

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Engenharia Mecânica
Departamento de Projeto e Fabricação

**Projeto de um Caminhão-Tanque
para Transporte de Ácido Sulfúrico**

Aprovado 10,0
Prof Gilberto M. Souza.
16 jul 98

Alexandre Ferreira Bartolomucci

Orientador: Gilberto Francisco Martha de Souza

1998

Dedicatória

À minha irmã,
Denise,
e aos meus pais,
Antonio Carlos e Maria Regina.

Agradecimentos

Ao orientador Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza por contribuir grandemente para a realização deste trabalho.

Ao Engº Mário Batista da Ana, da empresa Masa Implementos Rodoviários, pela cessão de informações técnicas relativas à caminhões-tanque.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

Resumo

O presente trabalho apresenta projeto de caminhão tanque para transporte de ácido sulfúrico, com enfoque no projeto do tanque, com elaboração de critério que leva em consideração duas situações consideradas críticas nesta estrutura: a descarga do líquido e a frenagem repentina do caminhão, numa curva. Apresenta-se desde o estudo da necessidade do projeto até o teste hidrostático do caminhão, sendo que a determinação da geometria do tanque e o seu dimensionamento foram realizados a partir de elaboração e uso de aplicativos que agilizaram e tornaram mais confiáveis os cálculos realizados. Foram reunidos diversos aspectos relevantes ao assunto e sugeridos critérios que podem colaborar para complementação das normas atuais.

1. INTRODUÇÃO	3
1.1. INFORMAÇÕES GERAIS.....	3
1.1.1. Caminhão Tanque.....	3
1.1.2. Materiais Transportados.....	3
1.2. OBJETIVO DO TRABALHO.....	4
2. CONSIDERAÇÕES INICIAIS: PRINCIPAIS ALTERNATIVAS DE PROJETO DO CAMINHÃO	7
2.1. QUANTO À UNIÃO DO VEÍCULO MOTOR E CARRETA	7
2.2. QUANTO À UNIÃO DO TANQUE E CHASSI.....	7
2.3. QUANTO AO NÚMERO DE EIXOS NO VEÍCULO MOTOR.....	8
2.4. QUANTO AO NÚMERO DE EIXOS NA CARRETA	9
2.5. QUANTO AO FORMATO, MATERIAL E ESPESSURA DO TANQUE.....	9
3. METODOLOGIA DO PROJETO	10
4. EXIGÊNCIAS PARA O PROJETO DO CAMINHÃO.....	11
4.1. LEGISLAÇÃO PERTINENTE: "LEI DA BALANÇA"	11
4.1.1. Peso Bruto Total	11
4.1.2. Carga por Eixo	11
4.1.3. Dimensões dos Veículos	13
4.1.4. Relação Peso/Potência.....	15
4.1.5. Limites de Peso e Dimensões em Países da América do Sul e Central	15
4.2. NORMAS TÉCNICAS	17
4.2.1. Condições Gerais.....	17
4.2.2. Condições Específicas.....	21
4.2.3. Inspeção	22
5. ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO	23
6. ESCOPO DO PROJETO	26
7. DETERMINAÇÃO DO VEÍCULO MOTOR	27
7.1. SELEÇÃO DO VEÍCULO MOTOR.....	27
7.2. DETERMINAÇÃO DO LIMITE DE PESO DA CARRETA.....	30
7.3. DETERMINAÇÃO DA POSIÇÃO DO ENCAIXE DO PINO REI NO VEÍCULO MOTOR	31
8. EFEITOS DA ACELERAÇÃO DO VEÍCULO NA PRESSÃO QUE LÍQUIDO EXERCE SOBRE O TANQUE.....	32
9. DETERMINAÇÃO DO TANQUE E SEUS ACESSÓRIOS	34
9.1. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DO TANQUE.....	34
9.1.1. Dimensionamento pelo código ASME.....	34
9.1.2. Dimensionamento pelo critério de projeto	36
9.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE EFICIÊNCIA DE SOLDA	42
9.3. SELEÇÃO DE MATERIAL DAS CHAPAS DO TANQUE	43
9.3.1. Seleção de material do tipo A	43
9.3.2. Seleção de material do tipo B.....	45
9.3.3. Seleção entre material do tipo A ou B.....	46
9.4. SELEÇÃO DE MATERIAIS DOS OUTROS ELEMENTOS DO TANQUE.....	49
9.5. SELEÇÃO DO TIPO DE TAMPO DO TANQUE	50
9.6. SELEÇÃO DO COMPRIMENTO DO TANQUE	52
9.6.1. Tanque o Mais Curto Possível.....	52
9.6.2. Tanque o Mais Longo Possível	52
9.6.3. Seleção do Comprimento do Tanque.....	53

9.7. DIMENSIONAMENTO DO TANQUE.....	58
9.8. DIMENSIONAMENTO DOS TAMPOS DO TANQUE	61
9.8.1. <i>Espessura Mínima da Parte Toroidal do Tampo</i>	61
9.8.2. <i>Espessura Mínima da Saia do Tampo</i>	62
9.8.3. <i>Espessura Nominal do Tampo</i>	62
9.8.4. <i>Verificação do Comprimento da Saia do Tampo</i>	62
9.9. DIMENSIONAMENTO DA BOCA DE VISITA	63
9.10. DIMENSIONAMENTO DA PROTEÇÃO DA BOCA DE VISITA	66
9.11. DIMENSIONAMENTO DOS ANÉIS DE REFORÇO	69
9.12. DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO DE ESCAPE DA CARGA	73
9.13. DETERMINAÇÃO DO PINO-REI E DE SUA PLACA DE FIXAÇÃO	76
9.14. DETERMINAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DO TANQUE	77
10. DETERMINAÇÃO DO CHASSI DA CARRETA E DO BERÇO DE SUSTENTAÇÃO.....	78
10.1. DETERMINAÇÃO DO CHASSI	78
10.2. DETERMINAÇÃO DOS BERÇOS DE APOIO	79
11. DETERMINAÇÃO DOS EIXOS, FREIOS, SUSPENSÃO E TENSORES	81
12. DIMENSIONAMENTO DO PÉ DE APOIO DA CARRETA.....	84
13. DETERMINAÇÃO DOS PNEUS E RODAS.....	87
13.1. SELEÇÃO DOS PNEUS	87
13.2. SELEÇÃO DAS RODAS.....	88
14. O CAMINHÃO-TANQUE PROJETADO	89
15. DETERMINAÇÃO DOS PROCESSOS DE SOLDAGEM.....	91
15.1. CARACTERÍSTICAS DOS ELEMENTOS A SEREM SOLDADOS.....	91
15.2. SELEÇÃO DOS PROCESSOS DE SOLDAGEM	93
15.3. SELEÇÃO DOS ELETRODOS	95
15.4. SELEÇÃO DA GEOMETRIA DAS JUNTAS SOLDADAS	96
16. FABRICAÇÃO DA CARRETA.....	102
16.1. FLUXOGRAMA DA FABRICAÇÃO DA CARRETA.....	102
16.2. DETALHES DA FABRICAÇÃO DO CASCO CILÍNDRICO E SUA INSPEÇÃO	106
16.3. DETALHES DA FABRICAÇÃO DA BOCA DE VISITA, DE SUA PROTEÇÃO E DE SUA INSPEÇÃO	106
16.4. DETALHES DA PREPARAÇÃO DA CHAPA PARA FABRICAÇÃO DOS TAMPOS.....	107
17. TESTE HIDROSTÁTICO	109
18. CONCLUSÕES	110
19. BIBLIOGRAFIA	112
APÊNDICES	115
APÊNDICE I - PLANILHA 1.....	115
APÊNDICE II - PLANILHA 2	122
APÊNDICE III - MACRO "ESCOLHE_ESP_NOMINAL"	124
APÊNDICE IV - MACRO "CALCULO_X_E_MOMENTO"	126

Definição de Unidades

t (tonelada): unidade de medida para definir força equivalente à 9810 N;

Kgf (Kilograma força): unidade de medida para definir força equivalente à 9,81 N;

cv (cavalo-vapor): unidade de medida para definir potência equivalente à 735,5 W;

mm (milímetro): unidade de medida para definir comprimento equivalente à 0,001 m;

cm (centímetro): unidade de medida para definir comprimento equivalente à 0,01 m;

pol. (polegada): unidade de medida para definir comprimento equivalente à 0,0254 m;

L (litro): unidade de medida para definir volume equivalente à 0,001 m³;

rpm (rotações por minuto): unidade de medida para definir frequência equivalente à 1/60 Hz;

1. Introdução

1.1. Informações Gerais

1.1.1. Caminhão Tanque

Um caminhão tanque é um veículo que tem por objetivo o transporte de fluido por rodovias. Basicamente constitui-se de um tanque, que contém o fluido, uma estrutura que suporta o tanque e o veículo motor, que movimenta o conjunto. Pode-se ver um caminhão tanque na Figura 1.



Figura 1. Caminhão tanque (Masa®).

1.1.2. Materiais Transportados

Os materiais mais comumente transportados são:

- Água
- Combustíveis
- Outros produtos químicos, dentre estes o ácido sulfúrico.

Os dois primeiros são retirados com auxílio da gravidade, utilizando-se portanto tanques elípticos pelo fato de não ser necessária uma grande resistência à pressões internas e ser desejável ter-se o centro de gravidade baixo. Já o ácido sulfúrico é geralmente retirado por injeção de pressão, utilizando-se portanto, tanques cilíndricos, pela sua maior resistência às pressões internas.

A seguir são apresentadas algumas propriedades do ácido sulfúrico:

- Ponto de fusão: $10,4^{\circ}\text{C}^{[9]}$;
- Ponto de ebulição: 315°C a $338^{\circ}\text{C}^{[9]}$ (função da perda de SO_3 que acontece quando é aquecido a temperaturas maiores que 300°C);
- Densidade: $1840 \text{ Kg/m}^3^{[9]}$.

1.2. Objetivo do Trabalho

O objetivo deste trabalho é desenvolver o projeto de caminhão-tanque para transporte de ácido sulfúrico com enfoque na elaboração de critério de projeto do tanque, que é elemento diretamente relacionado com a segurança no transporte das cargas líquidas e gasosas de alta periculosidade e não apresenta critério de projeto específico. O projeto será desenvolvido de forma a obter-se um caminhão com nível satisfatório de segurança e peso relativamente baixo da estrutura, aumentando-se assim a carga útil do mesmo.

Esta escolha se deve principalmente aos seguintes fatos:

- O ácido sulfúrico apresenta papel fundamental como produto básico em várias aplicações, como nas relacionadas na Tabela 1.

Tabela 1. Aplicações do ácido sulfúrico.

Aplicação	Distribuição de Uso (%)
Ácido Fosfórico	34
Fertilizantes	34
Metalurgia	7
Industrial	6
Revenda	4
Açúcar e Alcool	3
Papel e Celulose	2
Outros	10

Fonte: ref. bibl. [2].

- O ácido sulfúrico apresenta grandes volumes a serem transportados, como pode-se ver na Tabela 2, que apresenta dados da produção nacional e de importação do Brasil no período de 1991 a 1996:

Tabela 2. Produção nacional e importação de ácido sulfúrico do Brasil de 1991 a 1996.

Ano	Produção Nacional (t)	Importação (t)
1991 ^[2]	3633984	65658
1992 ^[2]	3256589	78997
1993 ^[2]	3724076	246858
1994 ^[2]	4112135	203521
1995 ^[2]	4023828	171983
1996 ^[1]	4106415	132389

Fonte: ref. bibl. [1] e [2].

- O ácido sulfúrico apresenta predomínio de produção nacional (96,9%) sobre importação (3,1%) em 1996, conforme a tabela 2, e esta produção ser grandemente diversificada geograficamente, como se pode ver pela tabela 3, que apresenta a localização e capacidade instalada das empresas com maior produção do ácido sulfúrico. Isto faz com que a forma de transporte mais viável seja a rodoviária, pois é a que apresenta maior versatilidade e participação nos transportes nacionais (56%)^[16], devido a uma política de priorização de construção de rodovias em detrimento à ferrovias e hidrovias (participação de ferrovias: 21%; hidrovias: 19% e dutos: 4%)^[16].

Tabela 3. Localização e capacidade instalada das empresas com maior produção do ácido sulfúrico.

Empresa	Localização	Capacidade Instalada em 1995 (t/ano)
Bayer	RJ	280000
Caraíba Metais	BA	440000
Copebrás	SP	540000
CPM	MG	120000
Elekeiroz	SP	254100
Fosfertil	MG	1100000
Galvani	SP	300000
Gessy Lever	SP	200
IAP	SP	240000
INB	MG	90000
Jari Celulose	PA	10850
Morro Velho	MG	96000
Nitro Química	SP	260000
Profertil	AL	16000
Serrana	SP	240000
Tibrás	BA	232000
Ultrafertil	SP	330000
Unimauá	MG	22000

Fonte: ref. bibl. [2].

- O ácido sulfúrico é um produto altamente corrosivo, que dissolve a maioria dos metais e degrada a matéria orgânica por contato, podendo causar: perda da visão; queimadura de pele; lesões severas do aparelho digestivo por ingestão; lesões pulmonares por inalação de vapores concentrados (tolerância: 1mg por m³ de ar). Em caso de contato com uma grande região do corpo geralmente tem-se o choque da vítima e sintomas similares àqueles vistos em casos de queimaduras graves ^{[9] [10]}.

2. Considerações Iniciais: Principais Alternativas de Projeto do Caminhão

2.1. Quanto à União do Veículo Motor e Carreta

Existe a opção de construção do veículo motor e carreta unidos permanentemente ou com união por meio de pino-rei, como pode-se ver, respectivamente, nas Figuras 2 e 3.



Figura 2. Caminhão com veículo motor e carreta unidos permanentemente (Masa®).



Figura 3. Caminhão com veículo motor e carreta acoplados por pino-rei (Masa®).

2.2. Quanto à União do Tanque e Chassi

Existem duas opções de construção do tanque e chassi:

- Tanque e chassi não unidos permanentemente

Nesta construção o tanque apresenta na sua parte inferior um sub-chassi que é fixado ao chassi da carreta. Pode-se separar o conjunto para a utilização de

diferentes tanques com um chassi. Com isto consegue-se uma maior flexibilidade no tipo de carga para um caminhão (pois cada tanque tem que ser específico para um produto), o que é buscado principalmente por empresas pequenas. Pode-se ver uma carreta com este tipo de construção na Figura 4.

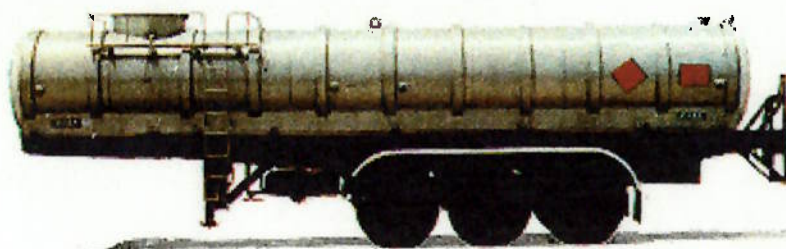


Figura 4. Carreta com sub-chassi (Masa®).

- Tanque auto-portante

Nesta construção o tanque encontra-se permanentemente fixado ao chassi, contribuindo de uma forma mais explícita na resistência aos esforços solicitantes. Assim consegue-se ter uma estrutura mais leve com maior capacidade de carga útil. Este tipo de caminhão é específico para um tipo de produto e é largamente utilizado por empresas maiores ou com maior especialização. Pode-se ver uma carreta com este tipo de construção na Figura 5.



Figura 5. Carreta com tanque auto-portante (Masa®).

2.3. Quanto ao Número de Eixos no Veículo Motor

Veículo motor separado da carreta pode ter dois ou três eixos, enquanto o outro tem apenas um.

2.4. Quanto ao Número de Eixos na Carreta

Pode-se ter um número variável de eixos ligados à carreta e a determinação deste número está fortemente relacionada com a "Lei da Balança", que será vista posteriormente.

2.5. Quanto ao Formato, Material e Espessura do Tanque

Pode-se ter o tanque com formato de vários tipos, notadamente o cilíndrico (que proporciona maior resistência à pressões internas) ou o elíptico (que proporciona centro de gravidade mais baixo), como já foi citado. O material do tanque está relacionado com a sua resistência e sua compatibilidade com o material a ser transportado. Já a espessura da chapa do tanque depende de seu material, do volume e densidade do material a ser transportado e também da forma de retirada do líquido do tanque (que pode ser por gravidade ou por injeção de pressão).

3. Metodologia do Projeto

Este projeto foi feito de acordo com a norma *NB-760 – Unidade para transporte rodoviário de ácido sulfúrico a granel*^[11] da Associação Brasileira De Normas Técnicas (ABNT), e por recomendação desta também foi utilizado o código *ASME Boiler and Pressure Vessels Code – Sec. VIII – Div. 1*^[13] da American Society Of Mechanical Engineers (ASME).

A matéria-prima utilizada está de acordo com as normas da American Society For Testing Materials (ASTM), da American Iron and Steel Institute (AISI) e da Society of Automotive Engineers (SAE).

As soldas utilizadas estão de acordo com as normas da American Society Of Mechanical Engineers e da American Welding Society (AWS).

4. Exigências para o Projeto do Caminhão

4.1. Legislação Pertinente: “Lei da Balança”

Neste texto é utilizada a expressão “lei da balança” pois é de uso comum no meio rodoviário mas nunca existiu uma lei tratando exclusivamente dos limites de pesos e dimensões de veículos. A maioria das disposições e normas sobre o assunto podem ser encontradas no Código Nacional de Trânsito (decreto). Essa legislação foi sendo complementada por leis paralelas, por resolução do Contram – Conselho Nacional de Trânsito – e normas de outros órgãos, como o Instituto Nacional de Pesos e Medidas.

A legislação em vigor sobre pesos e dimensões de veículos, conforme a referência bibliográfica [5], apresenta-se resumida abaixo:

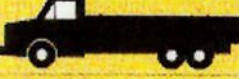
4.1.1. Peso Bruto Total

O peso bruto total máximo permitido é a capacidade máxima de tração estabelecida pelo fabricante ou 45t (o que for menor). Caminhões com peso além deste limite só podem trafegar mediante autorização especial.

4.1.2. Carga por Eixo

Os valores máximos permitidos de peso bruto por eixo estão relacionados com o tipo de veículo, conforme a Tabela 4.

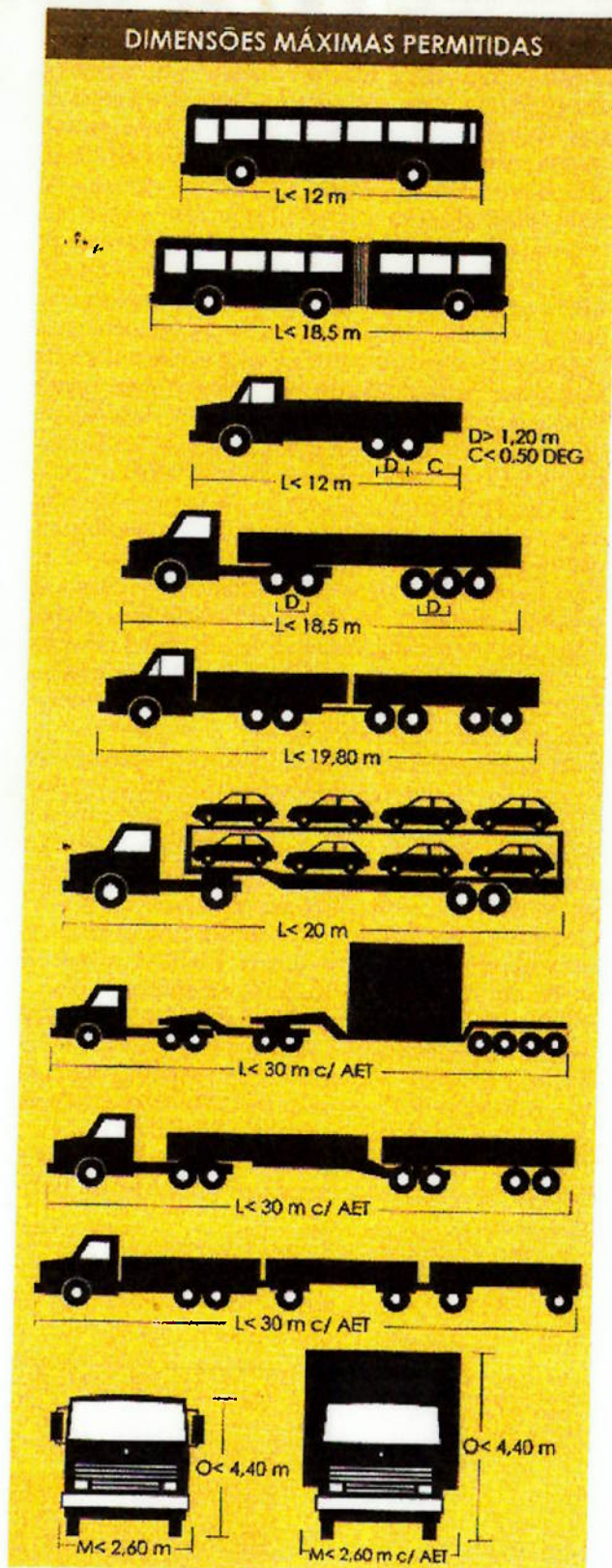
Tabela 4. Pesos máximos permitidos

PESOS MÁXIMOS PERMITIDOS (artigo 82)		Por eixo	PBTC
		(6+10)	16
		(6+17)	23
		(6+13,5)	19,5
		(6+25,5)	31,5
		(6+10+10)	26
		(6+10+17)	33
		(6+10+20)	36
		(6+17+17)	40
		(6+17+20)	43
		(6+10+25,5)	41,5
		(6+10+30)	46
		(6+17+25,5)	48,5
		(6+13,5+25,5)	45
		(6+17+30)	53
		(6+10+10+10)	36
		(6+10+10+17)	43
		(6+17+10+10)	43
		(6+17+10+17)	50

Fonte: ref. bibl. [5]

4.1.3. Dimensões dos Veículos

O comprimento, largura e altura máximos permitidos dependem do tipo de veículo e estão apresentados na Tabela 5.



Fonte: ref. bibl. [5]

O balanço máximo permitido é de 60% da distância entre os eixos (medida de um eixo externo ao outro) ou 3,5m (o que for menor) para caminhões. Para os ônibus com motor dianteiro, central e traseiro, respectivamente são: 71%, 66% e 62%.

4.1.4 Relação Peso/Potência

O limite mínimo permitido da relação peso/potência é de 5,71 cv/t.

4.1.5 Limites de Peso e Dimensões em Países da América do Sul e Central

Apesar de existir uma tentativa de padronização, como pode-se ver na Tabela 6, que apresenta as dimensões máximas permitidas pelas normas do Mercosul, na América do Sul e Central há divergências nos padrões estabelecidos e isto pode ser observado na Tabela 7, que apresenta os pesos máximos permitidos.

