 75/74, de 21/02/74, do Conselho Nacional do Petróleo. Publicada em 1978.

AMARAL, João Rafael Lima. **PROJETO DE TANQUE DE ARMAZENAMENTO API 650. ESTUDO DE CASO: DIESEL S500.** XIV, 59 .: il.: 29,7 cm. Projeto de Graduação UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, Julho de 2021.

ANDRAÇO. **TUBOS DE CONDUÇÃO – SCHEDULE.** Fornecedor de tubos conforme ABNT NBR- Tubos de aço-carbono com ou sem solda longitudinal, pretos ou galvanizados —

Requisitos, publicada em 2015. Disponível em:< Tubo de Condução - Schedule - Andraço Comércio e Atacado de Aço em Itajaí (andraco.com.br)>. Acessado em: 10/09/2022

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 2003 – Protection Against Ignitions Arising Out of Static, Lightning, and Stray Currents.** Recommended Practice (RP), 6th ed. September 1998.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 2350 – Overfill Protection for Storage Tanks in Petroleum Facilities.** Recommended Practice (RP), 3th ed. January 2005.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 520 - Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries, Part I-Sizing and Selection.** Recommended Practice (RP), 7th ed. January 2000.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 520 - Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries, Part II-Installation.** Recommended Practice (RP), 5th ed. August 2003.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 521 – Pressure-relieving and Depressuring Systems.** API Standard (STD), 6th ed, January 2014.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 526 – Flanged Steel Pressure Relief Valves.** API Standard (STD), 5th ed, June 2002.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 527 – Seat Tightness of Pressure Relief Valves.** API Standard (STD), 5th ed. July 2020.

API-AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 650 - Welded Steel Tanks for Oil Storage.** API Standard (STD), downstream segment, 11th edition. June 2007.

ASME-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE - SECTION VIII, DIVISION 1 - Pressure Vessels.** edição de 1983. Traduzido pelo Instituto Brasileiro de Petróleo (IBP), 1^a edição de junho de 1986. Disponível em:< ASME VIII Traduzido PDF | PDF (scribd.com)>. Acessado em: 01/08/2022

BOWERSOX, D. J.; CLOSS, D. J.; COOPER, M; B. **Supply Chain Logistics Management.** Michigan State University. Published by McGraw – Hill/Irwin series operations and decisions

sciences. *International Edition* ISBN 0-07-112306-7. 658 p. 2002. Disponível em: <259-Supply-Chain-Logistics-Management-Donald-J.-Bowersox-David-J.-Closs-M.-Bixby-Cooper-Edisi-1-2002.pdf (unpatti.ac.id)>. Acessado em: 10/01/2022.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. 2ªed. ver. – São Paulo: Pearson Prentice Hall, ISBN 978-85-7605-182-4. 2008.

CAMPOS, Felipe H.L.F.; FILHO, Otávio R. **APLICAÇÃO DE MANUTENÇÃO PREDITIVA EM UM SISTEMA DE DESCARREGAMENTO DE CAMINHÕES E VAGÕES TANQUE**. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento Acadêmico de Eletrônica (DAELN) e Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) como título de Tecnólogo em Mecatrônica Industrial. Curitiba – PR, 03 de Dezembro de 2013.

COSTA, RAFAEL F.S.; FREITAS, ANGELO A. M. **MODELO DE SIMULAÇÃO PARA UMA REDE REGIONAL DE DUTOS DE DERIVADOS DE PETRÓLEO CONSIDERANDO SEQUENCIAMENTO DE BATELADAS E CAPACIDADE DE ARMAZENAMENTO RESTRITA**. Simpósio Brasileiro de Pesquisa Operacional: Pesquisa Operacional na Gestão da Segurança Pública, Salvador- BA, 16 a 19 de setembro de 2014.

CREMASCO, Marco Aurélio. **OPERAÇÕES UITÁRIAS EM SISTEMAS PARTICULADOS E FLUIDOMECÂNICOS**. Editora Edgard Blücher Ltda. São Paulo. 2012.

DIN-DEUTCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 2095 - Helical Springs made of round wire– Quality requirements for cold coiled compression springs**. May 1973.

DIN-DEUTCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 2096 - Helical Compression Springs made of round wire and rod – Quality requirements for hot formed compression springs, Part I**. January 1974.

