

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - FEMEC
CURSO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA

RAFAEL VALLE DE RESENDE

TRANSPORTADOR VEICULAR COM SUSPENSÃO PNEUMÁTICA

UBERLÂNDIA

2017

RAFAEL VALLE DE RESENDE

TRANSPORTADOR VEICULAR COM SUSPENSÃO PNEUMÁTICA

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado como exigência parcial
para obtenção de grau de bacharel
em Engenharia Mecatrônica, à
Faculdade de Engenharia Mecânica
– FEMEC, da Universidade Federal
de Uberlândia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio
Ferreira Borges.

UBERLÂNDIA

2017

RAFAEL VALLE DE RESENDE

TRANSPORTADOR VEICULAR COM SUSPENSÃO PNEUMÁTICA

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado como exigência parcial
para obtenção de grau de bacharel
em Engenharia Mecatrônica, à
Faculdade de Engenharia Mecânica
– FEMEC, da Universidade Federal
de Uberlândia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio
Ferreira Borges.

Uberlândia, 03 de Agosto de 2017.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges – UFU
Orientador

Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos – UFU

Prof. Msc. Pedro Pio Rosa Nishida – UFU

Resumo

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um reboque para transporte de veículos equipado com quatro rodas e suspensão pneumática. O principal diferencial deste projeto consiste no fato de que cada roda possui suspensão independente, não havendo um eixo de ligação entre as rodas opostas. O uso da suspensão pneumática no projeto desse reboque para automóveis visa duas principais vantagens em relação a um reboque comum. A primeira é a praticidade do embarque e desembarque do veículo transportado, devido à inexistência de eixos e da possibilidade de rebaixamento da suspensão, o que reduz dramaticamente o ângulo de entrada da plataforma. Esta característica pode, inclusive, eliminar a necessidade de rampas. A segunda vantagem diz respeito ao aumento na estabilidade e segurança durante a operação de transporte, devido à posição mais baixa do veículo transportado que contribui para a redução da altura do centro de massa do conjunto. No decorrer deste trabalho são mostrados os procedimentos de dimensionamento do chassi e das estruturas da suspensão, os parâmetros envolvidos na determinação das medidas do reboque, e a especificação do sistema pneumático.

Abstract

This work consists on the development of a trailer for vehicle transport equipped with four wheels and pneumatic suspension. The main attractive of this project consists in the fact that each wheel has independent suspension, not having a connection axis between the opposing wheels. The use of the air suspension in the design of this trailer for cars aims to provide two main advantages over a common trailer. The first is the practicality to load and unload the transported vehicle, due to the absence of axles and the possibility of lowering the suspension, which dramatically reduces the entry angle of the platform. This feature can even eliminate the need for ramps. The second advantage relates to the increase in stability and safety during the transport operation, due to the lower position of the transported vehicle, which contributes to the reduction of the height of the center of mass of the assembly. This work will show the chassis and suspension structure sizing procedures, the parameters involved in determining the trailer dimensions, and the specification of the pneumatic system.