Tabela 6 – Dimensões máximas permitidas no Mercosul

Tipo de caminhão	Dimensões máximas (m)		
	Comprimento	Altura	Largura
Caminhão simples	13,20	4,10	2,60
Reboque	8,60	4,10	2,60
Caminhão com reboque	20,00	4,10	2,60
Caminhão com semi-reboque	18,00	4,10	2,60
Caminhão com semi-reboque e reboque	20,50	4,10	2,60

Fonte: ref. bibl. [5]

Tabela 7. Cargas máximas permitidas nos Países da América Latina e Central

País	Carga máxima (t)				
	Eixo Dianteiro	Eixo(s) Traseiro(s)			Total - PBT
		Simples	Duplo	Triplo	
Argentina	6,0	10,5	18,0	25,5	45,0
Bolívia	6,0	11,0	18,0	25,0	45,0
Brasil	6,0	10,0	17,0	25,5	45,0
Chile	7,0	11,0	18,0	25,0	45,0
Colômbia	6,0	10,0	20,0	24,0	50,0
Costa Rica	4,0	8,0	16,0	--	32,5
El Salvador	--	8,0	--	14,5	33,0
Equador	5,3	11,0	19,0	--	46,4
Guatemala	5,0	8,0	--	14,5	31,25
Guiânia	--	8,25	--	12,4	--
Haiti	--	12,0	--	20,0	--
Honduras	--	8,0	--	14,5	25,0
Martinica	--	13,0	--	21,0	38,0
México	4,0 - 5,0	8,0 - 10,0	14,0 - 18,0	22,5	46,0
Nicarágua	4,0	8,0	14,5	18,0	34,0
Panamá	4,0 - 5,0	10,0	16,4	22,0	47,9
Paraguai	6,0	10,5	18,0	25,0	45,0
Peru	4,0 - 6,0	10,0 - 11,0	16,0 - 18,0	23,0	45,0
Rep. Dominicana	5,0	9,0	--	14,5	30,0
Uruguai	6,0	10,0	18,0	--	42,0
Venezuela	7,0	13,0	20,0	23,0	48,0

Fonte: ref. bibl. [5]

Legenda: -- indica que informação não consta na referência bibliográfica consultada.

4.2. Normas Técnicas

A Norma NB-760, *Unidade para transporte rodoviário de ácido sulfúrico a granel*^[11], da ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas -, fixa condições, requisitos e especificações mínimas de segurança a que devem satisfazer as unidades de transporte destinadas ao transporte de ácido sulfúrico a granel por rodovias. Esta norma tem como documentos complementares:

- SB-54 – Símbolos de risco e manuseio para o transporte e armazenamento de material – Simbologia;
- ASTM A516 – *Pressure Vessel plates, carbon steel for moderate and lower temperature service*;
- Código ASME Seção VIII;
- Código DOT;
- Código Nacional de Trânsito – Sistemas de iluminação.

A norma NB-760 apresenta-se resumida abaixo:

4.2.1. Condições Gerais

4.2.1.1. Unidade de transporte

- Os materiais a serem utilizados na construção das unidades de transporte devem obedecer as especificações mínimas apresentadas nas Tabelas 8 e 9.

Tabela 8. Especificações mínimas de material - aço.

	Aço-carbono	Aço-liga	Aço inox
Limite de elasticidade (MPa)	175,8	316,0	175,8
Resistência à ruptura (MPa)	316,0	422,0	492,0
Alongamento 50mm (%)	20	25	30

Fonte: ref. bibl. [11]

Tabela 9. Especificações mínimas de material - alumínio.

	Alumínio ASTM B209					
	5052	5086	5154	5254	5454	5652
Limite de elasticidade (MPa)	65	95	175	175	80	65
Resistência à ruptura (MPa)	170-210	240-300	200-280	200-280	210-280	210-270
Alongamento 50mm (%)	14	15	12	16	12	19

Fonte: ref. bibl. [11]

- O material a ser empregado na construção deve resistir a pelo menos 5 anos de utilização.
- Para ácido em concentração superior a 93% à temperatura inferior ou igual a 50°C , o reservatório pode ser construído em aço-carbono, tipo ASTM A 512, dispensando-se o revestimento interno desde que satisfaça os seguintes sub-ítem:
- Assumir sobreespessura mínima de corrosão igual a 20% da espessura da chapa ou 3mm, o que for maior.
- Revestir externamente boca de carregamento e anel do tanque aonde se localiza a boca com material resistente ao ácido com concentrações inferiores à 93%.
- Transitar com unidade de transporte ou totalmente cheia ou totalmente vazia.
- Para outras temperaturas e concentrações deve-se escolher o material após testes de resistência química, e levando-se em conta os requisitos mecânicos previstos na Norma NB-760.
- O revestimento interno do tanque, quando exigido, deve ser homogêneo, não poroso, estanque, não menos elástico que o material em que é aplicado, substancialmente imune ao ataque do ácido e diretamente aplicado sobre a chapa do reservatório.
- O projeto da unidade de transporte deve obedecer às determinações do Código ASME para vasos de pressão, devendo além disto serem observados os seguintes fatores:
 - 1- Carga transversal: 2P;
 - 2- Carga longitudinal: 4P;

- 3- Carga vertical: 2P (ambos os sentidos);
- 4- Gradiente de temperatura estabelecido em função do percurso e das condições locais;
- 5- Teste radiográfico total;
- 6- Cálculo da espessura de corrosão em função da vida útil.

Obs.: entende-se por "P" a soma do peso do reservatório, de seus acessórios e da carga.

- Todas as unidades de transporte devem conter, além das indicações explícitas na SB-54 (Símbolos de risco e manuseio para o transporte e armazenamento de material – Simbologia), pintadas no próprio reservatório, nas laterais e traseira a seguinte inscrição:

"Ácido Sulfúrico
Líquido Corrosivo

Vapores Extremamente Perigosos"

- Todas as unidades de transporte devem conter placa de identificação, externa, visível e acessível, com as seguintes indicações: Condições de operação do projeto e ensaio, número de série, nome do fabricante, ano de fabricação, data da última inspeção e prazo de validade da mesma, capacidade útil, outras indicações exigidas pela norma de fabricação.

- É proibido o uso das unidades de transporte construídas conforme a NB-760 para transporte de qualquer outro produto.

4.2.1.2. Características construtivas

- As unidades de transporte devem ser construídas de acordo com o Código ASME, além das determinações da Norma NB-760 .

- A pressão de cálculo para unidades de transporte deve ser igual a 1,5 vez a pressão de operação ou 40 KPa, o que for maior.

- Reservatórios com espessura de chapa do corpo menores que 10 mm devem ser reforçados com anéis e/ou chicanas, calculados de acordo com o Código ASME ou recomendações do DOT .

- No caso de aplicação de chicanes internas como reforço do reservatório, os cordões de solda circunferencial devem ter no mínimo 50% da circunferência total,

em solda interrompida, com espaçamento não superior a 40 vezes a espessura da chapa da parte cilíndrica.

- Todas as unidades de transporte construídas com estrutura de apoio externa não soldadas devem ser equipadas com sistema de amortecimento, em locais apropriados, que permitam fácil inspeção.
- Os acessórios externos, colocados na parte superior da unidade de transporte, devem ser protegidos por placas soldadas ao vaso de forma a resistir à carga vertical de 2P.
- Os acessórios externos devem ser soldados ou instalados através de placa intermediária, soldadas, cuja espessura não deve ser inferior à da chapa onde foi soldada. Estas placas devem ter dimensões que excedam em 50mm em cada direção às dimensões do acessório.
- O sistema de iluminação externa deve seguir a legislação vigente estabelecida pelo Código Nacional de Trânsito – CONTRAN – e além disto ser à prova de explosão.
- No caso de instalação do sistema de bombeamento na própria unidade de transporte para carga e descarga, deve ser previsto acionamento à prova de explosão, além de dispositivo automático que limita a pressão à pressão de projeto da unidade. As linhas de admissão e recalque da bomba devem ser providas de mangueiras flexíveis, em material compatível com a concentração do ácido utilizado.
- É obrigatório o sistema de dupla trava na quinta roda de tração.
- O pára-choque traseiro da unidades de transporte deve ser projetado de modo a resistir carga distribuída e paralela ao solo de 2P com deformação inferior a 150mm, de forma a proteger o reservatório em caso de acidente, devendo ser colocado no mínimo à 150mm de distância de qualquer componente ou acessório.
- Deve-se instalar uma boca de visita em cada compartimento de, no mínimo, 400mm de diâmetro.
- Cada conexão de saída usada para carga e descarga localizada no topo do reservatório, ou próximo à ele, deve ser equipada com válvula de fechamento rápido, o mais próximo possível do ponto de saída do reservatório. Caso a

extremidade da conexão de descarga esteja abaixo do nível de líquido, esta deve ser equipada com válvula de fechamento rápido e flange cego ou tampão selante.

- Cada saída, por baixo, deve ser composta de duas válvulas de fechamento rápido e entre elas uma seção de ruptura que se rompe em caso de impacto. Deve-se instalar flange cego ou tampão na extremidade de descarga.
- É proibida qualquer outra conexão na parte inferior do reservatório, que não seja para descarga do produto.
- Deve-se equipar todas as unidades de transporte com pelo menos uma válvula de segurança, cuja vazão deve ser determinada de acordo com o Código ASME.
- Todas as válvulas de segurança devem ser calibradas a 1,1 vez a pressão de projeto.
- No caso de descarga por injeção de ar, esta válvula de alimentação mantém a pressão da unidade a 1,3 vez a pressão de projeto.
- As tubulações, mangueiras e conexões para operação das unidades de transporte devem ser projetadas para uma pressão de pelo menos 4 vezes a pressão máxima a que podem ser submetidas.
- As conexões e acoplamentos devem ser ensaiados para resistir 20% acima do previsto no item anterior, sem que se observe qualquer vazamento.
- O teste hidrostático de todas as unidades de transporte deve ser efetuado com água a temperatura ambiente, aplicando pressão de 1,5 vez a pressão de cálculo, mantida pelo menos por 10 minutos, sem colapso ou qualquer deformação plástica ou vazamento. Os sistemas de segurança devem ser bloqueados durante os ensaios.

4.2.2. Condições Específicas

4.2.2.1. Operação

- Todas as unidades de transporte devem ter dentro da cabina do veículo motor: óculos, luvas de borracha de cano longo, botas de borracha e instruções para os casos de emergência por parada forçada contendo procedimentos a serem tomados.

4.2.2.2. Carga e Descarga

- Para o estacionamento da unidade de transporte, além da aplicação dos freios, as rodas devem ser calçadas ou bloqueadas.

- Durante as operações de carga e descarga não se deve desconectar o veículo motor da carreta.
- Todas as unidades de transporte devem ser inspecionadas visualmente antes de serem admitidas nas fábricas ou instalações industriais. Os eventuais vazamentos devem ser corrigidos ou tomadas precauções especiais de segurança antes da descarga.
- A carga e descarga noturna das unidades de transporte só pode ocorrer com iluminação igual ou superior a 150 lux em qualquer ponto do pátio utilizado.
- Apenas pessoal qualificado e devidamente instruído deve operar a unidade de transporte na operação de carga e descarga, sendo proibido ao motorista participar da operação.
- Todo o pessoal envolvido na carga/descarga das unidades de transporte deve estar munido do equipamento de segurança mínimo indispensável: óculos especiais, luvas e botas de borracha e máscara contra gases.
- O motor da unidade de transporte deve ser desligado durante a operação de descarga a menos que seja necessário acionamento para alimentação de sistema de bombeamento, ou injeção de ar.
- Deve-se projetar o sistema de descarga, sempre que possível, de maneira a evitar o retorno do ácido ao reservatório, seja no caso de interrupção do bombeamento ou de injeção de ar.
- Os mangotes de conexão, para qualquer sistema de descarga, devem ser feitos de neoprene ou material equivalente, não sendo recomendada a borracha comum.
- Todas as unidades de transporte devem ser equipadas com sistema adequado de indicador do nível do ácido no tanque. Deve-se evitar tanto quanto possível a determinação de nível por vareta móvel. Podem ser utilizados medidores do tipo magnético, flutuante ou pressão de ar.
- Deve-se seguir os procedimentos específicos de descarga por bombeamento, por injeção de ar ou por gravidade descritos em detalhe na NB-760.

4.2.3. Inspeção

- As inspeções periódicas complexas devem ser feitas conforme norma brasileira existente, a intervalos de, no máximo, 360 dias.

5. Especificações de Projeto

O caminhão projetado neste trabalho estará de acordo com as exigências legais e normas técnicas descritas anteriormente e no seu projeto serão levados em conta os seguintes itens:

- União do veículo motor e carreta: veículo motor e carreta acoplados por pino rei, pois isto propicia maior capacidade de carga, devido ao eixo extra no veículo motor, e maior manobrabilidade do caminhão, devido à certa liberdade de rotação entre as duas partes.
- União do tanque e chassi: tanque auto-portante, visto que se trata de um caminhão especializado em um tipo de carga, não necessitando de tanques diferentes.
- Número de eixos na carreta: três, o que possibilita maior capacidade de carga.
- Número de eixos no veículo motor: dois. Sendo veículo motor separado da carreta pode-se ter dois ou três eixos, e não selecionou-se o de três pois apresenta custo mais elevado devido principalmente ao fato de serem utilizados dois diferenciais, já que neste caso existe tração nos dois eixos traseiros e ser um veículo motor sub-utilizado pois sua capacidade máxima (53 toneladas) é superior ao máximo permitido pela legislação (45 toneladas).
- Tanque: formato cilíndrico, devido à maior resistência à pressões internas.
- Peso e medidas do caminhão: neste projeto busca-se a maximização da capacidade de carga útil do caminhão, portanto seu peso carregado será o máximo permitido pela legislação, buscando-se uma estrutura relativamente leve para que a carga útil seja a maior possível. As dimensões não serão necessariamente as máximas e será feito um estudo da melhor relação entre

diâmetro e comprimento do tanque, o que afetará diretamente as dimensões do caminhão. Assim temos:

Pesos máximos:

Peso bruto total = 41,5 toneladas;

Carga no eixo dianteiro do veículo motor = 6 toneladas;

Carga no eixo traseiro do veículo motor = 10 toneladas;

Carga no eixos da carreta (cada) = 8,5 toneladas;

Dimensões máximas:

Altura = 4,40 metros

Largura = 2,60 metros

Comprimento = 18,5 metros

- Potência mínima do veículo motor:

$$\begin{aligned} \text{Pot}_{\text{MÍN}}(\text{cv}) &= (\text{relação mínima de potência/peso}).\text{peso} = \\ &= 5,71(\text{cv/t}) \cdot 41,5\text{t} = 237 \text{ cv} \end{aligned}$$

- Vida útil: a norma NB-760 especifica valor mínimo de vida do tanque de 5 anos e aqui será adotado aqui o dobro disto, ou seja, vida útil de 10 anos para o tanque e chassi, pois a vida do conjunto de suspensão e eixos existentes no mercado também é de 10 anos. Desse modo ocorre um final de vida teoricamente simultâneo, ocorrendo melhor aproveitamento do material da carreta.
- Capacidade de carga: mínimo de 15500 litros.
- Pressão de projeto do tanque: 270,76 KPa, que corresponde à pressão máxima de operação multiplicada por 1,5. A pressão máxima de operação acontece no momento em que o caminhão está descarregando o ácido por injeção de pressão em um tanque (no caso considerado com altura de 10 metros), o que equivale à uma pressão de $P = \gamma_{\text{ÁCIDO}} \cdot H_{\text{TANQUE}} = 18050,4 \cdot 10 = 180,5 \text{ KPa}$.

- Cargas transversais adicionais de projeto do tanque: duas vezes o peso do tanque carregado, valor a ser definido posteriormente no trabalho.
- Carga longitudinal adicional de projeto do tanque: quatro vezes o peso do tanque carregado, valor a ser definido posteriormente no trabalho.
- Pressão de projeto das tubulações: 722 KPa, que corresponde à pressão máxima de operação (180,5 KPa) multiplicada por 4.
- Carga de projeto da proteção da boca de visita: duas vezes o peso do tanque carregado, valor a ser definido posteriormente no trabalho.

6. Escopo do Projeto

O escopo do trabalho, encontra-se na Figura 6, que mostra algumas partes do caminhão. Note-se que o enfoque do projeto é nas partes constituintes do tanque, sendo as demais basicamente seleccionadas.

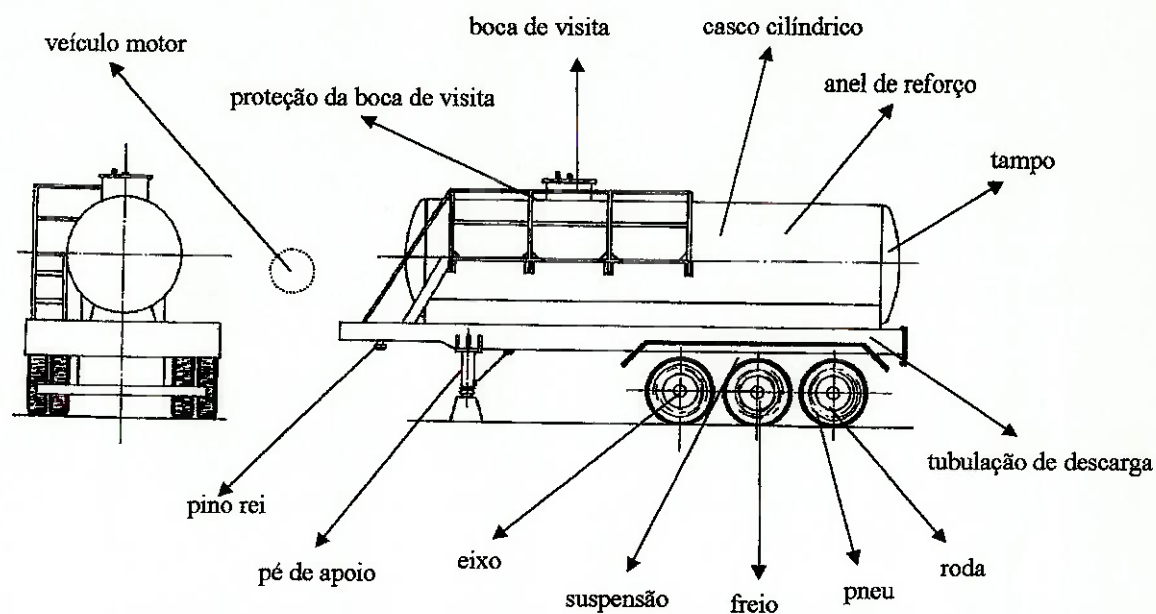


Figura 6. Escopo do projeto.

7. Determinação do Veículo Motor

7.1. Seleção do Veículo Motor

O veículo motor foi selecionado a partir da ref. bibl. [22], onde encontram-se os modelos da empresa Scania®.

A Tabela 10 apresenta os modelos de veículos motores disponíveis, bem como o peso de cada um.

Tabela 10. Peso em função do modelo de veículo motor.

	Modelo						
	42		38	46		54	
	T113	T143	T113	T113	T143	T113	T143
Peso Eixo Dianteiro (Kgf)	4272	4685	4240	4362	4744	3909	4349
Peso Eixo Traseiro (Kgf)	2637	2569	2599	2772	2745	2816	2721
Peso Total (Kgf)	6909	7254	6839	7134	7489	6725	7070

Fonte: ref. bibl. [22]

Os dois modelos mais leves, que proporcionam maior capacidade de carga útil (considerando que ambos suportam a carga máxima prevista na legislação, conforme Tabela 11), são os modelos 38T113 e 54T113. O modelo selecionado foi o 38T113, devido ao seu menor peso no eixo traseiro, que é o mais carregado pela carga. Abaixo encontram-se alguns dados do modelo selecionado:

Dados do modelo selecionado:

Distância entre-eixos=3800 mm;

Altura=2880 mm;

Balanço traseiro 1280mm.

Existem três configurações disponíveis para a suspensão, e a capacidade de carga de cada uma delas está mostrada na Tabela 11.

Tabela 11. Capacidade de carga em função do tipo de suspensão.

	Suspensão		
	Tipo I	Tipo II	Tipo III
Peso Bruto Máximo			
Eixo Dianteiro (Kg)	6000	6000	7000
Eixo Traseiro (Kg)	11000	13000	13000
Total (Kg)	17000	19000	20000

Fonte: ref. bibl. [22]

Foi selecionada a suspensão do Tipo I, que, apesar de suportar menos peso que as outras, é capaz de suportar os pesos máximos permitidos na legislação no eixo dianteiro e traseiro do veículo motor deste projeto, respectivamente 6 e 10 toneladas.

A seleção do motor do veículo motor será feita basicamente pela potência mínima requerida tendo em vista a potência mínima por unidade de peso total do caminhão e carga (41,5t), como já foi citado, determinada pela lei da balança (5,71 cv/t):

$$Pot_{MIN}=5,71 \cdot 41,5 = 237 \text{ cv}$$

A potência e torque dos motores disponíveis estão apresentados na Tabela 12.

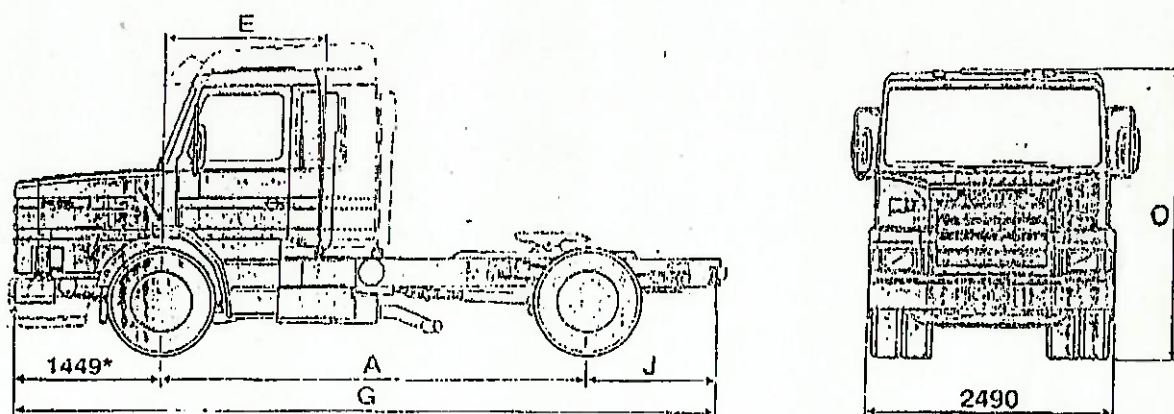
Tabela 12. Potência e torque dos motores disponíveis.

Motor	Potência/Rot. (cv/rpm)	Torque/Rot. (Kgf.m/rpm)
DS1175	310/2000	135/1100
DSC1121	320/1900	145/1100
DSC1132	320/1900	146/1000
DSC1123	362/1900	166/1100
DSC1133	362/1900	165/1000
DSC1403	450/1900	195/1150

Fonte: ref. bibl. [22]

Foi selecionado então o modelo DS1175, que é o que apresenta potência imediatamente superior ao requerido. A configuração final do veículo motor selecionado é: Modelo 38T113, com suspensão do tipo I e motor DS1175.

Dados do motor selecionado: Motor diesel, com injeção direta, equipado com turbocompressor acionado pelos gases de escape, potência=310 cv a 2000rpm, torque=135 Kgf.m a 1100rpm, 6 cilindros em linha, cilindrada=11,02 l, consumo específico de combustível=145 g/cv.h, raio de curva=6886mm. O veículo motor pode ser visto na Figura 7.



	A	E	G	J	O
Dimensões (mm)	3800	1530	6529	1280	2880

Figura 7. Veículo Motor.