FERREIRA, André Martins. **SELEÇÃO DE BOBMA PARA TUBULAÇÃO DE GASOLINA AUTOMOTIVA PURA EM UMA BASE DE DISTRIBUIÇÃO DE COMBUSTÍVEL**. Projeto de graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ.. Rio de Janeiro – RJ. Setembro de 2016.

FRANK, Marc; ACOSTA, Nelson. **FIRE RAGES AT CUBA OIL TERMINAL; THIRD TANK COLAPSES AFTER SPILL – GOVERNOR.** Reuters, News and media Division of Thomson Reuters. Publication in August 8, 2022. Accessed: August, 8, 2022.

GOULART, Adriana Karla. **Dimensionamento de Válvulas de Segurança e Alívio de Pressão atuando com Fluidos Bifásicos.** Trabalho de Diplomação em Engenharia Química defendido ao Departamento de Engenharia Química da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Porto Alegre, Julho de 2012.

HOUGHTLEN, R. J.; HWANG, NED H. C.; AKAN, A. OSMAN. **ENGENHARIA HIDRÁULICA.** 4ª Edição, editora Pearson. Setembro de 2012.

INAFLEX. **Catálogo 2020.** Fornecedor de mangueiras e mangotes especializado para o setor de Óleo e Gás no Brasil. Fundada em 1983. São José dos Campos – SP, 2020. Disponível em: <https://inaflex.com.br/wp-content/uploads/2021/01/Catalogo-Inaflex-2021.pdf>. Acessado em: 12/12/2021

INCROPERA, Frank P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e massa.** 6ª edição, editora LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, pertencente ao grupo de editora GEN, tradução e revisão técnica Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro – RJ, Brasil. 2008

KELLNER, Erich. AKUTSU, J.; REIS, L. F. R.; **Avaliação da rugosidade relativa dos tubos de PVC com vistas ao dimensionamento das redes de distribuição de água.** Artigo Acadêmico em Engenharia Sanitária Ambiental, publicada em Scielo Brasil, 2015. Disponível em: < SciELO - Brasil - Avaliação da rugosidade relativa dos tubos de PVC com vistas ao dimensionamento das redes de distribuição de água Avaliação da rugosidade relativa dos tubos de PVC com vistas ao dimensionamento das redes de distribuição de água >. Acessado em 08/08/2022.

MATHIAS, Arthur Cardozo. **VÁLVULAS – Industriais, Segurança e Controle.** 2ª edição, editora ArtLiber. Janeiro 2014.

METALURGICA RIBEIRO. **PRODUTOS.** Catálogos dos equipamentos disponíveis no site do fornecedor. C2015. Disponível em: < Metalúrgica Ribeiro (metalurgicaribeiro.com.br) >. Acessado em: 08/08/2022.

MTb – Ministério do Trabalho. **NR 20 - SEGURANÇA E SAÚDE NO TRABALHO COM INFLAMÁVEIS E COMBUSTÍVEIS.** Publicada sob Portaria n.º 3.214 de junho de 1978, com última alteração em Outubro de 2021. Disponível em:< NR 20 - NORMA REGULAMENTADORA 20 (guiatrabalhista.com.br)>. Acessado em:01/08/2022

MTP – Ministério do Trabalho e Previdência. **NR 37 - SEGURANÇA E SAÚDE EM PLATAFORMAS DE PETRÓLEO.** Publicada sob Portaria n.º 90 de 26 de Janeiro de 2022 que revoga a Portaria n.º 1.186 de 20 de Dezembro de 2018. Disponível em:< PORTARIA Nº 90, DE 18 DE JANEIRO DE 2022 - PORTARIA Nº 90, DE 18 DE JANEIRO DE 2022 - DOU - Imprensa Nacional (in.gov.br)>. Acessado em: 01/08/2022

NAZÁRIO, Paulo. **Intermodalidade: importância para a logística e estágio atual no Brasil.** In. **Logística empresarial: a perspectiva brasileira.** 10. reimpr. São Paulo: Atlas, 2000. (coleção COPPEAD de Administração)

NETTO, A.; FERNANDEZ, M.; ARAUJO R.; ITO, A. E.; **MANUAL DE HIDRÁULICA.** 8ª edição. Editora Edgard Blucher LTDA. São Paulo – SP, Brasil. 1998

NUNES, Cauã Pinheiro. **Projeto de Graduação UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2021.** 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre – RS. 2013.