Lista de Figuras

Figura 1. Dois exemplos de semirreboques para diferentes utilidades.....	13
Figura 2. Semirreboque para transporte de líquidos engatado ao cavalo trator.....	13
Figura 3. Reboque com eixos nas extremidades.....	14
Figura 4. Reboques de eixos centrais.....	14
Figura 5. Reboques para transporte de automóveis com rampa.....	15
Figura 6. Reboques para transporte de automóveis com plataforma basculante.....	15
Figura 7. Suspensão a ar instalada em um Plymouth de 1934.....	16
Figura 8. Bolsa pneumática do tipo “manga reversível”.....	17
Figura 9. Bolsa pneumática com 1 convolução.....	17
Figura 10. Bolsa pneumática com 2 convoluções.....	18
Figura 11. Bolsa pneumática com 3 convoluções.....	18
Figura 12. Principais componentes de um sistema de suspensão pneumática.....	19
Figura 13. Dimensionamento da largura da plataforma.....	23
Figura 14. Parâmetros a serem determinados.....	25
Figura 15. Esboço das forças verticais.....	25
Figura 16. Estimativa dos valores dos balanços dianteiro e traseiro.....	27
Figura 17. Espaço restante na dianteira e na traseira.....	28
Figura 18. Localização das longarinas do chassi.....	29
Figura 19. Diagrama de corpo livre da longarina.....	30
Figura 20. Diagrama de momento fletor da viga.....	32
Figura 21. <i>Seção do par de longarinas do chassi</i>	33
Figura 22. Modelagem em CAD do reboque.....	33
Figura 23. Modelagem em CAD do reboque – vista superior.....	34
Figura 24. Modelagem em CAD do reboque – vista lateral.....	34
Figura 25. Grade instalada entre as longarinas.....	35
Figura 26. Suspensão do reboque – vista 1.....	36
Figura 27. Suspensão do reboque – vista 2.....	36
Figura 28. Suspensão do reboque – vista lateral.....	37
Figura 29. Esboço das forças atuantes no braço.....	38
Figura 30. Parâmetros envolvidos na determinação das medidas do braço.....	39

Figura 31. Ângulo de saída do reboque.....	42
Figura 32. Especificações técnicas da bolsa modelo 20-2.....	43
Figura 33. Bolsas sujeitas a movimentos angulares.....	44
Figura 34. Suporte da suspensão.....	46
Figura 35. Braço da suspensão.....	46
Figura 36. Esforços aplicados ao braço para análise.....	47
Figura 37. Deformação total do braço.....	48
Figura 38. Tensão equivalente do braço.....	49
Figura 39. Reação exercida pela bolsa.....	49
Figura 40. Reação exercida pelo suporte cilíndrico A.....	50
Figura 41. Reação exercida pelo suporte cilíndrico B.....	50
Figura 42. Esforços aplicados ao suporte para análise.....	51
Figura 43. Deformação total do suporte.....	52
Figura 44. Tensão equivalente do suporte.....	52
Figura 45. Dispositivo de freio inercial para reboque.....	53
Figura 46. Momento de inércia de um retângulo.....	60
Figura 47. Momento de inércia do perfil de um tubo retangular.....	60
Figura 48. Teorema dos Eixos Paralelos.....	61
Figura 49. Seção do par de longarinas do chassi.....	61

Lista de Tabelas

Tabela 1. Dados de alguns veículos	22
Tabela 2. Capacidade de reboque de alguns veículos	24
Tabela 3. Legenda da Figura 15	26
Tabela 4. Cálculo dos valores de DA, ED e ET	29
Tabela 5. Legenda da Figura 19	30
Tabela 6. Parâmetros da geometria da suspensão adotados	42

Lista de Siglas e Palavras

CTB	Código de Trânsito Brasileiro
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
PBT	Peso Bruto Total
PBTC.....	Peso Bruto Total Combinado
CMT.....	Capacidade Máxima de Tração
DENATRAN.....	Departamento Nacional de Trânsito
RTQ.....	Regulamento Técnico de Qualidade
NBR.....	Norma Brasileira
3D.....	3 Dimensões
CAD.....	Computer Aided Design
Tuning.....	Termo empregado para designar personalização extrema de automóveis

Sumário

1. Introdução	11
1.1. Legislação e Normas vigentes no Brasil	11
1.2. Reboques para transporte de automóveis	13
1.3. Suspensão pneumática	16
2. Objetivo	20
3. Estrutura do Trabalho	21
4. Desenvolvimento	21
4.1. Determinação da largura do reboque	21
4.2. Determinação da capacidade de carga	23
4.3. Posicionamento das rodas e determinação do comprimento do reboque ..	24
4.4. Dimensionamento do Chassi	29
4.5. Construção do modelo em CAD	33
4.6. Determinação das medidas do braço e dimensionamento do sistema pneumático de acionamento da suspensão	38
4.7. Dimensionamento dos componentes da suspensão	45
4.8. Sistema de freio inercial	53
5. Considerações Finais	54
Referências	55
Apêndice	56
Apêndice A – Normas do CONTRAN	56
Apêndice B – Script Matlab	59
Apêndice C – Cálculo de I_x/y da seção da viga.....	60
Anexos	63
Anexo A – Catálogo Tubos Oliveira	63
Anexo B – Catálogo Grades de Piso Fibraço	64
Anexo C – Catálogo Bolsas Pneumáticas Firestone	65
Anexo D – Catálogo Bolsas Pneumáticas Tecni-Ar	66