7.2. Determinação do Limite de Peso da Carreta

A partir dos limites estabelecidos pela lei da balança e das características do veículo motor selecionado pode-se calcular o peso máximo da carreta, considerando a estrutura e a carga:

A carga útil no eixo dianteiro do veículo motor é a carga limite da lei da balança para o eixo dianteiro do veículo motor (6000 Kgf) menos o peso do veículo motor no eixo dianteiro (4240 Kgf), ou seja, 1760 Kgf.

A carga útil no eixo traseiro do veículo motor é a carga limite da lei da balança para eixo traseiro do veículo motor (10000 Kgf) menos o peso do veículo motor no eixo traseiro (2599 Kgf), ou seja, 7401 Kgf.

A carga limite no pino rei do veículo motor é a soma da carga útil nos dois eixos do veículo motor, ou seja, 9161 Kgf.

A carga limite nos eixos da carreta é três vezes o limite da lei balança para um eixos da carreta (8500 Kgf), ou seja, 25500 Kgf.

O peso máximo da carreta é a soma da carga limite no pino rei do veículo motor com a carga limite nos eixos da carreta, ou seja, 34661 Kgf.

7.3. Determinação da Posição do Encaixe do Pino Rei no Veículo Motor

A máxima capacidade de carga do caminhão depende do correto posicionamento do pino rei no veículo motor, o que acarreta uma distribuição ótima do peso total no eixo dianteiro e traseiro de acordo com a lei da balança. Esta posição pode ser determinada simplesmente impondo-se somatória de momento nula no eixo dianteiro, como se segue:

$$\sum M_{ED} = P_{ET} \cdot D - P_{PR} \cdot (D - d) = 0$$

, onde: ΣM_{ED} é somatória de momento no eixo dianteiro
 P_{ET} é a carga limite no eixo traseiro
 D é a distância entre-eixos
 P_{PR} é a carga limite no pino rei
 d é a distância entre o pino rei e eixo traseiro

Isolando o termo d , temos:

$$d = D - \frac{D \cdot P_{ET}}{P_{PR}}$$

E temos:

$$D = 3,80 \text{ m}$$

$$P_{ET} = 7401 \text{ Kgf}$$

$$P_{PR} = 9161 \text{ Kgf}$$

Deste modo chegou-se à distância $d = 0,73 \text{ m}$.

8. Efeitos da Aceleração do Veículo na Pressão que Líquido Exerce Sobre o Tanque

O caminhão está sujeito à acelerações, que ocorrem em condições normais de rodagem, como em frenagens, curvas e acelerações e também em condições anormais, como batidas e capotagens. Estas acelerações acarretam em pressões no interior do tanque, e por exemplo temos as pressões exercidas pelo líquido nos tampos (considerados retos), devido à uma desaceleração de valor a_x , que podem ser dadas pelas equações^[26], mostradas após o esquema do caminhão freando, na Figura 8.

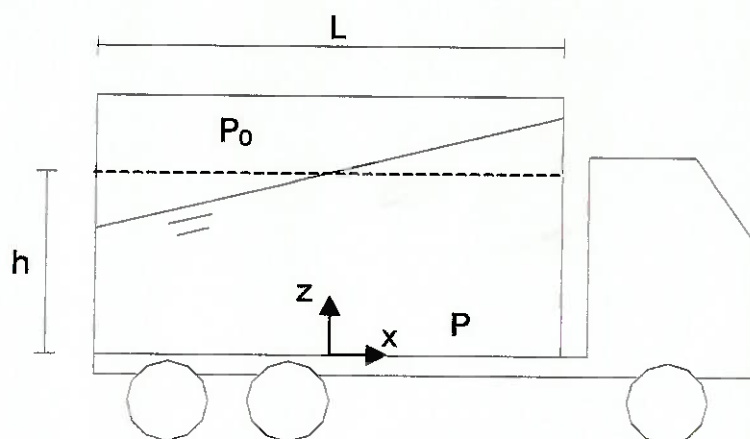


Figura 8. Esquema do caminhão freando.

Pressão no tampo traseiro:

$$P(-\frac{L}{2}, z) = P_0 + \rho \cdot \left[-a_x \cdot \frac{L}{2} - g \cdot (z - h) \right]$$

Pressão no tampo dianteiro:

$$P(\frac{L}{2}, z) = P_0 + \rho \cdot \left[a_x \cdot \frac{L}{2} - g \cdot (z - h) \right]$$

, onde: L : comprimento do tanque
 z : coordenada vertical
 P_0 : pressão na parte superior do tanque
 ρ : massa específica do líquido
 a_x : aceleração longitudinal do caminhão
 g : aceleração da gravidade
 h : altura do líquido em repouso

A norma NB-760 considera esta relação de movimento do caminhão e pressão no interior do tanque ao especificar as seguintes cargas, as quais o tanque deve resistir:

Carga transversal: $2P$;

Carga longitudinal: $4P$;

Carga vertical: $2P$ (ambos os sentidos);

Onde P é igual a soma do peso do reservatório, de seus acessórios e da carga.

9. Determinação do Tanque e seus Acessórios

9.1. Metodologia de Dimensionamento do Tanque

A norma NB-760 determina que o tanque deve ser dimensionado de acordo com o código ASME e deve também resistir às cargas extras longitudinais e transversais citadas no resumo desta norma. O procedimento seguido foi o dimensionamento pelo código ASME, como descrito abaixo, seguido de verificação com critério de projeto descrito a seguir, que abrange estas cargas extras.

9.1.1. Dimensionamento pelo código ASME

O código ASME, citado por Telles^[14], contém procedimentos distintos de cálculo para cascos de pequena e grande espessura. Os últimos são aqueles nos quais:

$$e > 0,5 \cdot R$$

ou

$$P > 0,385 \cdot S \cdot E$$

, onde:

- e: espessura mínima para pressão interna
- R: raio interno do cilindro
- P: pressão de projeto
- S: tensão admissível do material
- E: coeficiente de eficiência de solda

E temos:

$$P = 270,76 \text{ KPa} < 0,385 \cdot S \cdot E = 29732 \text{ KPa};$$

e

$e < 0,5 \cdot R$ pelas dimensões usuais de um tanque de caminhão.

Portanto serão utilizadas as formulações de casco de pequena espessura:

Tensão circunferencial

$$e = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + C$$

- , onde:
- e: espessura mínima para pressão interna
 - P: pressão de projeto
 - R: raio interno do cilindro
 - S: tensão admissível do material
 - E: coeficiente de eficiência de solda
 - C: sobreespessura de corrosão

Tensão longitudinal

$$e = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} + C$$

- , onde:
- e: espessura mínima para pressão interna
 - P: pressão de projeto
 - R: raio interno do cilindro
 - S: tensão admissível do material
 - E: coeficiente de eficiência de solda
 - C: sobreespessura de corrosão

Note-se que para valores idênticos de coeficiente de solda para juntas longitudinais e circunferenciais a primeira equação é a que acarreta maiores valores para a espessura mínima, e como este é o caso neste projeto será utilizada esta equação no dimensionamento.

Este cálculo aplica-se tanto para o corpo principal do tanque como para outras partes cilíndricas dos vasos submetidos à pressão interna, como por exemplo pescoço de bocais.

9.1.2. Dimensionamento pelo critério de projeto

Considerou-se as seguintes situações como críticas na utilização do caminhão:

- Caso 1: Caminhão descarregando, através de injeção de pressão, que ocorre com este parado. Nesta situação levou-se em consideração as seguintes tensões atuantes:
 - Tensões devidas à pressão interna;
 - Tensões devidas ao peso do líquido;
 - Tensões devidas ao peso das chapas do tanque.

- Caso 2: Caminhão freando numa curva, com o tanque sob à ação das forças longitudinais e transversais previstas na norma NB-760. Para compensar, de certa forma, os esforços dinâmicos considerou-se o líquido e as chapas 50% mais pesados, o que acarreta reações estáticas 50% maiores. Este valor de foi adotado tendo em vista a referência [29], na qual é apresentado resultado de experimento com instrumentação de um caminhão transitando por vários tipos de pavimentos. Nesta situação levou-se em consideração as seguintes tensões atuantes:
 - Tensões devidas às forças verticais e horizontais previstas na norma NB-760;
 - Tensões devidas ao peso do líquido;
 - Tensões devidas ao peso das chapas do tanque.

9.1.2.1. Cálculo de Tensões Comuns aos Casos 1 e 2:

As tensões resultantes do peso do líquido e do tanque foram calculadas a partir das equações apresentadas abaixo^[21], que se aplicam a tanques com anéis rígidos nos extremos apoiados, como mostra a Figura 9 (a única diferença no uso das formulações entre os dois casos é o já citado aumento no peso específico no caso dois).

		Tensão	
		Longitudinal	Circunferencial
Carga	Peso do líquido	$\sigma_{1L} = \left(\frac{x^2}{2} - \frac{L_{AP}^2}{8} \right) \cdot \frac{\gamma_l \cdot \cos(\varphi)}{e}$	$\sigma_{1C} = \frac{\gamma_l \cdot R}{e} \cdot (h - R \cdot \cos(\varphi))$
	Peso do tanque	$\sigma_{2L} = \left(x^2 - \frac{L_{AP}^2}{4} \right) \cdot \frac{\gamma_a \cdot \cos(\varphi)}{R}$	$\sigma_{2C} = -\gamma_a \cdot R \cdot \cos(\varphi)$

, onde

x: distância longitudinal do centro do tanque ao ponto considerado

φ : ângulo entre raio do ponto superior até raio do ponto considerado, no sentido horário

L_{AP} : distância entre apoios

γ_0 : peso específico do líquido

γ_1 : peso específico da chapa do tanque

e: espessura da chapa do tanque

R: raio interno do tanque

h: altura da superfície do líquido em relação ao centro do tanque

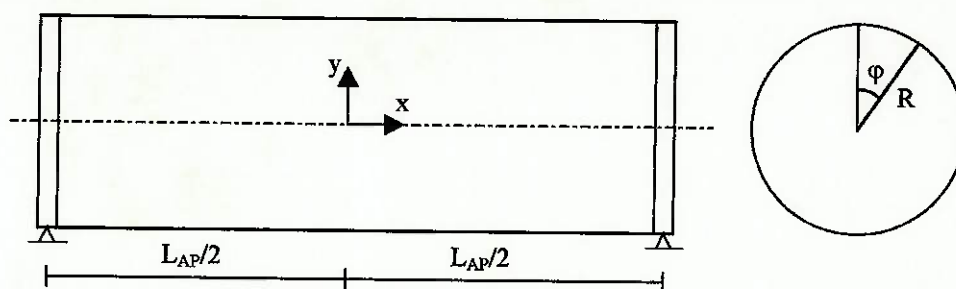


Figura 9. Esquema do tanque.

Note-se que este modelo só apresenta dois pontos de apoio no tanque e o tanque do caminhão tem seis (no pino rei e nos cinco berços), e deste modo, para a utilização do modelo considerou-se o tanque apoiado apenas no pino rei e no ponto correspondente ao último eixo, o que é a favor da segurança.

9.1.2.2. Cálculo de Tensões Exclusivas do Caso 1:

As tensões resultantes de pressão interna serão calculadas pelas seguintes equações:

Tensão longitudinal:

$$\sigma_{PIL} = \frac{P \cdot R}{2 \cdot e}$$

, onde: P: pressão de projeto
 R: raio interno do cilindro
 e: espessura do casco cilíndrico

Tensão circunferencial:

$$\sigma_{PIC} = \frac{P \cdot R}{e}$$

, onde: P: pressão de projeto

R: raio interno do cilindro

e: espessura do casco cilíndrico

Tensão longitudinal total:

$$\sigma_L = \sigma_{1L} + \sigma_{2L} + \sigma_{PiL}$$

Tensão circunferencial total:

$$\sigma_C = \sigma_{1C} + \sigma_{2C} + \sigma_{PiC}$$

9.1.2.3. Cálculo de Tensões Exclusivas do Caso 2:

As tensões devido as cargas extras de duas e quatro vezes o valor do peso total do tanque carregado, como já citado, valores extraídos da norma NB-760, foram calculadas como se segue:

Tensão devido à carga de duas vezes o peso incidindo transversalmente no tanque :

$$\sigma_{CE2P} = \frac{2 \cdot \text{Peso}}{2 \cdot e \cdot (L + D)}$$

, onde: Peso: peso total do tanque e seus acessórios

L: comprimento do cilindro

D: diâmetro externo do cilindro

Tensão devido à carga de quatro vezes o peso incidindo longitudinalmente no tanque:

$$\sigma_{CE4P} = \frac{4 \cdot \text{Peso}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}$$

, onde: **Peso:** peso total do tanque e seus acessórios

D: diâmetro externo do cilindro

d: diâmetro interno do cilindro

Tensão longitudinal total:

$$\sigma_L = \sigma_{1L} + \sigma_{2L} + \sigma_{CE4P}$$

Tensão circunferencial total:

$$\sigma_C = \sigma_{1C} + \sigma_{2C} + \sigma_{CE2P}$$

9.1.2.4. Critério de Projeto

$$\sigma_{EQ} = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_C^2 - \sigma_L \cdot \sigma_C} \leq \frac{\sigma_{ESC}}{C.S.}$$

, onde σ_{ESC} : tensão de escoamento

C.S. coeficiente de segurança, definido a seguir

O coeficiente de segurança adotado é de 3 em relação à tensão de escoamento, enquanto que o coeficiente de segurança do Código ASME, citado por Telles^[14], é de 1,5 em relação à tensão de escoamento e 4 em relação à tensão de ruptura, para temperatura abaixo da faixa de fluência do material (que é o caso neste trabalho).

O valor de coeficiente de segurança 3 foi selecionado como forma de compensar as cargas dinâmicas existentes no caso 2, mesmo já se tendo aumentado os esforços estáticos. Já o código ASME trata de vasos de pressão estáticos.

Note-se que este valor acarreta em coeficiente de segurança 2 no teste hidrostático, já que este é feito em pressão 50% maior que a de projeto.

Para maior agilidade nestes cálculos foi desenvolvida uma planilha, chamada a partir de agora planilha 2, descrita no Apêndice II.

9.2 Determinação do Coeficiente de Eficiência de Solda

Abaixo encontra-se a Tabela 13, que apresenta os valores do coeficiente de eficiência de solda utilizado nos cálculos de espessura mínima da parede de vasos de pressão em função do tipo de solda e inspeção:

Tabela 13. Coeficientes de eficiência de solda.

Tipo de solda	Limitações	Eficiência em função do Grau de inspeção (radiografia)		
		Total	Parcial (amost.)	Nenhuma
Solda de topo, de ambos os lados, com penetração e fusão totais.	Nenhuma	1,00	0,85	0,70
Solda de topo, de um lado, com mata junta permanente.	Nenhuma	0,90	0,80	0,65
Solda de topo, de um lado, sem mata junta permanente.	Só permitido p/ solda circumferencial, p/ $e < 15\text{mm}$ e $D < 610\text{mm}$	--	--	0,60
Solda sobreposta, com filete duplo de altura total.	Só permitido p/ solda longitudinal, p/ $e < 10\text{mm}$ ou solda circ. Em $e < 15\text{mm}$	--	--	0,55

Fonte: ref. bibl. [14]

Legenda: -- indica que informação não consta na referência bibliográfica consultada.

Neste projeto será utilizada solda de topo, de um lado, com mata junta permanente e inspeção total, o que acarreta, conforme a Tabela 13 em um coeficiente de eficiência de solda igual a 0,9, entretanto será utilizado nos cálculos o valor mais conservador de 0,8, que corresponde a esta solda com inspeção parcial, o que é a favor da segurança.

9.3. Seleção de Material das Chapas do Tanque

Como já foi visto a norma NB-760 apresenta como opções de material para o tanque o aço-carbono, o aço-liga, o aço inoxidável e o alumínio. A seguir será feita a seleção do material a ser usado tendo em vista: propriedades mecânicas à temperatura ambiente, facilidade de fabricação do tanque (soldabilidade e conformabilidade), custo e peso e vida útil da estrutura.

Basicamente tem-se a opção de material de dois tipos, aqui denominados A e B:

- tipo A: material com boa resistência à corrosão pelo ácido, que pode ser empregado sem maiores problemas;
- tipo B: material com menor resistência à corrosão pelo ácido sulfúrico, que pode ser empregado desde que ou seja assumida uma sobresspessura de corrosão ou seja empregada uma camada protetora constituída por um material com boa resistência.

A seguir será selecionado o representante mais adequado de cada um dos tipos citados acima e feita a seleção final entre eles de um modo mais detalhado, tendo em vista os critérios de projeto.

9.3.1. Seleção de material do tipo A

Nesta categoria estão o aço inoxidável e o alumínio, e inicialmente já descarta-se o último como opção, apesar de apresentar baixo peso, por apresentar dificuldade na soldagem e alto custo.

Como opção restante temos o aço inoxidável, que é, basicamente, uma liga ferro-cromo com teor mínimo de cromo de 10,5%^[23] e tem como propriedade a resistência à corrosão, que deve-se a formação de um filme de óxido de cromo em uma superfície. Este material consiste numa uma opção viável neste projeto por apresentar, além de elevada resistência à corrosão, boa soldabilidade.

Os aços inoxidáveis classificam-se em três grandes grupos: Austenísticos, Ferríticos, Martesíticos. Neste projeto a escolha recai sobre o aço inoxidável

austenítico pois este destaca-se dos outros pela excelente soldabilidade e resistência a corrosão e melhores propriedades para o trabalho a frio^[15].

Dentro da classe Austenítica encontram-se diversas opções de material e os mais apropriados para o trabalho com ácido sulfúrico são, segundo a referência *Metals Handbook*^[23]: AISI 304, AISI 316 e AISI 317, sendo que o AISI 316 também é recomendado pelo código DOT^[24]. A seguir encontra-se a Tabela 14, que apresenta comparação entre dos 3 tipos, com suas variações:

Tabela 14. Comparação entre aços considerados.

Aço	Custo Relativo ^[12]	σ_{ESC} ^[25] (MPa)	σ_{RUPT} ^[25] (MPa)	Alongamento ^[25] 50mm (%)
AISI 304	1,00	289,6	579,2	55
AISI 304L	1,10	268,9	558,5	55
AISI 316	1,40	289,6	579,2	50
AISI 316L	1,55	289,6	558,5	50
AISI 317	2,01	275,8	620,6	45

Fonte: ref. bibl. [12] e [25].

Os cinco aços acima relacionados podem ser utilizados na fabricação do tanque, conforme os seguintes valores mínimos permitidos pela norma NB-760 para aço inoxidável:

- $\sigma_{ESC}=175,8$ MPa,
- $\sigma_{RUPT}=492,0$ MPa
- Alongamento 50 mm =30%.

O aço selecionado como opção nesta classe é o aço AISI 316L, que foi considerado como a opção mais indicada pela sua boa resistência a corrosão em geral e na região soldada (aumentada devido à adição de Molibdênio e menor teor de Carbono)^[23], boa soldabilidade (também devido a diminuição do teor de carbono) e custo inferior ao aço AISI 317.

9.3.2. Seleção de material do tipo B

Nesta categoria encontra-se o aço-carbono. Das duas opções, proteção por sobresspessura de corrosão ou camada protetora, a primeira é a escolhida devido a sua maior simplicidade.

Neste tipo de aplicação é interessante que o aço carbono tenha teor de carbono relativamente baixo, o que diminui a possibilidade de ocorrerem trincas a frio, tanto no metal da solda como na zona termicamente afetada.

Na fabricação de vasos de pressão com aço carbono tem-se utilizado aço de qualidade estrutural da classe ASTM-A283 ou aço de médio carbono acalmado, da classe ASTM-A516^[18].

O aço da classe ASTM-A283 apresenta quantidade de carbono relativo alta (0,14% - 0,27%)^[18] e nenhum elemento adicionado para melhorar suas propriedades, levando a uma maior dificuldade de soldagem. Assim devem ser empregados somente na fabricação de peças de baixa responsabilidade, e desta forma está descartado como opção neste projeto.

O aço da classe ASTM-A516 (0,18% - 0,27%)^[18], apesar de ter quantidade de carbono semelhante ao ASTM-A283 não apresenta os mesmos inconvenientes quanto à solda pois possui em sua composição elementos desoxidantes, como silício ou alumínio, que se combinam com o oxigênio, removendo bolhas que se formam na fusão do metal na soldagem. A norma NB-760 refere-se explicitamente à esta classe de material considerando-a uma opção nos casos em que o ácido transportado seja em concentração superior a 93% a temperatura inferior ou igual a 50°C, que é o caso considerado neste projeto, dispensando-se revestimento interno, desde que seja assumida espessura mínima de 20% ou 3mm, o que for maior (este valor está ligado à vida mínima de 5 anos prevista pela norma).

As propriedades mecânicas do aço ASTM-A516, grau 55^[18] estão apresentadas abaixo:

- $\sigma_{ESC}=205 \text{ MPa}$;
- $\sigma_{RUPTURA}=(380-515) \text{ MPa}$;
- Alongamento 50mm = 27%.

Os requerimentos mínimos da norma NB-760 estão apresentados abaixo:

- $\sigma_{ESC}=175,8 \text{ MPa}$;

- $\sigma_{RUPTURA}=316 \text{ MPa}$;
- Alongamento 50mm = 20%

Pela discussão apresentada anteriormente e pelo fato das propriedades mecânicas do aço ASTM-A516 satisfazerem os requerimentos mínimos da norma NB-760 este material foi selecionado como representante da classe A.

9.3.3. Seleção entre material do tipo A ou B

Para auxiliar na escolha entre os dois aços selecionados anteriormente e da melhor relação de comprimento/diâmetro do tanque (esta última seleção será feita posteriormente), foi desenvolvida uma planilha, chamada a partir de agora Planilha 1, que realiza alguns cálculos automaticamente. No Apêndice I, encontra-se explicação detalhada desta planilha. Inicialmente será considerado um comprimento arbitrário de tanque de 10 metros para se determinar o melhor material e somente depois será determinado o comprimento final.

Foram consideradas , portanto, as seguintes entradas:

- Aço inoxidável AISI 316L;
- Aço-carbono ASTM A516 com sobreespessura de 3mm;
- Aço-carbono ASTM A516 com sobreespessura de 6mm;

O resultado obtido com a utilização da planilha 1 encontra-se na Tabela 15.