PEREIRA (a), Dyogo Teylor. **SELEÇÃO DE BOMBA PARA TUBULAÇÃO EM UMA DISTRIBUIDORA DE COMBUSTÍVEIS, APLICADO DIRETAMENTE NO BIODIESEL.** Trabalho Final de Graduação II em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia e Arquitetura da Universidade de Passo Fundo-UPF. Rio Grande do Sul – RG, 2021.

PEREIRA (b), Luís Dias. **Manual para dimensionamento de tanques metálicos.** InfoSolda.com.br - O portal brasileiro da soldagem. Contato do Autor: ldpublic@gmail.com. Artigo Industrial publicado em 7 de Novembro de 2018. Disponível em:<<https://infosolda.com.br/wp-content/uploads/Downloads/Artigos/industrial/Manual-para-dimensionamento-de-tanques-metlicos.pdf>>. Acessado em: 10/04/2022.

PETRÓLEO BRASILEIRO S.A – PETROBRAS. **N-270 Projeto de Tanque de Armazenamento Atmosférico**. CONTEC- Comissão de Normalização Técnica, SC-02 Caldeiraria, Revisão F. Publicada em Maio de 2014

REDLANDS DO BRASIL. **BRAÇOS DE CARREGAMENTOS**. Site: Tecnologia de Manuseio de Líquidos REDLANDS. Disponível em: <<https://redlands.com.br/produtos/bracos-de-carregamento/>>. Acesso em: 01/05/2022.

SATINI, João Bosco Santini; GÂNDARA, Carlos. **Componentes e acessórios de Tanque de Armazenamento Parte 1 de 3**. Petroblog by Santini, Tópico: Tanques de Armazenamento. Publicado 30/03/2017. Disponível em:< Componentes e acessórios de Tanques de armazenamento | Petroblog>. Acessado em 01/06/2022.

SATO, Armando Kenzo. **Projeto de um tanque de armazenamento atmosférico com teto flutuante para estocagem de gasolina**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

SILUK, Júlio. **Evaluation of Maintenance Performance in Metalworking Company: a case study and proposal of new indicators**. Artigo publicado em *Product Management & Development in ResearchGate*. Janeiro de 2011. Disponível em: <(PDF) Evaluation of maintenance performance in Metalworking Company: a case study and proposal of new indicators (researchgate.net)>. Acessado em: 01/08/2022

SOBRINHO, F. V.; POSSEBON, J. **Relatório de Análise de Acidentes – FUNDACENTRO. Caso 052: Explosão por Eletricidade Estática (2007)**. Site: Inspeção de Equipamentos: Estudo de Casos. Postado em 22 de dezembro de 2013. Disponível em:< Inspeção de Equipamentos: Estudo de Casos: Resultados da pesquisa araucária (inspecaoequipto.blogspot.com)>. Acessado em 08/08/2022.

SOUSA, Carlos José Nunes. **AValiação da Capacidade Logística de uma Rede Dutoviária de Distribuição de Derivados de Petróleo Utilizando Simulação por Eventos Discretos**. Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro-RJ, Outubro de 2010.

STENIO, Monteiro De Barros. **TANQUES DE ARMAZENAMENTO**. PETROBRAS. Recursos Humanos. Universidade Petrobras, 2009. 5xx p. : il ; 28cm. Rio de Janeiro. Março de 2010.

STUCKENBRUCK, Sidney. **ESCOAMENTO DE LÍQUIDOS E GASES EM DUTOS**. Professor e Ph.D da PUC-Rio e Olympus Software Científico e Engenharia. Apostila do Curso de Extensão para a Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul – SULGÁS. Porto Alegre – RG, Brasil. 2012

SUGAI, Daniela Yumi. **ANÁLISE EXERGÉTICA E OTIMIZAÇÃO ECONÔMICA DO PROCESSO DE PRODUÇÃO DE BIODIESEL A PARTIR DA MISTURA DE ÓLEO RESIDUAL E DE MICROALGAS**. Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciência dos Materiais, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná (UFPR), como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciência dos Materiais. Curitiba-PR, 2019.

UFG – Universidade Federal de Goiás. **Perdas de Carga Localizadas (Equivalência em metros de tubulação) – Conexões de Aço Galvanizado, Ferro Fundido e Ferro Maleável**. Escola de Engenharia Civil, acervo digital. Disponível em:< Microsoft Word - Perdas de Carga localizadas.doc (tripod.com)>. Acessado em: 01/06/2022.