1. Introdução

Serão abordados os principais aspectos relacionados à legislação de trânsito brasileira necessários para o desenvolvimento deste projeto. Além disso será feita uma pequena introdução a respeito dos reboques mais comuns no mercado para transporte de automóveis, e o funcionamento básico de uma suspensão pneumática.

1.1. Legislação e Normas vigentes no Brasil

Quando pretende-se desenvolver o projeto de um veículo, o primeiro passo é entender a legislação e as normas que vigoram nas localidades por onde o mesmo circulará. No Brasil, de acordo com o Artigo 1º da Lei Nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro (CTB), “o trânsito de qualquer natureza nas vias terrestres do território nacional, abertas à circulação, rege-se por este Código”. Lê-se no Parágrafo 1º deste artigo que “considera-se trânsito a utilização das vias por pessoas, veículos e animais, isolados ou em grupos, conduzidos ou não, para fins de circulação, parada, estacionamento e operação de carga ou descarga.” Ainda no Artigo 3º desta mesma Lei, identifica-se que “as disposições deste Código são aplicáveis a qualquer veículo, bem como aos proprietários, condutores dos veículos nacionais ou estrangeiros e às pessoas nele expressamente mencionadas” (BRASIL, 1997).

Os Capítulos IX e XI do CTB (BRASIL, 1997) estabelecem normas referentes a todos os tipos de veículo, das quais destacam-se os seguintes Artigos e suas respectivas disposições, que são de importante consideração para o desenvolvimento deste trabalho:

- Art. 99. Somente poderá transitar pelas vias terrestres o veículo cujo peso e dimensões atenderem aos limites estabelecidos pelo CONTRAN.
- Art. 100. Nenhum veículo ou combinação de veículos poderá transitar com lotação de passageiros, com peso bruto total, ou com peso bruto total combinado com peso por eixo, superior ao fixado pelo fabricante, nem ultrapassar a capacidade máxima de tração da unidade tratora.
- Art. 103. O veículo só poderá transitar pela via quando atendidos os requisitos e condições de segurança estabelecidos neste Código e em normas do CONTRAN.
- Art. 106. No caso de fabricação artesanal ou de modificação de veículo ou, ainda, quando ocorrer substituição de equipamento de segurança especificado pelo fabricante, será exigido, para licenciamento e registro, certificado de segurança expedido por instituição técnica credenciada por órgão ou entidade de metrologia legal, conforme norma elaborada pelo CONTRAN.
- Art. 117. Os veículos de transporte de carga e os coletivos de passageiros deverão conter, em local facilmente visível, a inscrição indicativa de sua tara, do peso bruto total (PBT), do peso bruto total combinado (PBTC) ou capacidade máxima de tração (CMT) e de sua lotação, vedado o uso em desacordo com sua classificação.
- Art. 120. Todo veículo automotor, elétrico, articulado, reboque ou semirreboque, deve ser registrado perante o órgão executivo de trânsito do Estado ou do

Distrito Federal, no Município de domicílio ou residência de seu proprietário, na forma da lei.

Conforme pode ser observado nos Artigos 99, 103 e 106 acima transcritos, o CONTRAN (Conselho Nacional de Transito) é o órgão responsável por estabelecer as normas referentes aos veículos que trafegam pelo território nacional. Tais normas se apresentam sob a forma de resoluções, deliberações e portarias, que podem ser acessadas e baixadas diretamente no site do DENATRAN, inclusive as que foram revogadas ou alteradas.