Tabela 15. Saída da Planilha 1:

	Aço Inox	Aço-C	
Vida (anos)	10	5	10
Massa esp. do líquido --roL-- (Kg/m3)	1840	1840	1840
Massa esp. da chapa --roM-- (Kg/m3)	7967	7800	7800
Volume do tanque --V-- (m3)	15,5	15,5	15,5
Comprimento tanque--L-- (m)	10	10	10
Diâmetro tanque--D-- (m)	1,40	1,40	1,40
Pressão de projeto --P-- (KPa)	270,76	270,76	270,76
Coeficiente de efic. da solda --E-- (1)	0,8	0,8	0,8
Sobreespesura de corrosão --C-- (mm)	0,00	3,00	6,00
Tensão de escoamento da chapa --As-- (MPa)	289,6	205	205
Espessura --e-- (mm)	2,47	6,49	9,49
Redução da espessura na calandragem (%)	10	10	10
Espessura nominal --en-- (mm)	2,78	7,93	11,11
Peso do tanque --Pt-- (Kgf)	1049	2941	4132
Peso da carga --Pc-- (Kgf)	27950	27950	27950
Carga limite no pino rei (Kgf)	9161	9161	9161
Carga limite em cada eixo da carreta (Kgf)	8500	8500	8500
Comprimento a (m)	0,5	0,5	0,5
Suspensão			
Comprimento b (m)	1,1	1,1	1,1
Comprimento c (m)	1,25	1,25	1,25
Comprimento d (m)	1,05	1,05	1,05
Posição da suspensão: Comprimento e (m)	1,70	1,70	1,70
Momento máximo --Mmáx-- (N.m)	84796	84796	84796
Momento de Inércia --I-- (m4)	0,0030	0,0088	0,0124
Tensão long. máxima devido à flexão --Slf-- (MPa)	19,56	6,78	4,81
Tensão long. devido à pressão --Slp-- (MPa)	34,21	11,99	8,56
Tensão long. total --Sl-- (MPa)	53,77	18,77	13,37
Tensão transv. devido à pressão --Stp-- (MPa)	68,41	23,98	17,12
Satisfaz critério?	Sim	Sim	Sim

Foi considerada taxa constante de corrosão do aço-carbono pelo ácido sulfúrico com valor 0,6mm/ano pela indicação da norma de um mínimo de 3mm para vida mínima de 5 anos.

Optou-se por mostrar o caso de tanque de aço-carbono com vida de 5 anos, apesar de ser de 10 anos a especificação de projeto, com a intenção de deixar clara a relação da sobreespessura de corrosão sobre algumas variáveis, principalmente o peso do tanque, que é um dos fatores decisivos no projeto.

De posse destes dados chegou-se a conclusão que o material a ser empregado na construção do tanque é o aço inoxidável AISI 316L, devido principalmente ao fato de ser a configuração de menor peso por uma grande margem: 1049Kgf contra 4132Kgf no caso do tanque de aço-carbono com a mesma vida, uma diferença de mais de 3 toneladas, que pode ser utilizada para carregar mais carga útil. Note-se que as três configurações satisfizeram o critério preliminar de projeto, detalhado no Apêndice.

Note-se também que este é o material das chapas do casco cilíndrico e também das chapas dos tampos.

9.4. Seleção de Materiais dos Outros Elementos do Tanque

Neste item serão selecionados as peças dos seguintes elementos, que foram divididos em dois grupos:

Grupo 1: Elementos que são soldados diretamente no tanque

- Boca de visita
- Tubulação de descarga
- Placas intermediárias

Grupo 2: Elementos que não são soldados diretamente no tanque

- Proteção da boca de visita
- Anéis de reforço
- Placa de fixação do pino-rei

O material selecionado para os elementos do Grupo 1 é o mesmo do tanque, havendo assim uma maior compatibilidade nos materiais soldados.

O material selecionado para a proteção da boca de visita e os anéis de reforço é o aço ASTM A516 grau 55, que é um aço apropriado para fabricação de tanques e seus acessórios, e no item anterior foi cogitado como opção para material do tanque, apresentando boas características mecânicas (já discutidas no item anterior).

O material selecionado para a placa de fixação do pino-rei é o aço SAE 1010, que é apropriado para estruturas de veículos.

Deste modo temos a seguinte relação dos elementos e seus materiais:

Boca de visita: aço AISI 316L

Tubulação de descarga: aço AISI 316L

Placas intermediárias: aço AISI 316L

Proteção da boca de visita: aço ASTM A516 grau 55

Anéis de reforço: aço ASTM A516 grau 55

Placa de fixação do pino-rei: SAE 1010

As tensões de escoamento e de ruptura destes aços encontra-se abaixo:

Aço AISI 316L^[25]:

Tensão de escoamento = 289,6 MPa

Tensão de ruptura = 558,5 MPa

Aço ASTM A516 grau 55^[18]:

Tensão de escoamento = 205 MPa

Tensão de ruptura = 380 MPa

Aço SAE 1010^[34]:

Tensão de escoamento = 262 MPa

Tensão de ruptura = 345 MPa

9.5. Seleção do Tipo de Tampo do Tanque

Os formatos mais usuais de tampos de tanques cilíndricos são os seguintes^[14]:

- Elíptico
- Toriesférico
- Hemisférico
- Cônico

Destes, descarta-se inicialmente o tampo cônico devido a sua pequena resistência à pressões internas em relação aos demais fazendo com que tenha espessura maior para poder ser empregado. Já os tampos hemisférico e elíptico são muito resistentes mas não serão empregados pôr apresentar maior dificuldade de fabricação devido ao fato de ser necessário a prensagem para sua fabricação, sendo portanto mais caros^[14]. Portanto selecionou-se o tampo toriesférico, que pode ser fabricado por rebordeamento, a partir da referência

bibliográfica [17], mostrado na Figura 10, com relação de raio de abaulamento R_1 e raio de arredondamento R_2 igual à 0,1 (ASME 10%).

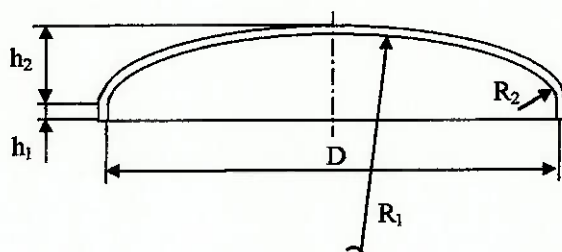


Figura 10. Tampo toriesférico

No tanque selecionado, valem a seguintes relações:

$$R_1 = D$$

e

$$R_2 = 0,1 \cdot R_1$$

Para tampos toriesféricos o código ASME, citado por Telles^[14], exige que:

- o raio R_2 seja, no mínimo, o maior dos valores:
 - 6% do diâmetro do tampo;
 - 3 vezes a espessura do tampo.
- o raio R_1 seja menor ou igual ao diâmetro externo do tanque.

O diâmetro e espessura do tampo vão ser determinados em item posterior à determinação do comprimento do tanque, mas pode-se afirmar que estes requisitos são satisfeitos para todos os valores destes parâmetros nos tampos apresentados na referência bibliográfica [17].

9.6. Seleção do Comprimento do Tanque

Como já foi dito esta seleção também se dará com o auxílio da planilha 1, apresentando-se agora alguns resultados para diversos comprimentos do tanque possíveis, desde o valor mínimo até o máximo em incrementos de 1 metro. Abaixo estão determinados estes limites e as implicações de adoção destas opções extremas:

9.6.1. Tanque o Mais Curto Possível

Neste caso temos como pontos positivos: a atuação de momentos fletores relativamente baixos devido ao comprimento reduzido, portanto menor necessidade de material no chassi para resistência à flexão, o que leva a uma diminuição do peso; e maior manobrabilidade do caminhão também devido ao seu menor comprimento. E como pontos negativos: menor estabilidade do caminhão devido à maior altura do centro de massa; maior espessura necessária do tanque para mesma pressão (portanto maior peso);

A restrição neste caso pode ser pela altura máxima para o caminhão, que é de $H_{MÁX}=4,40$ m ou pela largura máxima $W_{MÁX}$, determinados na legislação. Abaixo serão feitos os cálculos para comprovação.

Pela altura máxima, temos que o diâmetro não pode ser maior que 4,40 m menos altura do tanque ao chão (1,30 m), ou seja, 3,10 m.

Pela largura máxima, temos que o diâmetro não pode ser maior que 2,60 m.

Observa-se que o fator limitante é a largura, e o comprimento correspondente para um volume de 15500 litros é de $L = 2,92$ m $\approx$ 3m

9.6.2. Tanque o Mais Longo Possível

Neste caso temos como pontos positivos: maior estabilidade do caminhão devido à menor altura do centro de massa; menor espessura necessária do tanque para mesma pressão (portanto menor peso). E como pontos negativos: atuação de momentos fletores relativamente altos devido ao comprimento maior, portanto maior necessidade de material no chassi para resistência à flexão, o que

leva a um aumento do peso; e menor manobrabilidade do caminhão também devido ao seu maior comprimento

A restrição neste caso é o comprimento máximo para o caminhão determinado na legislação, que é de $L_{MÁX}=18,5\text{m}$.

O comprimento máximo do tanque corresponde ao limite de 18,5 m menos a distância do início do veículo motor até o tanque (5 m) e menos a distância final depois do tanque (0,5 m), ou seja, 13m.

O diâmetro correspondente para um volume de 15500 litros é de $D=1,23\text{m}$.

9.6.3. Seleção do Comprimento do Tanque

Os resultados, obtidos com a utilização da Planilha 1, para os diversos comprimentos possíveis estão apresentados na Tabela 16.

Tabela 16. Saída da Planilha 1.

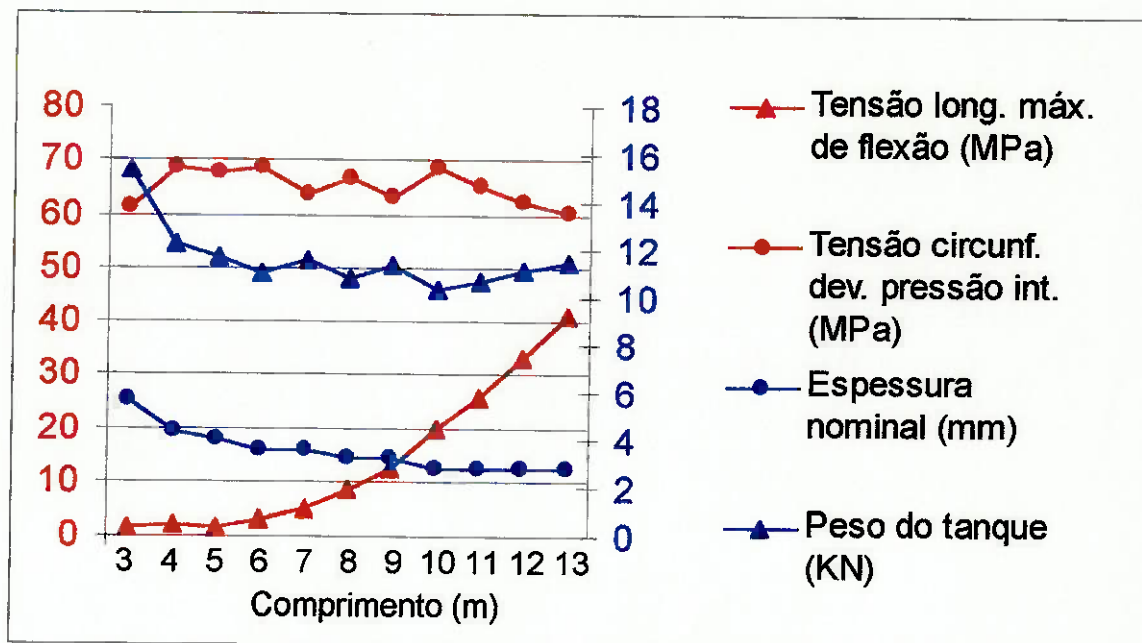
Massa esp. do líquido (Kg/m ³)	1840	1840	1840	1840	1840	1840	1840	1840	1840	1840	1840
Massa esp. da chapa (Kg/m ³)	7967	7967	7967	7967	7967	7967	7967	7967	7967	7967	7967
Volume do tanque (m ³)	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5
Comprimento tanque (m)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Diâmetro tanque (m)	2,56	2,22	1,99	1,81	1,68	1,57	1,48	1,40	1,34	1,28	1,23
Pressão de projeto (KPa)	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76	270,76
Coefficiente de efic. da solda	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Sobreespesura de corrosão (mm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Tensão de escoamento da chapa (MPa)	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6	289,6
Espessura (mm)	4,51	3,90	3,49	3,19	2,95	2,76	2,60	2,47	2,35	2,25	2,16
Redução da espessura na calandragem (%)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Espessura (mm)	5,66	4,37	3,97	3,57	3,57	3,18	3,18	2,78	2,78	2,78	2,78
Peso do tanque (Kgf)	1563	1246	1187	1122	1179	1101	1151	1049	1090	1131	1170
Peso da carga (Kgf)	27950	27950	27950	27950	27950	27950	27950	27950	27950	27950	27950
Carga limite no pino rei (Kgf)	9161	9161	9161	9161	9161	9161	9161	9161	9161	9161	9161
Carga limite em cada eixo da carreta (Kgf)	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500
Distância do início do tanque ao pino rei (m)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Fixação da suspensão ao chassi											
Distância b	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Distância c	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Distância d	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Dist. do final do tanque ao ponto 4 da susp (m)	-0,54*	-0,22*	0,10	0,42	0,74	1,06	1,38	1,70	2,02	2,34	2,66
Momento máximo (N.m)	49326	32259	19709	26324	38200	50772	67735	84796	101928	119113	136338
Momento de inércia (m ⁴)	0,0378	0,0189	0,0123	0,0084	0,0067	0,0049	0,0041	0,0030	0,0026	0,0023	0,0021
Tensão long. máxima devido à flexão (MPa)	1,68	1,89	1,59	2,84	4,80	8,19	12,29	19,56	25,86	32,96	40,86
Tensão long. devido à pressão (MPa)	30,67	34,41	33,87	34,39	31,84	33,43	31,52	34,21	32,61	31,23	30,00
Tensão long. Total (MPa)	32,35	36,30	35,47	37,22	36,64	41,62	43,81	53,77	58,47	64,18	70,86
Tensão circunf. devido à pressão (MPa)	61,35	68,81	67,75	68,77	63,67	66,86	63,04	68,41	65,23	62,45	60,00
Satisfaz critério?	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim

*Valores negativos nesta linha significam que o conjunto da suspensão vai além do final do tanque, na distância apresentada.

Dentro do todo o campo de variação permitido para o comprimento, o critério preliminar é satisfeito, portanto, qualquer um destes valores de comprimento é válido. A seleção do comprimento será feita basicamente em função do peso do tanque e da tensão devido à flexão, e estes valores, bem

como o da espessura nominal, encontram-se traçados no Gráfico 1, em função do comprimento:

Gráfico 1. Tensões atuantes, espessura e peso do tanque em função do comprimento deste



Neste gráfico percebe-se que, com o aumento do comprimento, a tensão longitudinal devido à flexão aumenta de forma considerável e a tensão circunferencial devido à pressão interna mantêm-se na faixa de 60 a 70 MPa (devido à diminuição tanto do diâmetro e da espessura), e a longitudinal é a metade desta. Já a espessura nominal cai, apresentando patamares em 6-7 e 8-9 metros em função de se tratar de uma escolha de espessura de chapa entre valores discretos: são os valores comercialmente disponíveis, e outro patamar depois de 10 metros, onde há uma estabilização da espessura em 2,78 mm considerando: o mínimo previsto pelo código ASME (2,39mm), redução na espessura de 10% (2,67mm) e o valor mais próximo comercialmente disponível.

Vê-se também que existe os valores mais baixos de peso do tanque acontecem nos comprimentos 8, 10, e 11 metros e o comprimento escolhido é o de 8 metros devido ao fato de apresentar menores tensões de flexão atuantes devido ao seu menor comprimento e ser somente 52 kg mais pesado que o tanque mais leve (o de 10 metros). Esta dimensão pode ser modificada a seguir na seleção do diâmetro nominal dos tampos.

A referência bibliográfica [17] fornece a seguinte equação para o cálculo do volume contido no tampo toriesférico selecionado (excluindo volume contido na parte cilíndrica do tampo, chamada de saia):

$$V = 0,1 \cdot D^3$$

, onde D: diâmetro da parte cilíndrica

O que acarreta na seguinte equação para cálculo do volume contido no tanque com tampo toriesférico:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L + 2 \cdot 0,1 \cdot D^3$$

, onde D: diâmetro da parte cilíndrica

L: comprimento do cilindro contando o comprimento da saia do tampo.

Resolvendo a segunda equação para $V=15500$ litros e $L=8$ metros temos $D=1534$ mm, e o valor nominal de diâmetro do tampo mais próximo é de $D = 1550$ mm^[17], que será portanto adotado. E como foi considerado no valor de L (8m) o comprimento da saia do tampo (35mm cada) o valor de comprimento total apenas dos anéis que formarão o cilindro é de $L' = 7,93$ m, e como as chapas estão disponíveis em larguras de 1 m ou 1,2 m será adotado $L'=8$ m para aproveitar melhor o material (ficando $L=8,070$ m). Desta forma, com este novo diâmetro e com este pequeno alongamento no comprimento temos a seguinte capacidade volumétrica total de 15972 litros e de carga (98%) de 15652 litros.

Note-se que a curva de peso apresentou os pontos correspondentes aos comprimentos de 7 e 9 metros aparentemente fora da curva, e isto deve-se ao fato de haver os patamares de espessura nominal já citados anteriormente.

A título de observação apresenta-se na Tabela 17 os resultados para valores de comprimento acima do máximo apenas para se ter uma idéia melhor de quando o critério preliminar começaria a restringir a escolha do comprimento, o que acontece para comprimentos acima de 21 metros.

Tabela 17. Saída da Planilha 1.

Comprimento tanque (m)	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Momento máximo (N.m)	153596	170879	188183	205504	222840	240187	257545	274911	292285	309666	327052
Tensão long. máxima devido à flexão (MPa)	49,55	59,05	69,35	80,45	92,35	105,05	118,54	132,83	147,92	163,81	180,49
Tensão long. devido à pressão (MPa)	28,91	27,93	27,04	26,23	25,50	24,82	24,19	23,60	23,06	22,55	22,08
Tensão long. Total (MPa)	78,46	86,98	96,39	106,69	117,84	129,86	142,73	156,44	170,98	186,36	202,57
Tensão circunf. devido à pressão (MPa)	57,818	55,857	54,083	52,469	50,99	49,63	48,374	47,208	46,123	45,109	44,159
Satisfaz critério?	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Não	Não	Não

9.7. Dimensionamento do Tanque

A espessura mínima permitida para a chapa do tanque, com as medidas finais calculadas anteriormente, pode ser então calculada pela equação, descrita anteriormente:

$$e = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + C$$

Com:

$$P = 270760 \text{ KPa}$$

$$R = 775 \text{ mm}$$

$$S = 96,54 \text{ MPa}$$

$$E = 0,80$$

$$C = 0 \text{ mm}$$

O que leva a: $e_1 = 2,73 \text{ mm}$.

O valor final da espessura foi definido pelo critério já explicado, com a utilização da Planilha 2, variando-se espessura de entrada até que o critério fosse satisfeito. Os dados de entrada utilizados encontram-se na Tabela 18.

Tabela 18. Dados de entrada da Planilha 2

Massa esp. do líquido (Kg/m ³)	1840
Massa esp. da chapa (Kg/m ³)	7967
Espessura da chapa (mm)	2,72-3,60*
Coefficiente de Poisson da chapa	0,3
Diâmetro do tanque (m)	1,55
Comprimento do Tanque (m)	8,070
Distância entre apoios (m)	5,965
Alt. do líq. acima do centro (m)	0,775
Posição x (m)	0
Angulo Fi (°)	180
Pressão de projeto (KPa)	270,76
Peso Total (Kgf)	30000
Tensão de Escoamento (MPa)	289,6
Coefficiente de Segurança - C.S.	3

*Este campo foi alterado dentro do intervalo anotado.

Efetuarão-se os cálculos para o ponto inferior central do tanque, pois este é o mais solicitado já sofre tração devido ao peso do líquido, peso do tanque, pressão interna e forças extras referentes à norma NB-760.

O valor de distância entre apoios corresponde à distância do pino rei até o último eixo da carreta.

O peso total do tanque foi estimado em 30000 Kgf (sendo que só o líquido pesa 28800 Kgf).

O valor de espessura acima do qual o primeiro caso do critério foi satisfeito foi $e_2 = 2,21$ mm, e no segundo foi de $e_3 = 3,52$ mm.

Deste modo, tem-se 3,52mm como o maior destes três valores de espessura (e_1 , e_2 , e_3) e considerando redução de 10% na calandragem o valor necessário é de 3,91 mm, que tem como valor maior mais próximo comercialmente disponível $e = 3,97$ mm.

O peso do tanque com estas dimensões é de 1431 Kgf, e o valor do peso total para verificação será de 31095 Kgf, que corresponde à 30231 Kgf de líquido e tanque somado à 864 Kgf considerados de demais componentes do tanque (anéis de reforço, escada, válvulas, etc).

Nesta nova situação o segundo caso do critério ainda é o crítico e é satisfeito para valores de espessura maiores ou iguais à 3,60mm, o que corresponde à valor de 4mm se formos considerar em 10% a redução na calandragem. Entretanto será mantida a escolha de espessura nominal de 3,97mm devido a dois fatores:

- A redução de 10% na calandragem foi superestimada, o que é a favor da segurança, mas pode ser considerada até nula, segundo a referência [14]: TELLES, P. C. S., *Vasos de pressão*, Livros Técnicos e Científicos Ed, Rio de Janeiro, 1991.
- A espessura de 3,97mm mostra-se muito próxima de 4mm, enquanto que a próxima, de 4,37mm acarretaria maior peso ao caminhão desnecessariamente (tendo em vista o primeiro fator).

Espessura nominal das chapas do tanque: 3,97mm.

9.8. Dimensionamento dos Tamos do Tanque

Nos itens anteriores já foi feita a seleção do tipo de tanque (toriesférico ASME 10%) e seu diâmetro interno (1,55m), agora será determinada sua espessura.

9.8.1. Espessura Mínima da Parte Toroidal do Tampo

Segundo o código ASME, citado por Telles^[14], o cálculo da espessura mínima para tamos toriesféricos é como se segue:

$$e = \frac{P \cdot R_1 \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} + C$$

, onde: P: pressão de projeto

R_1 : raio de abaulamento

S: tensão admissível do material

E: coeficiente de eficiência da junta soldada

C: sobreespessura de corrosão

M: coeficiente dado pela seguinte equação:

$$M = \frac{1}{4} \cdot \left(3 + \sqrt{\frac{R_1}{R_2}} \right)$$

, onde: R_1 : raio de abaulamento

R_2 : raio de arredondamento

Com:

$P = 270760 \text{ Pa}$

$R_1 = 1550 \text{ mm}$

$R_2 = 155 \text{ mm}$

$S = 96,54 \text{ MPa}$

$E = 0,80$

$C = 0 \text{ mm}$

Assim temos como valor mínimo de espessura para a parte toroidal $e = 4,19 \text{ mm}$.

9.8.2. Espessura Mínima da Saia do Tampo

É calculada da mesma forma que o casco cilíndrico e tem os mesmos valores de entrada, portanto chegamos à mesma espessura mínima de $e = 2,73 \text{ mm}$.

9.8.3. Espessura Nominal do Tampo

Desta forma o valor mínimo da espessura do tampo como um todo é de $4,19 \text{ mm}$ e a espessura nominal selecionada, a partir da referência [15], é de $4,76 \text{ mm}$.

9.8.4. Verificação do Comprimento da Saia do Tampo

De acordo com o código ASME, citado por Telles^[14]:

- se a espessura do tampo for menor ou igual à espessura do casco multiplicada por 1,25 a saia é opcional.
- se a espessura do tampo for maior que a espessura do casco multiplicada por 1,25 a saia deve ter comprimento maior que a espessura do tampo multiplicada por 3, contudo não precisa exceder 38 mm .

Como a espessura do tampo é menor que $4,96 \text{ mm}$ (espessura do casco multiplicada por 1,25) a primeira condição é satisfeita e portanto a saia é opcional, e será utilizada uma com comprimento de 35 mm .

Em item anterior o peso do tanque foi calculado considerando o casco cilíndrico e os tampos com a mesma espessura ($3,97 \text{ mm}$). Entretanto, neste item chegou-se ao valor de espessura dos tampos de $4,76 \text{ mm}$, o que acarreta em uma diferença de peso de $32,5 \text{ Kgf}$. O cálculo do critério não vai ser refeito pois esta diferença pode ser considerada como parte do peso dos demais componentes do tanque.

9.9. Dimensionamento da Boca de Visita

Como já foi citado, o dimensionamento da boca de visita pelo código ASME é igual ao dimensionamento do casco cilíndrico, e portanto a partir da equação da tensão circunferencial (já detalhada em item anterior), mostrada abaixo, temos a espessura mínima para a boca de visita.

$$e_{MIN} = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} + C$$

E temos:

P = 270,76 KPa	(pressão de projeto)
R = 225 mm	(raio interno da boca de visita)
S = 96,54 MPa	(tensão admissível)
E = 0,8	(coeficiente de eficiência da junta soldada)
C = 0 mm	(sobreespessura de corrosão)

Portanto, chega-se ao valor: $e_{MIN} = 0,79$ mm.

Considerando como 10% a redução de espessura na calandragem temos que a espessura selecionada deve ser maior que 0,88 mm. O valor de espessura nominal selecionado é de 3,97 mm, igual à da chapa do tanque.

A altura da boca de visita, no centro do tanque, é de 150 mm, como pode-se ver na Figura 14.

O fechamento da boca de visita se dará por flange sobreposto e flange cego.

Os flanges e estojos serão selecionadas de acordo com as normas ANSI B.16.5, B.18.2.1 e B.18.2.2, citadas por Telles & Barros (ref. bibl. [35]).

Para a classe de pressão 150 e diâmetro externo da boca de visita de 457,9 mm selecionou-se os flanges, com dezesseis furos de 1,25 polegada, mostrados nas Figura 11 e 12, com as dimensões mostradas a seguir, e note-se que deve ser feito um ajuste por usinagem.

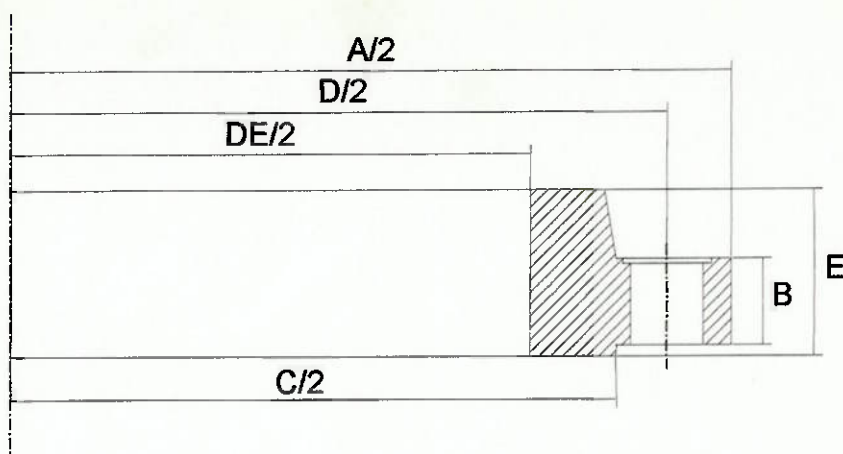


Figura 11. Flange sobreposto.

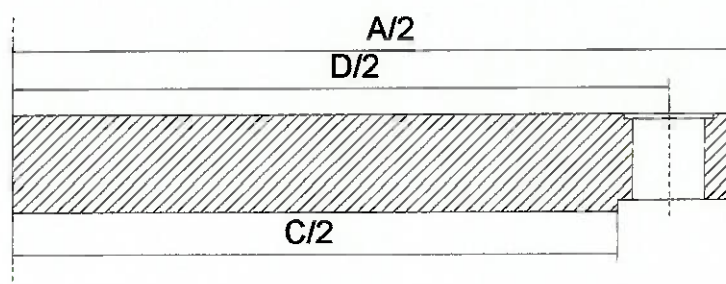


Figura 12. Flange cego.

Dimensões (mm):

$A = 635,0$

$B = 38,1$

$C = 533,0$

$D = 578,0$

$DE = 457,2$

$E = 68,3$

$F = 140,0$

$H = 39,6$

$J = 96,8$

Serão utilizados dezesseis estojos de material ASTM A-193 Gr B7, diâmetro nominal de 1,125 polegada e comprimento 6 polegadas.

O reforço da abertura da boca de visita foi feito de acordo com o código ASME, citado por Telles^[14], e está apresentado abaixo.

Para a espessura da chapa do reforço será tomado o valor de espessura da chapa do tanque, ou seja 3,97 mm. A determinação da largura do reforço se dará pela seguinte equação:

$$L = \frac{e_c \cdot d}{2 \cdot (2 \cdot e_n - e_c - C)}$$

, onde e_c : espessura mínima da chapa do tanque para pressão interna

e_n : espessura nominal da chapa do tanque

d : diâmetro interno da boca de visita

C : sobreesspessura de corrosão

E como temos:

$e_c = 3,03$ mm (considerando redução de 10% na calandragem)

$e_n = 3,97$ mm

$d = 450$ mm

$C = 0$

Chegou-se, portanto, ao valor de largura do reforço: $L = 139$ mm.

9.10. Dimensionamento da Proteção da Boca de Visita

A proteção da boca de visita deve suportar, segundo a norma NB-760^[11], carga vertical de até 2 vezes o peso total do tanque carregado, ou seja, neste caso carga de até 62190 Kgf (610084 N).

O material utilizado para fabricação da proteção é o ASTM A516 e seu formato e dimensões podem ser vistos na Figura 13, que contém a proteção, a boca de visita e três válvulas, as quais serão vistas posteriormente, e na Figura 14, que mostra parte do tanque, a proteção e a boca de visita.

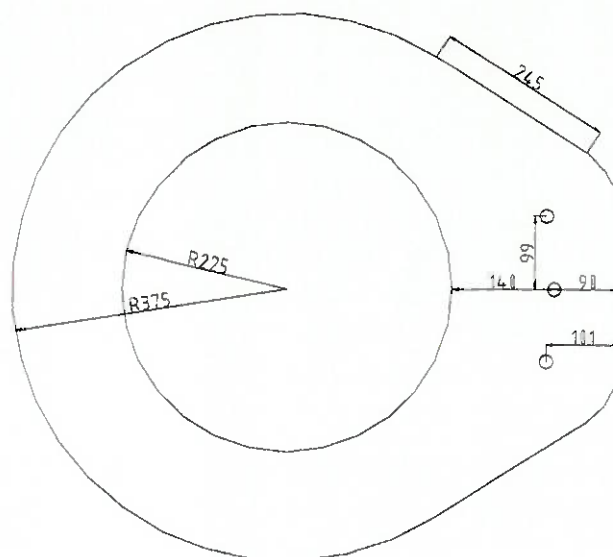


Figura 13. Esquema da boca de visita, sua proteção e posicionamento das válvulas.

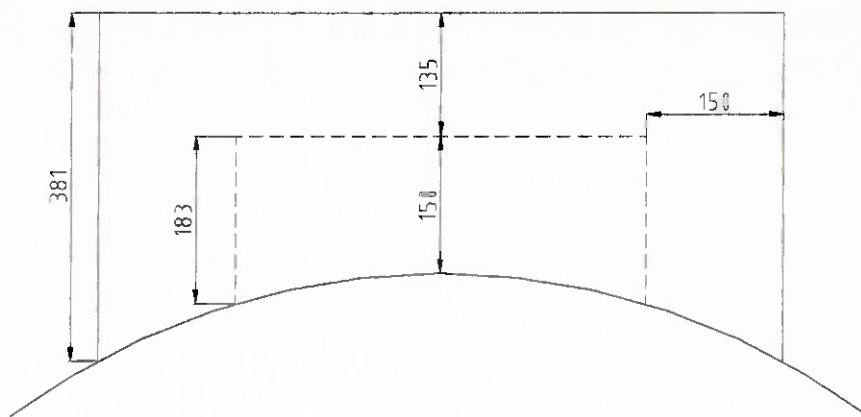


Figura 14. Esquema da boca de visita e sua proteção.

O dimensionamento da proteção será feito considerando-a como circular, com o seu maior raio (375 mm), o que é a favor da segurança, a partir do seguinte critério de projeto, que limita a tensão normal à tensão de escoamento dividida por um coeficiente de segurança:

$$\frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_E^2 - D_I^2)} \leq \frac{\sigma_{ESC}}{C.S.}$$

, onde

- F: carga vertical na proteção
- D_E : diâmetro externo
- D_I : diâmetro interno
- σ_{ESC} : tensão de escoamento
- C.S.: coeficiente de segurança

Neste caso temos:

F: 610084 N

D_I : 375,00 mm

σ_{ESC} : 205 MPa

C.S.: 2

Deste modo temos $D_E = 384,97$ mm e portanto espessura de 4,99 mm, e considerando 10% de redução na calandragem chegou-se ao valor de espessura mínima de 5,54 mm, e selecionou-se a espessura nominal de 6,35 mm.

9.11. Dimensionamento dos Anéis de Reforço

Segundo a Norma NB-760, se a espessura das chapas do tanque for menor que 10 mm deve-se reforçar este com anéis e/ou chicanas, calculados de acordo com o Código ASME ou recomendações do DOT. Deste modo serão projetados anéis de reforço, de acordo com o código ASME, pois a espessura das chapas do tanque é de 3,97 mm.

O perfil do anel de reforço é o perfil "U", como mostrado na Figura 15.

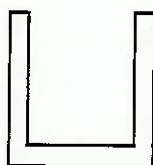


Figura 15. Perfil "U".

A seguir estão apresentados, em formas de itens, os passos seguidos para dimensionamento dos anéis de reforço, segundo o código ASME, citado por Telles^[14] (as unidades adotadas são Kgf e cm pois são, estas as unidades necessárias para uso de um gráfico, citado posteriormente).

- Arbitragem de área da seção transversal (A_s) do anel de reforço

Arbitrou-se o valor de $A_s = 8,72 \text{ cm}^2$, que corresponde ao perfil "U" com lados de 5 cm e espessura de 0,635 cm.

- Determinação do fator B

$$B = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{P \cdot D_o}{e + \frac{A_s}{L_s}} \right)$$

, onde

P : pressão de projeto

D_o : diâmetro externo do tanque

e : espessura da chapa do tanque

A_S : área da seção transversal do anel de reforço

L_S : assume valores diferentes em função da localização do anel:

L_S de anel intermediário: corresponde à soma da metade da distância do anel até o anel do lado esquerdo com a metade da distância do anel até o anel do lado direito.

L_S de anel nos extremos: corresponde à soma da metade da distância do anel até o anel do seu lado com a metade da distância do anel até o ponto situado a um terço da altura do tampo ao final do tanque.

Serão colocados sete anéis de reforço no tanque: quatro nos apoios da suspensão, um no apoio do pino-rei e dois igualmente espaçados entre este e a suspensão. Como não estão igualmente espaçados o cálculo será feito para o caso crítico, ou seja, aquele que apresenta o maior valor de L_S . Verifica-se que o último anel do tanque apresenta o maior valor desta variável: $L_S=117,5$ cm.

Portanto temos:

P : 2,76 Kgf/cm² (270,76 KPa)

D_O : 155,8 cm (diâmetro interno do tanque mais duas vezes o valor da espessura da chapa)

e : 0,397 cm

A_S : 8,72 cm²

L_S : 117,5 cm

O que resulta em $B = 684,4$.

- Determinação do fator A

Tendo o valor de B , deve-se determinar o valor do fator A de uma das seguintes formas, a partir do gráfico da Fig.5 UCS-28.2 do Código ASME, citado por Telles^[14].

- se ponto definido pelo valor de B estiver contido no gráfico: deve-se fazer a leitura diretamente do valor do fator A .
- se ponto definido pelo valor de B estiver abaixo ou à esquerda das curvas de temperatura: deve-se calcular o fator A pela seguinte equação:

$$A = \frac{2 \cdot B}{E}$$

, onde B : fator B

E : módulo de elasticidade do material

Como o ponto definido pelo valor de B está à esquerda das curvas de temperatura deve-se calcular o fator A pela equação acima, e como $E = 2,1 \cdot 10^6$ Kgf/cm², temos $A = 6,52 \cdot 10^{-4}$

- Verificação do momento de inércia do anel de reforço escolhido

O valor do momento de inércia do anel escolhido é $I = 21,51 \text{ cm}^4$ e o valor do momento de inércia mínimo necessário para o anel de reforço é dado pela equação a seguir:

$$I_{MIN} = \frac{D_o^2 \cdot L_s \cdot \left(e + \frac{A_s}{L_s} \right) \cdot A}{14}$$

, onde D_o, L_s, e, A_s : definidos na equação de cálculo do fator B
 A : fator A

Então, para os valores já determinados destas variáveis, temos $I_{MIN} = 62,59 \text{ cm}^4$, ou seja, superior ao momento de inércia da seção escolhida.

Desta forma deve-se refazer os cálculos com outra seção, e abaixo encontram-se os valores recalculados para uma seção do mesmo formato mas com lados de 8 cm e mesma espessura:

$$A_s = 14,43 \text{ cm}^2$$

$$B = 620,4$$

$$A = 5,91 \cdot 10^{-4}$$

$$I = 95,07 \text{ cm}^4$$

$$I_{MIN} = 62,59 \text{ cm}^4$$

Como I é maior do que I_{MIN} as dimensões do anel de reforço estão determinadas e são as seguintes:

Lados da seção do anel: 80 mm

Espessura da seção do anel: 6,35 mm

Diâmetro interno do anel: 1558 mm

9.12. Dimensionamento da Tubulação de Escape da Carga

O material escolhido para a tubulação de escape do ácido é o mesmo do tanque: AISI 316L e será dimensionada através da limitação do valor da tensão circunferencial (que é o dobro da tangencial), segundo formulação apresentada na referência [18]:

Tensão circunferencial:

$$\sigma_c = \frac{P \cdot R}{e}$$

Onde: P = pressão interna

R = raio interno da tubulação

e = espessura da tubulação

Tensão permissível^[18]

$$\sigma = F \cdot E \cdot \sigma_{ESC} \cdot T$$

, onde: F = 0,72 p/ líquidos

E = 0,8 (coeficiente de eficiência da solda)

T = 1 p/ temperaturas de operação abaixo de 121°C

Então,

$$e = \frac{P \cdot R}{F \cdot E \cdot \sigma_{ESC} \cdot T}$$

E temos:

P = 722 KPa (quatro vezes a pressão máxima de operação)

σ_{ESC} = 289,6 MPa (AISI 316L)

Uma tubulação de 2 polegadas (50,8 mm) acarreta, segundo fórmula acima, numa espessura mínima de 0,11 mm (0,004in). Assim, a partir da norma ASTM^[27] selecionou-se a espessura nominal de 0,075 polegadas (1,905 mm), que

é a mínima espessura permitida por esta norma para este diâmetro. A vedação da tubulação acontecerá por meio de flange sobreposto e flange cego, e duas válvulas, descritas posteriormente.

Os flanges e estojos serão selecionadas de acordo com as normas ANSI B.16.5, B.18.2.1 e B.18.2.2, citadas por Telles & Barros (ref. bibl. [35]).

Para a classe de pressão 150 e diâmetro externo da tubulação de 50,8 mm selecionou-se os flanges, com quatro furos de 0,75 polegadas, mostrados nas Figura 16 e 17, com as dimensões mostradas a seguir, e note-se que deve ser feito um ajuste por usinagem.

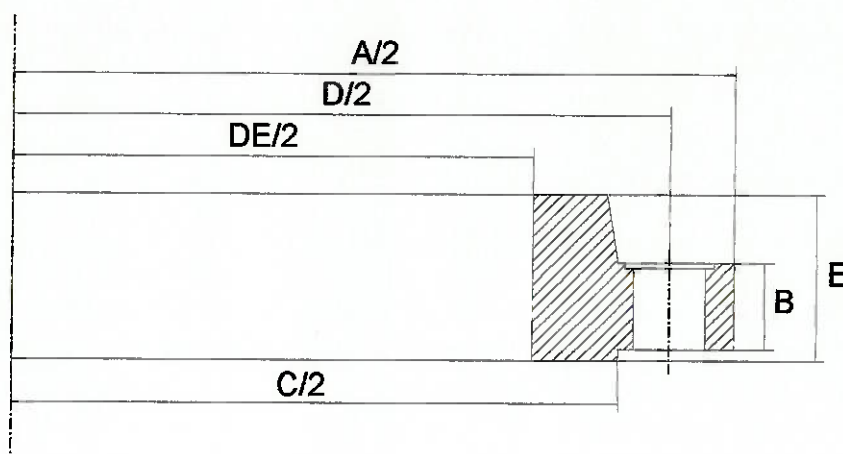


Figura 16. Flange sobreposto

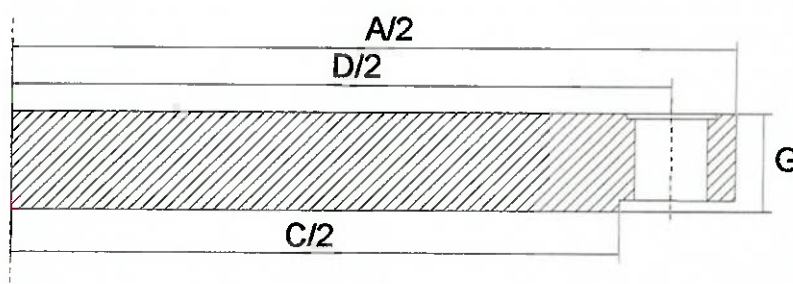


Figura 17. Flange cego.

Dimensões (mm):

A = 152,0

B = 17,5

C = 91,9

D = 121,0

DE = 50,8

E = 25,4

F = 63,5

G = 17,5

H = 19,0

J = 25,4

Serão utilizados quatro estojos de material ASTM A-193 Gr B7, diâmetro nominal de 0,625 polegada e comprimento 3,25 polegadas.

9.13. Determinação do Pino-Rei e de sua Placa de Fixação

O pino-rei é uma peça que existe apenas se o veículo motor for independente da carreta, como é o caso neste projeto, e é fixado na carreta e acoplado no veículo motor e faz a ligação entre os dois.

O pino-rei selecionado, a partir da referência [7], tem capacidade de carga de 45 toneladas e pode ser visto na Figura 18.

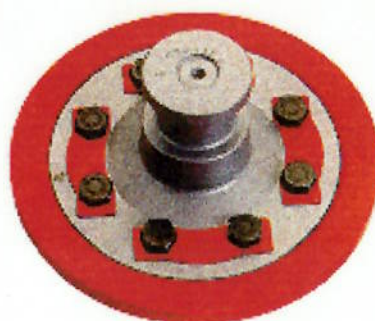


Figura 18. Pino-rei (Corso®).

O pino-rei é aparafusado numa placa quadrada (de aço SAE 1010) de lados de 380 mm e espessura de 6,35 mm de espessura, que é fixada em dois berços presos ao tanque.

9.14. Determinação dos Instrumentos do Tanque

Os instrumentos selecionados para o tanque, encontram-se descritos nos itens abaixo:

Localizados na parte superior do tanque e protegidos pela proteção da boca de visita, como pode-se ver na Figura 13:

- Válvula de segurança: válvula de esfera (diâmetro: 0,75 polegada), regulada em 298 KPa.
- Válvula de entrada de ar: válvula de esfera (diâmetro: 0,75 polegada).
- Manômetro.

Localizados no bocal de descarga:

- 2 Válvulas de esfera (diâmetro: 2 polegadas).

10. Determinação do Chassi da Carreta e do Berço de Sustentação

10.1. Determinação do Chassi

Em um caminhão auto-portante, como o deste projeto, o chassi é responsável principalmente pela absorção dos esforços provenientes dos apoios da suspensão quanto à torção da estrutura, visto que o tanque foi projetado para resistir, além da pressão interna, os esforços de flexão.

Neste projeto será utilizado o aço SAE 1010 para fabricação do chassi e o comprimento deste será determinado a partir das dimensões do tanque, enquanto que suas outras dimensões foram medidas em chassis (de aço SAE 1010) de caminhões similares ao deste projeto.

O projeto completo do chassi é complexo devido à sua geometria e cargas atuantes e na referência [33] encontra-se estudo detalhado dos procedimentos para o cálculo das tensões decorrentes da torção desta estrutura.

Os pontos extremos do chassi são o pé de apoio da carreta e o pára-choque traseiro, que estão a uma distância de 6150 mm, valor adotado para comprimento das longarinas.

O chassi é composto de chapas com perfil mostrado na Figura 19, que dividem-se nos seguintes tipos:

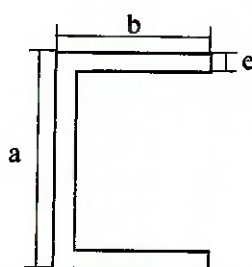


Figura 19. Perfil das chapas do chassi.

- Longarinas: chapas com a mesma direção do tanque, na qual é fixada a suspensão. Serão utilizadas duas longarinas. O comprimento das longarinas é

o que define o comprimento do chassi, e é de 6000 mm. As dimensões da seção das longarinas são:

$$a = 200 \text{ mm}$$

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$e = 6,35 \text{ mm}$$

- Travessas: chapas perpendiculares à direção do tanque, que unem as longarinas. Serão utilizadas sete travessas de comprimento de 1000 mm. As dimensões da seção das travessas são:

$$a = 160 \text{ mm}$$

$$b = 120 \text{ mm}$$

$$e = 6,35 \text{ mm}$$

10.2. Determinação dos Berços de Apoio

Os berços de apoio têm a função de suportar o tanque fixando-o ao chassi e à placa de sustentação do pino-rei. Suas dimensões foram selecionadas tendo em vista medições realizadas em berços (de aço SAE 1010) de caminhões similares ao deste projeto.

Os berços são formados de chapas de aço SAE 1010 com perfil "U", com largura 100 mm, e espessura 6,35 mm.

Serão utilizados seis berços de fixação do tanque ao chassi, com dimensões mostradas na Figura 20, que apresenta o berço, o chassi, parte do tanque e parte do anel de reforço.

Serão utilizados dois berços de fixação do tanque à placa de sustentação do pino-rei, com as mesmas dimensões dos outros, sendo que neste caso não está presente o chassi e sim a placa. Um deles apresenta a ligação mostrada entre berço e o anel de reforço e o outro não apresenta o anel de reforço.