Devido ao dinamismo de todo o sistema e ao fato de as normas estarem em constante aperfeiçoamento e mudança, várias normas mais antigas encontram-se desatualizadas, por terem sido alteradas ou revogadas, e várias normas modificam ou substituem outras anteriores, de modo que estas formam um conjunto complexo de normas interdependentes umas das outras. Contudo a situação que cada norma se encontra atualmente pode facilmente ser identificada em uma tabela que as relaciona no site do DENATRAN.

Os principais assuntos considerados importantes para o desenvolvimento deste projeto se referem:

- 1: aos limites de peso e dimensões, regulamentados pela resolução 210 de 2006 (DENATRAN, 2017);
- 2: aos equipamentos obrigatórios de cada tipo de veículo, regulamentados pela resolução 14 de 1998 (DENATRAN, 2017).

A descrição dessas duas resoluções está apresentada em uma tabela no Apêndice A, juntamente com as normas que as acrescentam ou modificam. Após constatar que as normas que alteram as resoluções 210 e 14, não modificam as especificações referentes ao tipo de veículo de que se trata o desenvolvimento deste projeto, destacam-se os seguintes pontos a serem seguidos (DENATRAN, 2017):

- Largura máxima: 2,60 m;
- Altura máxima: 4,40 m;
- Comprimento máximo para veículos articulados com duas unidades do tipo caminhão ou ônibus e reboque: 19,80 m;
- PBT máximo: 39,5 t;
- Equipamentos obrigatórios:
 - Para-choque traseiro;
 - Protetores das rodas traseiras;
 - Lanternas de posição traseiras, de cor vermelha;
 - Freios de estacionamento e de serviço, com comandos independentes;
 - Lanternas de freio, de cor vermelha;
 - Iluminação de placa traseira;
 - Lanternas indicadoras de direção traseiras, de cor âmbar ou vermelha;
 - Pneus que ofereçam condições mínimas de segurança;
 - Lanternas delimitadoras e lanternas laterais, quando suas dimensões assim o exigirem.

Além das resoluções do CONTRAN, existem outras normas que regulamentam as especificações de veículos no Brasil, como por exemplo os Regulamentos Técnicos de Qualidade do Inmetro (RTQ) e algumas normas NBR. Entretanto o conteúdo destes não será apresentado neste trabalho.

1.2. Reboques para transporte de automóveis

Os veículos rebocáveis classificam-se basicamente em reboques e semirreboques. A diferença básica entre estes consiste no modo como se acoplam à unidade tratora (OLIVEIRA, 2016). Enquanto os semirreboques se apoiam ao cavalo trator e transferem para o mesmo grande quantidade de sua carga, os reboques não transferem mais que 100 kg de carga vertical à unidade de tração, são apenas puxados (REIS, 2014). As Figuras 1 e 2 mostram diferentes modelos de semirreboque.



Figura 1. Dois exemplos de semirreboques para diferentes utilidades.

Fontes:

http://rodofort.tempsite.ws/App_Files/Application/Rodofort/produtoimagens/a522fbc9b8c5814d01845bad7c11ed92f6754605.jpg

<https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTyvGuDuwl9NLhGcdbG--7vUWkm-xtb084sbBljOlfc2vYBV02>



Figura 2. Semirreboque para transporte de líquidos engatado ao cavalo trator.

Fonte: <http://terratanques.com.br/novosite/wp-content/uploads/2015/08/semireboque.jpg>

Na Figura 2 é possível notar como o semirreboque para transporte de líquidos se apoia sobre as rodas do cavalo trator.

Já os reboques podem ser de dois tipos: com eixos nas extremidades e de eixos centrais. O primeiro possui pelo menos dois eixos localizados nas extremidades dianteira e traseira do veículo, e se acopla à unidade tratora por meio de uma estrutura articulada verticalmente que não transmite esforços verticais, além de controlar a direção dos eixos dianteiros do reboque (REIS, 2014). O reboque de eixos centrais é engatado ao veículo trator por meio de uma estrutura fixa que não se move verticalmente e não esterça nenhuma roda, seus eixos são posicionados próximo ao centro de gravidade do veículo, de modo a não transmitir mais que 100 kg de força vertical ao rebocador.