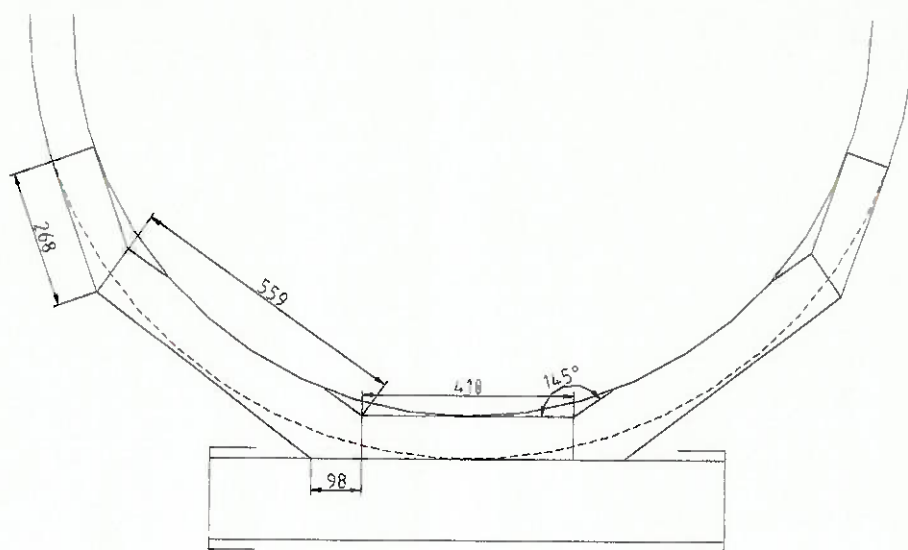


Figura 20. Berço, chassi e parte do tanque.

11. Determinação dos Eixos, Freios, Suspensão e Tensores

A suspensão, os eixos, os tensores e os freios serão selecionados a partir da referência [7], e são elementos projetados tendo em vista as cargas máximas permitidas pela legislação.

O eixo selecionado, denominado eixo auxiliar veicular, pode ser visto na Figura 21.



Figura 21. Eixo (Corso®).

O freio selecionado é do tipo tambor e pode ser visto na Figura 22:



Figura 22. Freio à tambor (Corso®).

A suspensão selecionada, que pode ser vista na Figura 23, unindo o chassi e os eixos, é de feixe de molas, que tem a função de mola propriamente dita (resistência ao deslocamento) e também de amortecedor (dissipação de energia) pelo atrito entre as lâminas^[8].

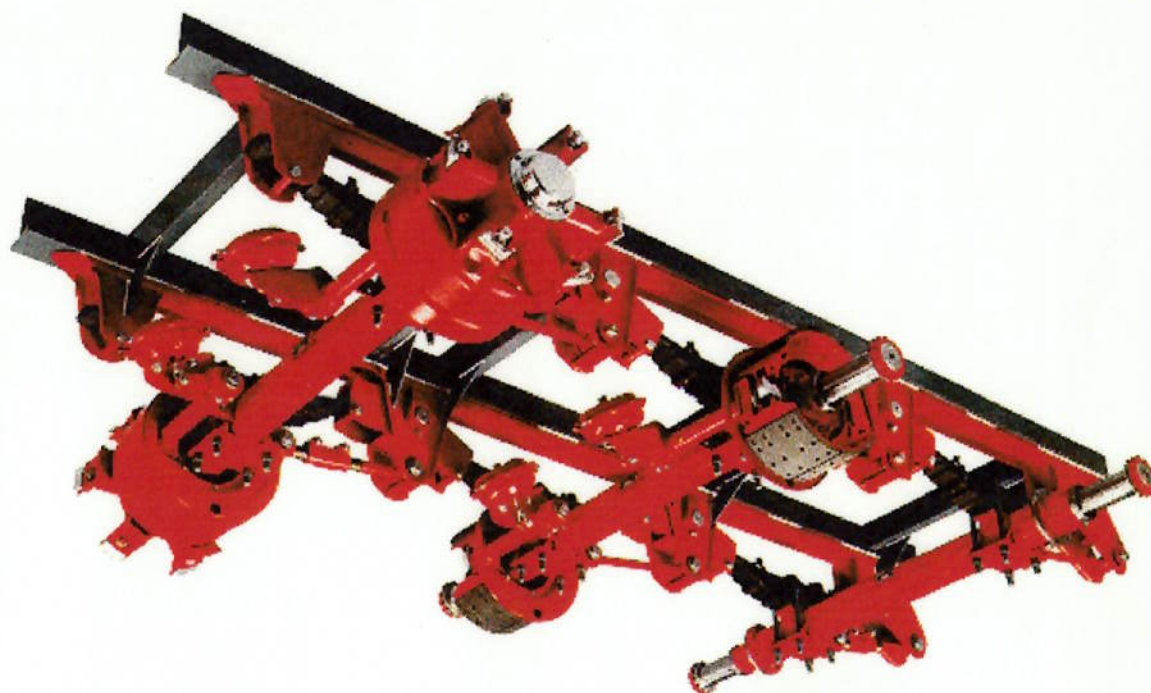


Figura 23. Suspensão instalada no chassi (Corso®).

Nesta figura também pode-se ver tensores de aço selecionados, que têm a função de impedir o deslocamento relativo horizontal do eixo com o chassi, principalmente nas frenagens. Pode-se ver melhor estes tensores na Figura 24.



Figura 24. Tensores (Corso®).

12. Dimensionamento do Pé de Apoio da Carreta

O pé de apoio da carreta corresponde a dois tubos verticais formando um conjunto retrátil na parte inferior do tanque, que têm a tarefa de sustentar a carreta quando esta está desacoplada do veículo motor .

O material selecionado para o pé de apoio é o aço SAE 1010. Será feito o dimensionamento da espessura dos tubos interiores com diâmetro externo de 3 polegadas (76,20 mm), e a seguir verificação quanto à flambagem com o comprimento total e posteriormente selecionados os tubos exteriores com espessura e diâmetro maiores. Note-se que cada suporte é composto de um tubo exterior e outro interior, diâmetro e espessura menor, para que o conjunto seja retrátil, mas os cálculos serão feitos como se existisse apenas o interno com o comprimento total, o que é a favor da segurança.

O dimensionamento será feito a partir do seguinte critério de projeto, que limita a tensão normal à tensão de escoamento dividida por um coeficiente de segurança:

$$\frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_E^2 - D_I^2)} \leq \frac{\sigma_{ESC}}{C.S.}$$

, onde

- F: carga vertical no suporte
- D_E: diâmetro externo
- D_I: diâmetro interno
- σ_{ESC}: tensão de escoamento
- C.S.: coeficiente de segurança

A carga de projeto de cada pé de apoio foi considerada como um quarto do peso máximo da carreta, que é de 34661 Kgf, considerando-se que os dois pés de apoio suportam metade do peso da carreta carregada, pois existe a possibilidade do veículo motor ser retirado estando o tanque carregado, por exemplo no caso de uma avaria daquele.

Assim temos:

$$F = 85006 \text{ N.}$$

$$D_E = 76,20 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ESC} = 262 \text{ MPa}$$

$$C.S. = 2$$

Deste modo temos $D_i = 70,57 \text{ mm}$ e espessura de $2,82 \text{ mm}$, e a espessura nominal selecionada é de $0,12 \text{ polegadas}$ ($3,05 \text{ mm}$), a partir da referência [27].

A verificação quanto à flambagem no campo de deformações elásticas será feita a partir da equação de Euler, mostrada abaixo:

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2 \cdot S_K}$$

, onde

P: máxima carga sem ocorrência de flambagem

E: módulo de elasticidade

I: momento de inércia

L_K : comprimento equivalente de flambagem, igual a 70% do comprimento real do tubo, pois foi considerado o caso de uma ponta engastada (soldada) e outra articulada (encostada no chão)

S_K : coeficiente de segurança (3 a 6)

Neste caso temos:

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Kgf/cm}^2 = 206 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

$$I = 4,696 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$L_K = 0,925 \text{ m}$$

$$S_K = 3$$

O que acarreta em uma carga máxima de 371954 N , que é superior à carga de 85006 N , sendo portanto adotados estes valores de diâmetro e de espessura para o tubo interior.

O tubo exterior deve ter o diâmetro interno maior que o diâmetro externo do tubo interior, e foi selecionado tendo em vista os padrões contidos na referência [27], sendo que suas dimensões, juntamente com as do tubo interior, estão descritas abaixo:

Tubo exterior: comprimento = 562 mm
diâmetro = 3 1/4 pol (82,55 mm)
espessura = 0,120 pol (3,05 mm)

Tubo interior: comprimento = 562 mm
diâmetro = 3 pol (76,20mm)
espessura = 0,12 pol (3,05 mm)

A extremidade superior do pé de apoio é soldada na primeira travessa, as duas partes do pé são interligadas por um pino e a extremidade inferior é soldada uma placa quadrada, de lados 150 mm e espessura 6,35 mm, e aço SAE 1010.

13. Determinação dos Pneus e Rodas

13.1. Seleção dos Pneus

Nos itens abaixo será feita a determinação do tipo e das dimensões dos pneus utilizados no caminhão:

- Pneu com construção radial ou diagonal

Opta-se pela construção radial pois esta proporciona as seguintes vantagens sobre a construção diagonal: maior conforto e proteção da carga e do sistema de suspensão, devido a sua carcaça mais flexível; maior resistência à furos e penetrações, menor excentricidade, menor distorção da banda de rodagem, economia de combustível e melhor aderência e dirigibilidade, devido à presença de cintas de aço no pneu^[31].

- Pneu com ou sem câmara

Opta-se por pneu sem câmara, pois este proporciona as seguintes vantagens sobre o pneu com câmara: maior segurança, maior simplificação na montagem e desmontagem (50% menos trabalho), redução dos itens do inventário, aumento de carga útil, melhor ventilação dos tambores de freio, maior estabilidade lateral e dirigibilidade^[31].

- Modelo do pneu

A escolha do pneu se dará a partir da ref. bibl. [31], onde são apresentados modelos da empresa Goodyear®. Os modelos de pneu para os eixos da carreta compatíveis com percursos longos, segundo a referência [31] são:

-Montagem recomendada: modelos G291, Papaléguas e Papaléguas G8

-Montagem opcional: modelo G186

Opta-se pelo modelo Papaléguas que, juntamente com o modelo Papaléguas G8, é recomendado também para os eixos do veículo motor .

- Tamanho e pressão de inflação do pneu

O Tamanho e pressão de inflação do pneu estão diretamente relacionadas com a capacidade de carga deste. A capacidade de carga destes pneus vai ser considerada como a carga máxima permitida na legislação para cada eixo desta carreta (8500 Kgf) dividida por quatro, pois são quatro pneus por eixo, ou seja 2125 Kgf.

Desse modo seleciona-se uma das opções apresentadas pela referência [31], que tem capacidade superior à 2125Kgf: o pneu com tamanho 11,00R20, cuja capacidade em rodado duplo é de 2570 Kgf.

Note-se que respeitando a legislação este pneu rodará com carga 17% menor que a sua capacidade, e isto acarretaria, segundo a Tabela 19, em um aumento de quilometragem de mais de 30% da quilometragem prevista.

Tabela 19. Aumento na quilometragem prevista

Carga prevista - Carga real (%)	Aumento na quilometragem prevista (%)
10	30
20	60
30	100

Fonte: ref. bibl. [31]

A pressão de inflação para este pneu é de 690 KPa^[31]

13.2. Seleção das Rodas

A roda foi selecionada a partir da ref. bibl. [30], onde são apresentados modelos da empresa Brasroda®. A roda selecionada é o modelo BRRA 504, com medidas aro/pneu de 8x20/11x20, que é compatível o pneu selecionado e aplicação em caminhões pesados Scania®.

14. O Caminhão-Tanque Projetado

O tanque projetado apresenta as seguintes características:

- Tipo: tanque cilíndrico com tampos toriesféricos
- Material: aço AISI 316L
- Comprimento: 8,67 m
- Diâmetro: 1,55 m
- Espessura da chapa do casco cilíndrico: 3,97 mm
- Espessura da chapa dos tampos: 4,76 mm
- Capacidade volumétrica : 15652 litros
- Peso: 1431 Kgf

A carreta do caminhão projetado pode ser vista na Figura 25, enquanto que o veículo motor está detalhado no item 7.

As medidas e peso do caminhão completo, e da carreta, encontram-se na Tabela 20.

Tabela 20. Medidas e peso do caminhão.

	Caminhão completo	Carreta
Comprimento (mm)	12475	8870
Largura (mm)	2490	2490
Altura (mm)	3026	3026
Peso (t)	40,39	33,56

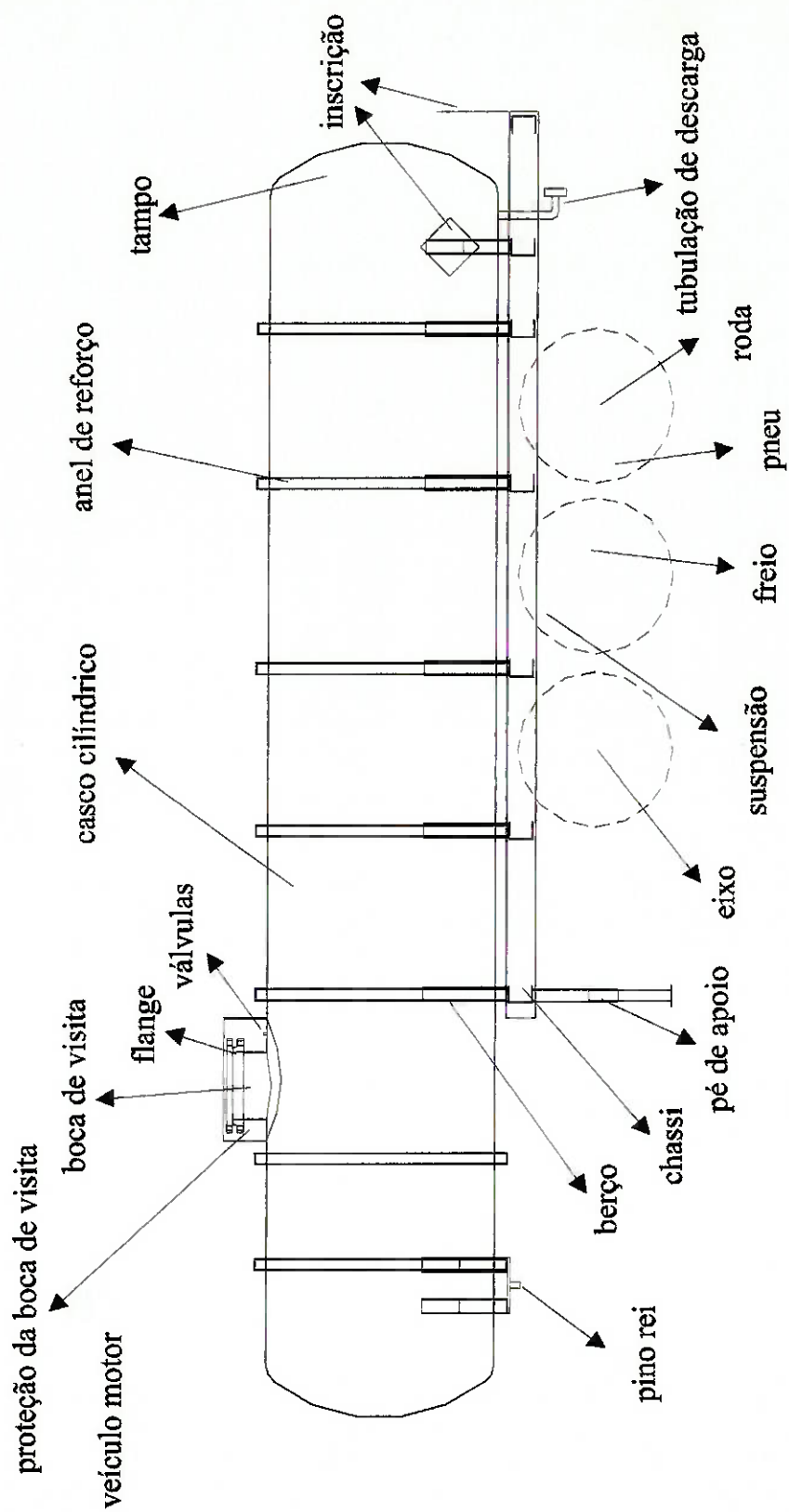


Figura 25. Esquema do caminhão.

15. Determinação dos Processos de Soldagem

15.1. Características dos elementos a serem soldados

As uniões soldadas na carreta e os materiais envolvidos são:

1. União dos extremos das chapas calandradas do tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
2. União dos extremos da chapa calandrada da proteção da boca de visita (aço ASTM A516 - aço ASTM A516);
3. União dos extremos da chapa calandrada da boca de visita (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
4. União dos cascos cilíndricos do tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
5. União da boca de visita ao tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
6. União da flange à boca de visita (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
7. União das chapas dos tampos (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
8. União dos tampos ao casco cilíndrico (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
9. União da placa intermediária da proteção da boca de visita ao tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
10. União da proteção da boca de visita à placa intermediária (aço ASTM A516 - aço AISI 316L);
11. União das placas intermediárias dos anéis de reforço e dos berços ao tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
12. União dos anéis de reforço às placas intermediárias (aço ASTM A516 - aço AISI 316L);
13. União da tubulação de descarga ao tanque (aço AISI 316L - aço AISI 316L);
14. União dos berços às placas intermediárias (aço SAE 1010 - aço AISI 316L);
15. União dos anéis de reforço aos berços (aço ASTM A516 - aço SAE 1010);
16. União da placa intermediária do pino-rei ao berços do pino-rei (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);
17. União dos berços às travessas do chassi (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);
18. União das partes das longarinas (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);
19. União das travessas às longarinas (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);

20. União da extremidade superior pé de apoio à travessa (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);
21. União da extremidade inferior pé de apoio à placa do pé de apoio (aço SAE 1010 - aço SAE 1010);

A resistência mecânica dos eletrodos deve ser maior que a dos materiais a serem soldados e suas composições geralmente são similares. Abaixo estão relacionados a composição e tensões de escoamento e ruptura dos materiais envolvidos:

Composição do aço AISI 316L^{[15],[23]}:

C: máx. 0,03%

Mn: máx. 2%

Si: máx. 1%

Cr: 16% a 18%

Ni: 10% a 14%

P: máx. 0,045%

S: máx. 0,03%

Mo: 2% a 3%

Tensões do aço AISI 316L^[25]:

Tensão de escoamento = 289,6 MPa

Tensão de ruptura = 558,5 MPa

Composição do aço ASTM A516 grau 55^[18]:

C: máx. 0,18%

Mn: 0,6% a 0,98%

P: máx. 0,035%

S: máx. 0,035%

Si: máx. 0,15% a 0,45%

Tensões do aço ASTM A516 grau 55^[18]:

Tensão de escoamento = 205 MPa

Tensão de ruptura = 380 MPa

Composição do aço SAE 1010^[23]:

C: 0,08 a 0,13%

Mn: 0,3 a 0,6%

P: máx 0,04%

S: máx 0,05%

Tensões do aço SAE 1010^[34]:

Tensão de escoamento = 262 MPa

Tensão de ruptura = 345 MPa

15.2. Seleção dos Processos de Soldagem

Os processos considerados nesta seleção são:

- Soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido;
- TIG - Soldagem a arco elétrico com eletrodo de tungstênio e proteção de gás inerte;
- MIG - Soldagem a arco elétrico com proteção de gás inerte;
- MAG - Soldagem a arco elétrico com proteção de gás carbônico;
- Soldagem por arco submerso.

Tem-se a intenção de selecionar no máximo dois processos dos citados acima para a realização das soldas na medida em que isto acarreta uma economia e simplificação significativa pela utilização de poucos equipamentos de soldagem e pela menor diversidade de qualificação necessária ao(s) soldadore(s). Considerou-se dois processos pois as características das soldas que envolvem diretamente as chapas do tanque e as outras são muito diferentes, pois os requisitos das primeiras são mais específicos devido à pequena espessura da

chapa, tolerância menores e contato direto com material corrosivo. Abaixo serão selecionados os processos de soldagem.

- Seleção de Processo de Soldagem para Soldas que envolvem as chapas do tanque (juntas 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11 e 13)

Na seleção deste processo de soldagem, devido à presença de material corrosivo, é importante levar em conta a proteção contra elementos estranhos e retenção dos elementos de liga dos processos durante a soldagem, pois deve-se procurar manter a resistência à corrosão e também as propriedades mecânicas do material.

Inicialmente desconsidera-se a soldagem por arco submerso, pois este processo pode ser empregado somente em soldagem na posição plana e isto é impraticável devido às soldas que têm que ser feitas no tanque e sua grande dimensão.

Outro fato determinante é que as chapas a serem soldadas são relativamente finas ($e=3,97\text{mm}$), compondo uma grande estrutura (cilindro de diâmetro 1550mm) que tem tolerâncias restritas (detalhadas no item fabricação), o que faz com que seja recomendada a utilização de processo que não gere demasiada quantidade de calor pois isto acabaria acarretando deformações durante a soldagem, comprometendo a conformidade dimensional da estrutura fabricada. Assim excluí-se a opção do processo de soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido, que gera mais calor que as opções restantes.

As três opções restantes (MIG, MAG, TIG) são viáveis por não apresentar restrições de posição da soldagem, e a escolha final é o processo TIG justamente pelo fato de liberar menos calor que os demais, o que é desejável principalmente em peças finas, como foi citado acima, além de apresentar acabamento superior às demais.

Existe a opção de utilização de Argônio ou Hélio com de gás de proteção no processo TIG e será empregado o Argônio pois este apresenta maior facilidade na soldagem manual, já que com este gás o processo é menos sensível à variações de habilidade entre operadores qualificados e é mais indicado para chapas finas pois produz solda menor para qualquer comprimento de arco^[19].

Processo de soldagem selecionado: TIG - Soldagem a arco elétrico com eletrodo de tungstênio e proteção de gás inerte;

- Seleção de processo de soldagem para soldas que não envolvem as chapas do tanque (juntas 2, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20 e 21)

Neste caso serão desconsiderados os processos TIG, MIG e MAG, devido ao seu maior custo e por serem soldas que não envolvem diretamente as chapas do tanque.

Também desconsidera-se a soldagem por arco submerso, devido ao alto custo associado à montagem do equipamento de solda e maior complexidade do processo.

Nestas soldas optou-se pelo processo de soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido, que não apresenta os inconvenientes descritos acima.

Processo de soldagem selecionado: Soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido.

15.3. Seleção dos Eletrodos

Serão selecionados eletrodos de acordo com os materiais a serem soldados e processos utilizados:

- Eletrodo para juntas aço AISI 316L - aço AISI 316L (juntas 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11 e 13)

Segundo a referência *Welding Handbook*^[19] o material de enchimento mais adequado para solda do aço AISI 316L pelo processo TIG é o eletrodo ER 316L, que, portanto, será utilizado neste projeto.

Eletrodo selecionado: ER 316L.

- Eletrodo para juntas aço ASTM A516 - aço AISI 316L (juntas 10 e 12) e juntas aço SAE 1010 - aço AISI 316L (junta 14)

Devido ao fato do aço AISI 316L apresentar valores maiores de tensão de escoamento e de ruptura que os aços ASTM A516 e SAE 1010, nestas juntas serão utilizados o mesmo eletrodo selecionado no item 14.3.1.: ER 316L.

Eletrodo selecionado: ER 316L.

- Eletrodo para juntas aço SAE 1010 - aço SAE 1010 (juntas 16, 17, 18, 19, 20 e 21), junta aço ASTM A516 - aço SAE 1010 (junta 15) e junta aço ASTM A516 - aço ASTM A516 (junta 2)

As opções consideradas foram as fornecidas pela referência *Structural Welding Code – Steel ANSI/AWS*^[20] para o aço ASTM A36 (que apresenta valores de tensões admissíveis^[20] - $\sigma_{ESCOAMENTO} = 250 \text{ MPa}$ e $\sigma_{RUPTURA} = 400 \text{ MPa}$ – similares aos do aço SAE 1010 e maiores que as do aço ASTM A516, e portanto apresenta restrições similares na escolha do eletrodo): os eletrodos da série E60xx e E70xx, e segundo esta referência as especificações destes eletrodos podem ser feitas pela norma *ANSI/AWS A5.1-81 Specification for Covered Carbon Steel Arc Welding Electrodes*^[28]. Devido ao fato de se tratar de uma estrutura de alta responsabilidade será utilizada a série E70xx ($\sigma_{ESCOAMENTO} = 420 \text{ MPa}$ e $\sigma_{RUPTURA} = 500 \text{ MPa}$)^[28], apesar desta acarretar dificuldade de solda relativamente maior. Nesta série existem eletrodos básicos e rutilicos e será utilizado um do tipo básico, por apresentar maior penetração da solda: E7016.

Note-se que o eletrodo selecionado apresenta tanto tensão de escoamento quanto tensão de ruptura superiores aos dos aços SAE 1010 e ASTM A516.

Eletrodo selecionado: E7016.

15.4. Seleção da Geometria das Juntas Soldadas

A seguir serão selecionadas as geometrias de solda:

- Geometria da solda entre o tanque e a boca de visita^[13] (junta 5) – Figura 26

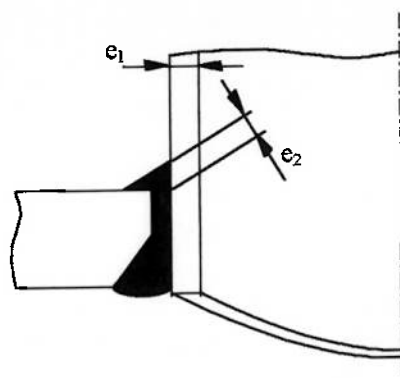


Figura 26. Geometria da solda.

Em geral^[13]:

e_1 = espessura do bocal sem contar sobreespessura de corrosão

$e_2 = \text{MÍN}\{0,7 \cdot e_1, 6\text{mm}\}$

O mata junta pode ser omitido, desde que o procedimento de soldagem garanta penetração e qualidade adequada da raiz da solda.

Na junta 5:

$e_1 = 3,97 \text{ mm}$

$e_2 = 2,78 \text{ mm}$

O mata junta será omitido, tendo então que ser garantida a penetração e qualidade adequada da raiz da solda.

- Geometria da solda de topo^[13] juntas 1, 2, 3, 4, 7, 8 e 18 – Figura 27

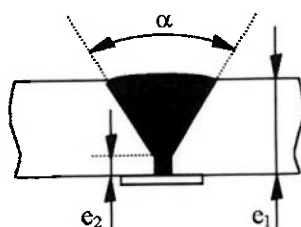


Figura 27. Geometria da solda.

Em geral^[13]:

$$\alpha = 60^\circ \text{ a } 75^\circ$$

$$e_1 \leq 19 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5 \text{ mm}$$

Nas juntas 1, 3, 4 e 8:

$$\alpha = 60^\circ$$

$$e_1 = 3,97 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5 \text{ mm}$$

Na junta 8, deve-se fazer um chanfro (com ângulo α menor ou igual a $21,8^\circ$, iniciando o chanfro à 2,50 mm da solda, por exemplo), como indicado na Figura 28, na chapa do tampo antes de soldar, como mostrado a seguir, pois esta é mais espessa (4,76 mm) que a chapa do casco cilíndrico (3,97 mm)^[20].

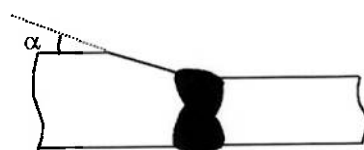


Figura 28. Chanfro.

Na junta 7:

$$\alpha = 60^\circ$$

$$e_1 = 4,76 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5 \text{ mm}$$

Nas juntas 2, 15 e 18:

$$\alpha = 60^\circ$$

$$e_1 = 6,35 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1,5 \text{ mm}$$

- Geometria da solda em bocais de pequeno diâmetro (menor ou igual à 3 polegadas)^[13]: solda entre casco e bocal de descarga (junta 13) – Figura 29

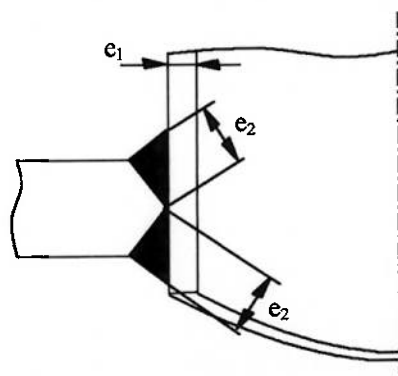


Figura 29. Geometria da solda.

Em geral^[13]:

e_1 = espessura do bocal sem contar sobreespessura de corrosão

$e_2 = \text{MÍN}\{0,7 \cdot e_1, 6\text{mm}\}$

Na junta 13:

$e_1 = 1,905 \text{ mm}$

$e_2 = 1,34 \text{ mm}$

- Geometria da solda entre flange e pescoço de bocal^[13] (junta 6) – Figura 30

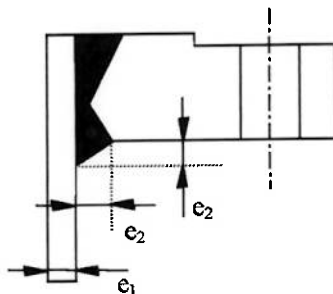


Figura 30. Geometria da solda.

Em geral^[13]:

e_1 = espessura do pescoço do bocal

$e_2 = \text{MÍN}\{0,25.e_1, 6 \text{ mm}\}$

Na junta 6:

$e_1 = 3,97 \text{ mm}$

$e_2 = 1,00 \text{ mm}$

- Geometria da solda entre duas chapas sobrepostas^[20] (juntas 9, 11, 15, 16 e 17) – Figura 31

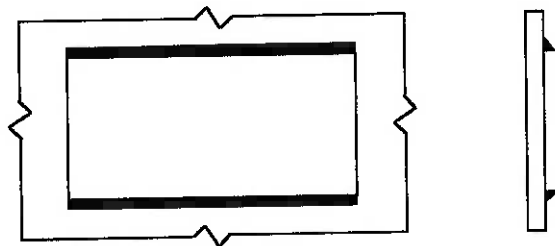


Figura 31. Geometria da solda.

Altura da solda igual à espessura da chapa sobreposta.

- Geometria da solda em "T"^[20] (juntas 12, 14 e 19) – Figura 32

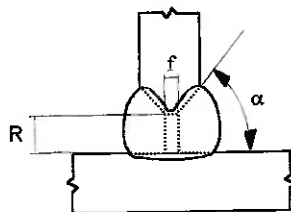


Figura 32. Geometria da solda.

Em geral^[20]

$R = 6 \text{ mm}$

$f = 0 \text{ a } 3 \text{ mm}$

$\alpha = 45^\circ$

Nas juntas 12, 14 e 19:

$R = 6 \text{ mm}$

$f = 1,5 \text{ mm}$

$\alpha = 45^\circ$

- Geometria da solda entre proteção da boca de visita e tanque (junta 10)

Solda de filete com chanfro de 45° do lado interno da estrutura, até a metade da espessura.

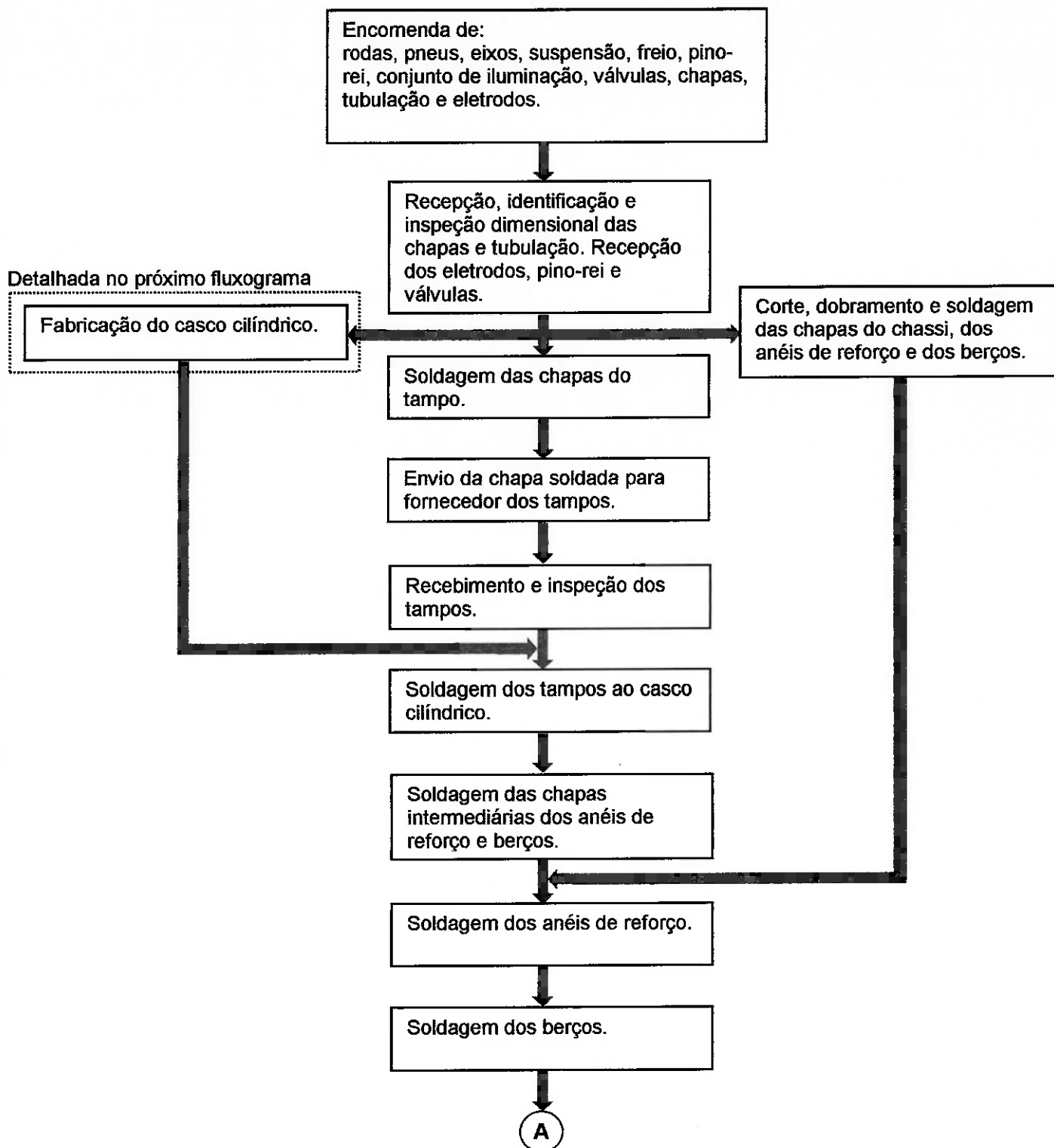
- Geometria da solda entre extremidade superior do pé de apoio e travessa e entre extremidade superior do pé de apoio e placa (junta 20 e 21)

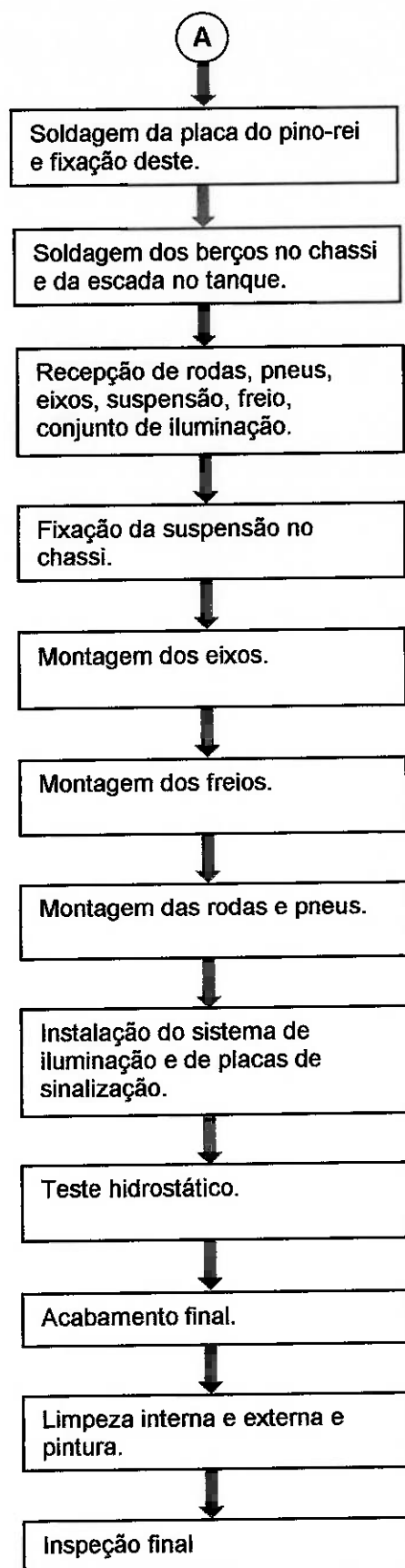
Solda de filete com chanfro de 45° do lado externo do tubo, até a metade da espessura.

16. Fabricação da Carreta

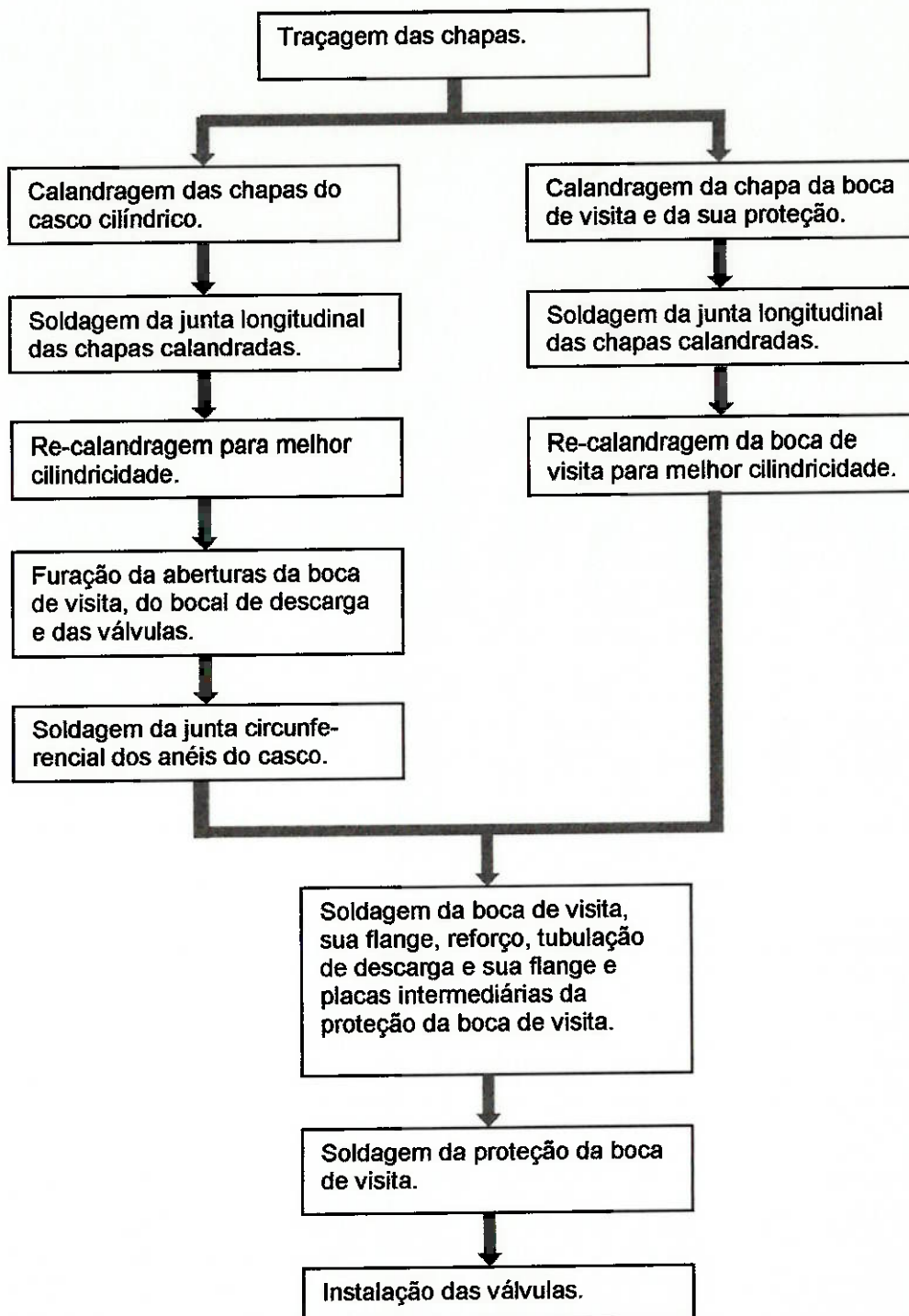
16.1. Fluxograma da Fabricação da Carreta

O fluxograma que contém os passos da fabricação da estrutura encontra-se a seguir:





Fabricação do casco cilíndrico



16.2. Detalhes da Fabricação do Casco Cilíndrico e sua Inspeção

O casco cilíndrico será composto por chapas calandradas e soldadas, como aparece na seqüência de fabricação do fluxograma do item 16.1. e abaixo será feita a seleção das medidas nominais das chapas usadas na fabricação e determinação das tolerâncias de fabricação.

O diâmetro interno do tanque é de 1550 mm, com espessura 3,97 mm, portanto o comprimento da chapa utilizada na sua fabricação de cada anel do tanque deve ser $C = \pi.(1550+3,97) = 4881,94$ mm. O comprimento do tanque é de 8000 mm, e como as chapas estão disponíveis em comprimentos de 2000 e 3000 mm e em larguras 1000 e 1200 mm, serão utilizadas dezesseis chapas de largura 1000 mm (oito de 2000 mm de comprimento e oito de 3000 mm de comprimento), sendo todas de aço AISI 316L.

De acordo com a norma NB-760, serão utilizadas placas intermediárias para soldagem de acessórios no tanque, com espessura igual à da chapa do tanque (3,97 mm). Estas placas têm dimensões que excedem em 50mm em cada direção às dimensões dos anéis de reforço e berços: largura de 200 mm.

A ovalização máxima permitida pelo código ASME, citado por Telles^[14], para qualquer seção circular de corpos cilíndricos submetidos à pressão interna é 1% do diâmetro nominal, o que equivale à 15,5 mm no caso do tanque deste projeto.

A inspeção acontecerá em todo o comprimento do casco cilíndrico, a cada 500 mm, valor considerado suficiente para garantir a conformidade do cilindro. A cada seção serão inspecionados pontos separados por 36° com auxílio de gabarito feito em chapa fina.

16.3. Detalhes da Fabricação da Boca de Visita, de sua Proteção e de sua Inspeção

A boca de visita e a proteção da boca de visita serão compostos por chapas calandradas e soldadas, como aparece na seqüência de fabricação do fluxograma do item 16.1. e abaixo será feita a seleção das medidas nominais das

chapas usadas na fabricação destes elementos e determinação das tolerâncias de fabricação.

O diâmetro interno da boca de visita é de 450 mm, com espessura 3,97 mm, portanto o comprimento da chapa utilizada na sua fabricação deve ser $C = \pi \cdot (450 + 3,97) = 1426,19$ mm e sua altura é de 150 mm no centro do tanque e de 183,20 mm nas laterais. Deste modo será utilizada uma chapa de aço AISI 316L de 2000 mm de comprimento e 1000 mm de largura.

A circunferência da proteção da boca de visita é de 1642,63 mm, com espessura 6,35 mm e sua altura é de 285 mm no centro do tanque e de 381 mm nas laterais. Deste modo será utilizada uma chapa de aço ASTM A516 grau 55 de 3000 mm de comprimento e 1000 mm de largura.

De acordo com a norma NB-760, serão utilizadas placas intermediárias para soldagem de acessórios no tanque, no caso, a proteção da boca de visita, com espessura igual à da chapa do tanque (3,97 mm). Esta placa têm dimensões que excedem em 50mm em cada direção às dimensões da base da proteção da boca de visita .

Como já foi citado, a ovalização máxima permitida pelo código ASME, citado por Telles^[14], para qualquer seção circular de corpos cilíndricos submetidos à pressão interna é 1% do diâmetro nominal, o que equivale à 4,5 mm no caso da boca de visita deste projeto.

A inspeção acontecerá em seção distante de 75 mm da abertura. Serão inspecionados pontos separados por 36° com auxílio de gabarito feito em chapa fina.

16.4. Detalhes da Preparação da Chapa para Fabricação dos Tampos

Segundo a referência [17], o diâmetro necessário da chapa plana para fabricação do tampo selecionado é dado pela equação abaixo:

$$D = 1,12 \cdot D_T + 2 \cdot C_s + 1,54 \cdot e$$

, onde:

D_T : diâmetro do tampo

C_s : comprimento da saia do tampo

e: espessura da chapa do tampo

E temos:

$$D_T = 1550 \text{ mm}$$

$$C_s = 35 \text{ mm}$$

$$e = 4,76 \text{ mm}$$

Resultando em $D = 1813,33 \text{ mm}$, e serão utilizadas duas chapas com comprimento de 2000 mm e largura de 1000 mm soldadas.

17. Teste Hidrostático

Como mostrado no fluxograma de fabricação da carreta o teste hidrostático acontecerá antes do acabamento final, limpeza e inspeção final. Este teste é previsto na norma NB-760 e tem por objetivo verificar a estanqueidade do tanque e tem como característica o alívio de tensões internas devido à soldagem.

O teste hidrostático será realizado segundo os itens abaixo, de acordo com a norma NB-760:

- Carga do tanque: água;
- Temperatura de teste: temperatura ambiente;
- Pressão de teste: 1,5 pressão de cálculo = 406,14 KPa;
- Tempo de manutenção da pressão de teste: 10 minutos;
- Sistemas de segurança do caminhão: bloqueados.

O tanque estará aprovado se não apresentar colapso ou qualquer deformação plástica ou vazamento.

18. Conclusões

Neste trabalho projetou-se um caminhão-tanque, dedicando-se maior atenção ao projeto do tanque, que foi considerado um dos elementos mais importantes nesta estrutura, sendo também elemento mais diferenciado em relação à projeto de um caminhão comum. O caminhão projetado tem capacidade de carga de 15652 litros de ácido sulfúrico, o que equivale à 71,29% de seu peso total, de 40,39 t. O caminhão está de acordo com os limites de dimensões e de peso impostos pela legislação

Chegou-se a conclusão que um dos fatores que mais interferem em projeto de veículo de transporte de carga como este é o conflito entre transportar uma grande quantidade de carga para ganhar em economia de escala e ao mesmo tempo não ultrapassar limiteis legais de carga por eixo, fixados de modo a não permitir a destruição do pavimento das vias utilizadas. Isto acarreta em um requisito básico neste tipo de projeto, que é o de se ter estrutura o mais leve possível para poder aumentar a carga útil do caminhão.