Nas Figuras 3 e 4 observa-se respectivamente modelos de reboques com eixos nas extremidades e de eixos centrais.



Figura 3. Reboque com eixos nas extremidades.

Fonte: http://www.brasilcentralimplementos.com/web/fotos/thumbnails/reboque-3-eixos_0_zz6a5cf7e390_800x600.jpg



Figura 4. Reboques de eixos centrais.

Fontes: https://mlb-s1-p.mlstatic.com/657621-MLB20841468623_072016-C.jpg

<https://ae01.alicdn.com/kf/HTB1gmQXQFXXXXTXpXXq6xXFXXXM/1PC-27-5cm-1-55-Kinsmart-SIKU-alloy-Toyota-cruiser-with-yacht-yacht-font-b-boat.jpg>

Os reboques de menor porte são uma excelente alternativa para o transporte de automóveis, devido ao seu baixo custo, praticidade e facilidade de aquisição, quando comparados aos caminhões guincho. O tipo mais comum de reboque para transporte de automóveis é o de eixos centrais. Estes são fabricados com uma rampa para permitir o embarque do veículo transportado, e após esta operação, a rampa é removida ou levantada, como pode ser observado na Figura 5.

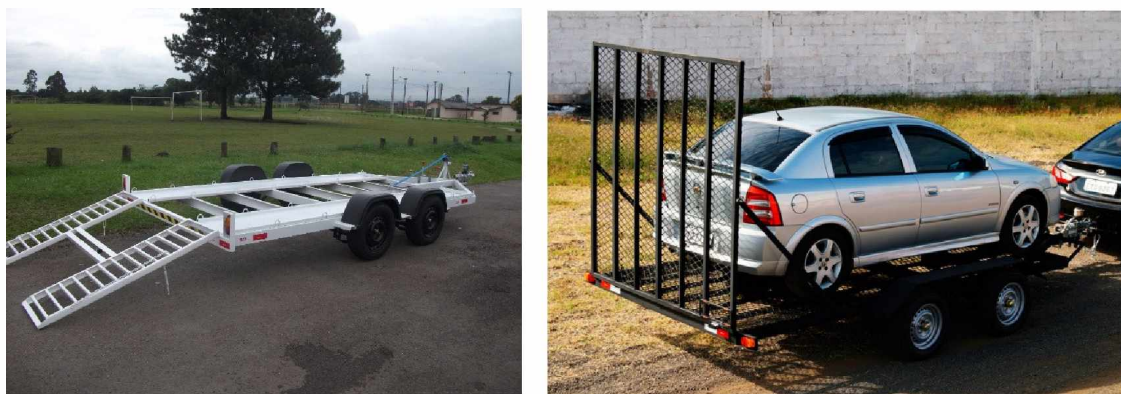


Figura 5. Reboques para transporte de automóveis com rampa.

Fontes: https://http2.mlstatic.com/D_NQ_NP_324711-MLB20615547726_032016-Q.jpg

http://mlb-s2-p.mlstatic.com/carretas-en-veiculos-15880-MLB20110461017_062014-Y.jpg

Há ainda um modelo de reboque com a plataforma basculante que facilita o embarque do veículo transportado, como mostrado na Figura 6.



Figura 6. Reboques para transporte de automóveis com plataforma basculante.