No desenvolvimento do projeto elaborou-se critério de projeto do tanque, levando-se em consideração duas situações consideradas críticas: caminhão descarregando por pressão interna e caminhão freando em curva, sob atuação de cargas previstas na norma NB-760. O critério mostrou-se válido, no seu conjunto: equacionamento, cargas atuantes e coeficiente de segurança. Verificou-se que a situação crítica foi a segunda.

A elaboração de aplicativos de cálculo, tal como realizado neste trabalho, apresenta vantagens pela agilidade que proporciona.

Chegou-se a conclusão, também, que a norma que dispõe sobre unidade para transporte rodoviário de ácido sulfúrico à granel – NB-760 – poderia apresentar maior clareza em alguns pontos, principalmente no item referente à consideração das cargas extras longitudinais e transversais, que poderia apresentar-se mais detalhado, visto tratar-se de um dos itens mais importantes, dizendo respeito à considerações de cargas relevantes no critério de projeto.

Salienta-se que existe uma área de estudo interessante em termos de continuação do trabalho aqui apresentado, que é o estudo de critério de projeto de

chassi de caminhão tanque, levando em conta sua interação com o tanque na absorção das cargas atuantes, de modo a se conseguir uma redução no peso do chassi.

19. Bibliografia

1. SISTEMA DINÂMICO DE INFORMAÇÕES. *Relatório Anual*. 1996.
2. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE QUÍMICA. *Anuário da Indústria Química Brasileira*. São Paulo, 1996.
3. THE MERCK INDEX – 9th edition. Ed Merck & Co. INC. E.U.A., 1976.
4. HAWLEY'S CONDENSED CHEMICAL DICTIONARY – 10th edition. Ed. Van Nostrand Reinhold Company. New York, 1987.
5. TRANSPORTE MODERNO ESTUDOS TÉCNICOS NTC. *A Lei da Balança no Brasil e no Mundo Vol 1*. Bridgestone Firestone. s.d.
6. MASA IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS. *Catálogo Técnico*, s.d.
7. CORSO COMPONENTES PARA EQUIPAMENTOS RODOVIÁRIOS, *Catálogo Técnico*. s.d.
8. PROVENZA, F. *Molas*. Ed. F. Provenza. São Paulo, 1991.
9. WEYNE, G. R. S. *Produtos Químicos Agressivos*. s.d.
10. SAX, N. I. *Handbook of Dangerous Materials*. Reinhold Publishing Corporation. New York, 1951.
11. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NB-760 – *Unidade para transporte rodoviário de ácido sulfúrico a granel*. 1982.
12. BEDNAR, H. H. *Pressure vessel design handbook*. Von Nostrand Reinhold. New York, 1985.
13. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME Boiler and Pressure Vessels Code – Sec. VIII – Div. 1*. New York, 1989.
14. TELLES, P. C. S. *Vasos de pressão*. Livros Técnicos e Científicos Ed. Rio de Janeiro, 1991.
15. AMORIM AÇO INOXIDÁVEL. *Catálogo técnico*. s.d.
16. LAFIS. *Brasil – Autopeças e Veículos: Veículos Pesados*. 1997.
17. EICA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS. *Catálogo Técnico*. s.d.
18. SOUZA, G. F. M. *Levantamento dos Modos de Colapso de Estrutura Cilíndrica*. Relatório Técnico – Departamento de Projeto e Fabricação da Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1995.
19. AMERICAN WELDING SOCIETY. *Welding Handbook Section 4 Metals and*

- their Weldability*. AWS. E.U.A., 1982.
20. AMERICAN WELDING SOCIETY. *Structural Welding Code – Steel ANSI/AWS D1.1-90*. AWS. E.U.A., 1990.
 21. TROTSKY. *Tubular Steel Structures – Theory and Design*. The James F. Lincoln Arc Welding Foundation. E.U.A., 1982.
 22. SCANIA. *Catálogo Técnico*. s.d.
 23. WASHKO, S. D., AGGEN, G. *Metals Handbook - Vol 1 Properties and Selection: Irons, Steels and High-Performance Alloys*. ASM International. Ohio, 1990.
 24. CODE OF FEDERAL REGULATIONS. *Title 49 – Transportation*. American Trucking Associations. E.U.A., 1989.
 25. PECKNER, D., BERNSTAIN, I. M., *Handbook of Stainless Steel*. McGraw-Hill Book Company. New York, 1977.
 26. BAYÓN, J. J. G. *Superfície livre de líquido sob ação da gravidade dentro de um tanque em movimento*. Trabalho apresentado como requisito da disciplina PMC-781 da EPUSP. São Paulo, 1995.
 27. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. *ASTM Standard A83-84 Lap-welded and seamless steel and lap-welded iron boiler tubes*. Filadélfia, 1994.
 28. AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE / AMERICAN WELDING SOCIETY. *ANSI/AWS A5.1-81 Specification for Covered Carbon Steel Arc Welding Electrodes*. Miami, 1981.
 29. ANA, M. B. *Análise do Colapso por Fadiga do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões*. Texto apresentado como requisito para exame de qualificação do programa de mestrado da EPUSP. São Paulo, 1998.
 30. BRASRODA. *catálogo técnico*. São Paulo, s.d.
 31. GOODYEAR. *catálogo técnico*. São Paulo, s.d.
 32. NIEMANN, G. *Elementos de Máquinas Vol1*. Editora Edgard Blücher LTDA. São Paulo, 1971.
 33. ALVES FILHO, A. *Análise de Estruturas Compostas por Perfis Abertos de Paredes Delgadas: Uma Aplicação da Analogia Flexão-Retorção*. Texto apresentado como requisito para exame de qualificação do programa de

mestrado da EPUSP. São Paulo, 1991.

34. SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. *SAE Handbook Vol 1 Materials – Technical Report on Fatigue Properties SAE-J1099*. Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, 1989.
35. TELLES, P. C. S. BARROS, D. G. P. *Tabelas e Gráficos para Projeto de Tubulações*. Editora Interciência. Rio de Janeiro, 1985.

Apêndices

Apêndice I - Planilha 1

A fim de agilizar alguns cálculos na seleção do material e do comprimento do tanque desenvolveu-se uma planilha no aplicativo Microsoft Excel 97, cuja tela principal pode ser vista na Tabela A1.

Tabela A1. Planilha 1.

Massa esp. do líquido -- ρ_L -- (Kg/m ³)	1840
Massa esp. da chapa -- ρ_M -- (Kg/m ³)	7967
Volume do tanque --V-- (m ³)	15,65
Comprimento tanque--L-- (m)	7
Diâmetro tanque--D-- (m)	1,65
Pressão de projeto --P-- (KPa)	270,76
Coefficiente de efic. da solda --E-- (1)	1
Sobreespessura de corrosão --C-- (mm)	0,00
Tensão de escoamento da chapa -- σ_s -- (MPa)	289,6
Espessura --e-- (mm)	2,37
Redução da espessura na calandragem (%)	10
Espessura nominal -- e_n -- (mm)	2,78
Peso do tanque -- P_t -- (Kgf)	923
Peso da carga -- P_c -- (Kgf)	28220
Carga limite no pino rei (Kgf)	9161
Carga limite em cada eixo da carreta (Kgf)	8500
Comprimento a (m)	0,5
Suspensão	
Comprimento b (m)	1,1
Comprimento c (m)	1,25
Comprimento d (m)	1,05
Posição da suspensão: Comprimento e (m)	0,74
Momento máximo -- $M_{\max}$ -- (N.m)	38200
Momento de Inércia --I-- (m ⁴)	0,0053
Tensão long. máxima devido à flexão -- σ_{lf} -- (MPa)	5,98
Tensão long. devido à pressão -- σ_{lp} -- (MPa)	41,08
Tensão long. total -- σ_l -- (MPa)	47,06
Tensão circunf. devido à pressão -- σ_{tp} -- (MPa)	82,16
Satisfaz critério?	Sim

Os comprimentos *a, b, c, d* e *e* podem ser vistos no esquema da carreta apresentado na Figura A1.

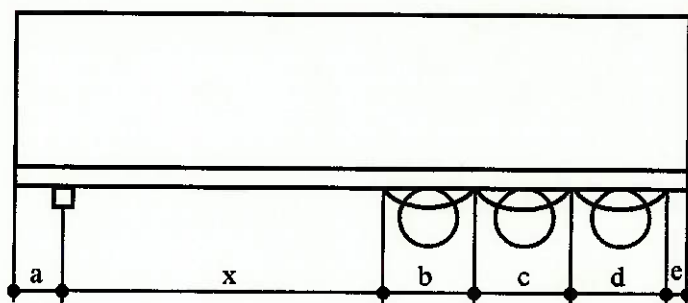


Figura A1. Esquema da carreta

A tabela foi preenchida com alguns valores típicos deste projeto e pode-se ver que na primeira coluna encontram-se as descrições dos valores que aparecem na segunda coluna, que se apresentam em duas cores: pretos, são valores que devem ser inseridos pelo usuário e verdes, se são valores calculados automaticamente.

A seguir será apresentada o detalhamento dos cálculos automáticos:

- Diâmetro do tanque

É calculado pela fórmula de volume de cilindro, a partir dos dados inseridos pelo usuário:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L$$

, onde D: diâmetro interno do cilindro

L: Comprimento do cilindro

- Espessura

É calculada através do critério do código ASME apresentado no item dimensionamento do tanque.

- Espessura Nominal

É selecionada através da macro "Escolhe_esp_nominal" (listada no item macros) a partir da espessura calculada ajustada pela redução de espessura devido a calandragem dentre os valores disponíveis comercialmente, que devem ficar em uma coluna numa das pasta desta planilha. Considera-se o valor mínimo de espessura o valor dado pelo código ASME (2,39mm).

Os valores de espessura disponíveis comercialmente apresentados na referência [6] podem ser vistos, na abaixo:

Espessuras de chapa (mm)									
0,32	0,36	0,40	0,44	0,48	0,56	0,64	0,71	0,79	0,87
0,95	1,11	1,27	1,43	1,59	1,79	1,98	2,37	2,78	3,18
3,57	3,97	4,37	4,76	5,66	6,35	7,93	9,53	11,11	12,70
15,87	19,05	22,22	25,40						

- Peso do tanque

É calculado a partir do volume de aço utilizado no tanque (sabendo o comprimento, diâmetro e espessura do tanque) multiplicado pela massa específica desse aço e pela aceleração da gravidade ($9,81\text{m/s}^2$).

- Peso da carga

É calculado a partir da capacidade volumétrica do tanque (98% do volume interno para haver espaço para dilatações) multiplicado pela massa específica do ácido sulfúrico e pela aceleração da gravidade ($9,81\text{m/s}^2$).

- Comprimento e, Momento máximo, Momento de inércia e Tensão long. máxima devido à flexão

Excetuando o momento de inércia, que é calculado diretamente, são todos calculados na macro "Calculo_x_e_momento" (listada no item macros), onde:

O comprimento e é calculado a partir da equação de equilíbrio de momentos no pino rei, considerando que a carga no eixo se distribui igualmente nos dois suportes da suspensão ligada à este eixo:

$$0 = 0,5 \cdot P_{EIXO} \cdot x + P_{EIXO} \cdot (x+b) + P_{EIXO} \cdot (x+b+c) + 0,5 \cdot P_{EIXO} \cdot (x+b+c+d) - P_C \cdot (L/2 - a)$$

onde: L é o comprimento do tanque;

P_C é o peso máximo da carreta determinado pela "lei da balança";

P_{EIXO} é o peso máximo em cada eixo da carreta "lei da balança".

O que resulta em:

$$x = \frac{P_C \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - P_{EIXO} \cdot (2,5 \cdot b + 1,5 \cdot c + 0,5 \cdot d)}{3 \cdot P_{EIXO}}$$

E temos que:

$$e = L - (a + x + b + c + d)$$

Este valor indica em qual ponto deve ser fixada a suspensão para que haja uma distribuição ótima da carga nos eixos para que se tenha a maior capacidade de carga possível, respeitando a "lei da balança".

A tensão longitudinal máxima foi calculada tomando-se como modelo do tanque uma viga com o mesmo comprimento, momento de inércia e esforços solicitantes (como pode-se ver na Figura A2), através da fórmula:

$$\sigma_{MÁX} = \frac{M_{MÁX}}{I} \cdot y_{MÁX}$$

onde: $M_{MÁX}$ é o máximo momento atuante na viga;
 $y_{MÁX}$ é a distância da última fibra do material até o centro de massa
 I é o momento de inércia.

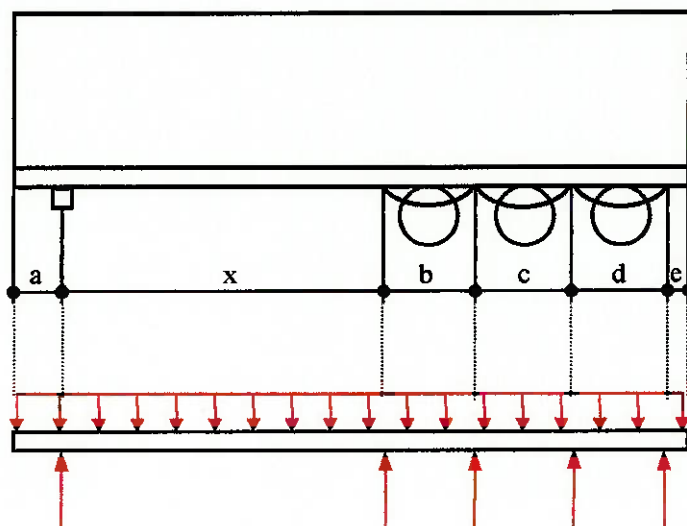


Figura A2. Modelo adotado.

O máximo momento fletor é determinado através do cálculo e posterior comparação de momentos em 9 locais onde poderia ter-se o momento máximo: nos 5 pontos aonde existem cargas pontuais e nos 4 pontos de máximo nos segmentos da viga definidos pelas forças pontuais (visto tratar-se de carregamento que dá origem a equação de momento de 2º grau só há um máximo em cada segmento). Estas 9 equações de momentos foram calculadas analiticamente e a macro as resolve a partir dos dados dimensionais e de carregamento máximo permitido inseridos pelo usuário. O procedimento pode ser visto na listagem da macro.

O valor de $Y_{\text{MÁX}}$ corresponde ao raio externo do tanque.

O valor de I é calculado através da seguinte formulação:

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

onde: D é o diâmetro externo do tanque
 d é o diâmetro interno do tanque

- Tensão longitudinal devido à pressão

É calculada a partir da equação:

$$\sigma_L = \frac{P \cdot R}{2 \cdot e}$$

onde: P : pressão de projeto
 R : raio interno do tanque
 e : espessura da chapa do tanque

- Tensão longitudinal total

Corresponde à soma das tensões longitudinais calculadas anteriormente:
 devido à flexão e devido à pressão interna.

- Tensão circunferencial devido à pressão

É calculada a partir da equação:

$$\sigma_C = \frac{P \cdot R}{e}$$

onde: P : pressão de projeto
 R : raio interno do tanque
 e : espessura da chapa do tanque

- Critério

O critério utilizado para auxiliar na seleção do material e comprimento do tanque está apresentado a seguir:

$$\sigma_{EQ} = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_C^2 - \sigma_L \sigma_C} < \frac{\sigma_{ESC}}{C.S.}$$

Apêndice II - Planilha 2

A fim de agilizar alguns cálculos na aplicação do critério de projeto desenvolveu-se uma planilha no aplicativo Microsoft Excel 97, cuja tela principal pode ser vista na Tabela A2.

Tabela A2. Planilha 2.

Massa esp. do líquido (Kg/m ³)	1840
Massa esp. da chapa (Kg/m ³)	7967
Espessura da chapa (mm)	3,5
Coefficiente de Poisson da chapa	0,3
Diâmetro do tanque (m)	1,55
Comprimento do Tanque (m)	8
Distância entre apoios (m)	5,915
Alt. do líq. acima do centro (m)	0,775
Posição x (m)	0
Angulo Fi (°)	180
Pressão de projeto (KPa)	270,76
Peso Total (Kgf)	30000
Tensão de Escoamento (MPa)	289,6
Coefficiente de Segurança - C.S.	3

Caso 1	Longitudinal	Circunferencial
Tensão devido ao peso do líquido (MPa)	22,555	6,195
Tensão devido ao peso próprio (MPa)	0,882	0,061
Tensão devido à pressão interna (MPa)	30,045	60,089
Total (MPa)	53,482	66,345
Tensão equivalente (MPa)	60,940	
Tensão de escoamento/C.S. (MPa)	96,533	
Satisfaz critério ?	Sim	

Caso 2	Longitudinal	Circunferencial
Tensão devido ao peso do líquido (MPa)	33,832	9,293
Tensão devido ao peso próprio (MPa)	1,323	0,091
Tensão devido às forças extras (MPa)	68,916	8,805
Total (MPa)	104,071	18,188
Tensão equivalente (MPa)	96,275	
Tensão de escoamento/C.S. (MPa)	96,533	
Satisfaz critério ?	Sim	

Esta planilha realiza automaticamente os cálculos descritos na metodologia de dimensionamento do tanque. Note-se que o valor de espessura tem que ser aprovado nos dois casos do critério para ser considerado válido para a escolha da espessura nominal.

Apêndice III - Macro "Escolhe_esp_nominal"

```
Sub Escolhe_esp_nominal()
'
' Escolhe_esp_nominal Macro
' Macro gravada em 28-03-98 por Alexandre
```

```
Dim e, en, cont As Integer
Dim continua, ok As Boolean
Dim redcal, eMínimoNorma As Single
```

```
eMínimoNorma = 2.39
ok = True
continua = True
cont = 2
Range("B11").Select
redcal = ActiveCell
redcal = 1 - redcal / 100
Range("B10").Select
e = ActiveCell
e = e / redcal
eMínimoNorma = eMínimoNorma / redcal
If e < eMínimoNorma Then
    e = eMínimoNorma
End If
Sheets("e").Select
Range("A2").Select
en = ActiveCell
If en >= e Then
    e = en
End If
If en < e Then
    While continua
        cont = cont + 1
        Range("A" & cont).Select
        en = ActiveCell

        If en = "" Then
```

```
ok = False
continua = False
End If
```

```
If en >= e Then
    e = en
    continua = False
End If
```

```
Wend
End If
Sheets("Geral").Select
```

```
If ok Then
```

```
    If e >= eMínimoNorma Then
        Range("B12").Select
        ActiveCell = e
        Range("e12").Select
        ActiveCell = "Ok."
    End If
```

```
    If e < eMínimoNorma Then
        Range("B12").Select
        ActiveCell = eMínimoNorma
        Range("e12").Select
        ActiveCell = "Valor calculado era < Mín req pela ASME."
    End If
```

```
End If
```

```
If Not ok Then
    Range("B12").Select
    ActiveCell = 0
    Range("e12").Select
    ActiveCell = "Valor de e calculado é superior ao maior valor nominal!"
End If
```

```
End Sub
```

Apêndice IV - Macro "Calculo_x_e_momento"

```

Sub Calculo_x_e_momento()
'
' Calculo_x_e_momento Macro
' Macro gravada em 28-03-98 por Alexandre

Dim Cpino, Ceixo, a, b, c, d, x, peso, xmax As Single

Dim Mmax, m, aux, di, e, l As Single

Range("B15").Select
Cpino = ActiveCell
Range("B16").Select
Ceixo = ActiveCell
Range("B17").Select
a = ActiveCell
Range("B19").Select
b = ActiveCell
Range("B20").Select
c = ActiveCell
Range("B21").Select
d = ActiveCell
Range("B4").Select
L = ActiveCell

peso = Cpino + 3 * Ceixo

$$x = (\text{peso} * (L / 2 - a) - \text{Ceixo} * (2.5 * b + 1.5 * c + 0.5 * d)) / (3 * \text{Ceixo})$$

Range("B22").Select
ActiveCell = L - (x + a + b + c + d)

Mmax = Abs(peso * (a ^ 2) / (2 * L))
xmax = a

m = peso * ((a + x) ^ 2) / (2 * L) - Cpino * x
If Abs(m) > Mmax Then
Mmax = Abs(m)
xmax = a + x

```

End If

$$m = \text{peso} * ((a + x + b) ^ 2) / (2 * L) - \text{Cpino} * (x + b) - \text{Ceixo} * b / 2$$

If Abs(m) > Mmax Then

$$Mmax = \text{Abs}(m)$$

$$xmax = a + x + b$$

End If

$$m = \text{peso} * ((a + x + b + c) ^ 2) / (2 * L) - \text{Cpino} * (x + b + c) - \text{Ceixo} * (b / 2 + 1.5 * c)$$

If Abs(m) > Mmax Then

$$Mmax = \text{Abs}(m)$$

$$xmax = a + x + b + c$$

End If

$$m = \text{peso} * ((a + x + b + c + d) ^ 2) / (2 * L) - \text{Cpino} * (x + b + c + d) - \text{Ceixo} * (b / 2 + 1.5 * c + 2.5 * d)$$

If Abs(m) > Mmax Then

$$Mmax = \text{Abs}(m)$$

$$xmax = a + x + b + c + d$$

End If

$$\text{aux} = \text{Cpino} * L / \text{peso}$$

$$m = 0$$

If (aux > a And aux < (a + x)) Then

$$m = \text{peso} * (\text{aux} ^ 2) / (2 * L) - \text{Cpino} * (\text{aux} - a)$$

If Abs(m) > Mmax Then

$$Mmax = \text{Abs}(m)$$

$$xmax = \text{aux}$$

End If

End If

$$\text{aux} = (\text{Cpino} + \text{Ceixo} / 2) * L / \text{peso}$$

$$m = 0$$

If (aux > (a + x) And aux < (a + x + b)) Then

$$m = \text{peso} * (\text{aux} ^ 2) / (2 * L) - \text{Cpino} * (\text{aux} - a) - 0.5 * \text{Ceixo} * (\text{aux} - a - x)$$

If Abs(m) > Mmax Then

$$Mmax = \text{Abs}(m)$$

$$xmax = \text{aux}$$

End If

End If

$aux = (Cpino + 3 * Ceixo / 2) * L / peso$

$m = 0$

If $(aux > (a + x + b) \text{ And } aux < (a + x + b + c))$ Then

$m = peso * (aux^2) / (2 * L) - Cpino * (aux - a) - 0.5 * Ceixo * (aux - a - x) - Ceixo * (aux - a - x - b)$

If $Abs(m) > Mmax$ Then

$Mmax = Abs(m)$

$xmax = aux$

End If

End If

$aux = (Cpino + 5 * Ceixo / 2) * L / peso$

$m = 0$

If $(aux > (a + x + b + c) \text{ And } aux < (a + x + b + c + d))$ Then

$m = peso * (aux^2) / (2 * L) - Cpino * (aux - a) - 0.5 * Ceixo * (aux - a - x) - Ceixo * (aux - a - x - b) - Ceixo * (aux - a - x - b - c)$

If $Abs(m) > Mmax$ Then

$Mmax = Abs(m)$

$xmax = aux$

End If

End If

Range("B23").Select

ActiveCell = $9.81 * Mmax$

Range("B5").Select

$di = ActiveCell$

Range("B12").Select

$e = ActiveCell$

$e = e / 1000$

Range("B24").Select

$I = ActiveCell$

$aux = 9.81 * Mmax * (di / 2 + e / 1000) / (I * 1000000)$

Range("B25").Select

ActiveCell = aux

```
Range("D25").Select
```

```
ActiveCell = xmax
```

```
End Sub
```