Fontes: https://http2.mlstatic.com/carreta-reboque-para-transporte-veicular-bravo-carretas-D_NQ_NP_11433-MLB20044555235_022014-F.jpg

<http://www.delkadobrasil.com.br/wp-content/uploads/2015/12/20120608103051PICT0108-348x243.jpg>

O projeto que será desenvolvido neste trabalho irá facilitar mais ainda o embarque e desembarque do veículo transportado, pois sua plataforma poderá ser inteiramente rebaixada até o chão. Optou-se pelo posicionamento central dos eixos, como exemplificado pelos modelos de reboques da Figura 4. Essa decisão foi tomada porque a implementação do eixo dianteiro direcional, necessária para os modelos de

reboque com eixos nas extremidades, aumentaria significativamente a complexidade do projeto.

1.3. Suspensão pneumática

A suspensão pneumática não é um sistema desenvolvido recentemente. No início da década de 30, a Firestone já realizava testes com molas pneumáticas. Poucos anos depois já existiam vários veículos norte-americanos rodando com suspensão a ar. Haviam intensos esforços para mostrar a superioridade desse tipo de suspensão em relação às tradicionais, mas seu alto custo de fabricação inviabilizava sua aplicação em massa (PAEZ, 2009). A Figura 8 mostra um automóvel de 1934 que já fazia uso da suspensão pneumática.

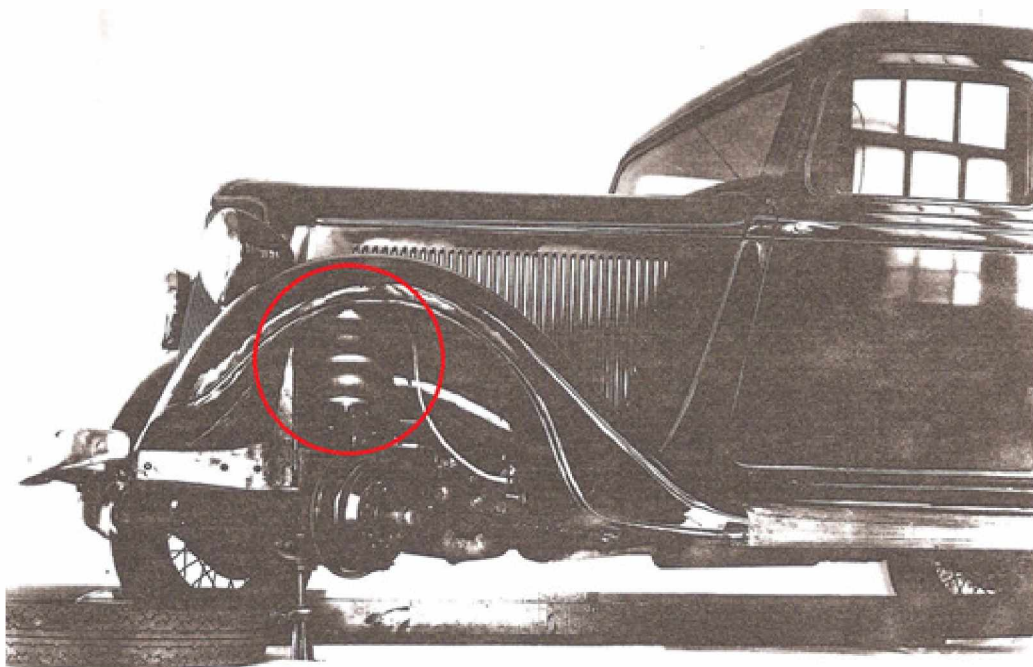


Figura 7. Suspensão a ar instalada em um Plymouth de 1934.

Fonte: http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2009/Trabalhos%20finais/TCC_028_2009.pdf

Em 1938 um grande fabricante de trailers dos Estados Unidos se interessou pela utilização da suspensão pneumática em um novo modelo de ônibus que estava desenvolvendo. Em 1944, depois de pronto, o modelo teve sua significativa superioridade atestada, e a partir de então, a utilização da suspensão pneumática começou a se difundir entre os modelos de ônibus e demais veículos pesados, como caminhões e trailers. Posteriormente as molas a ar foram descobertas também para aplicações industriais, funcionando como atuadores e isoladores de vibração (PAEZ, 2009).

Atualmente a suspensão pneumática é amplamente empregada em todos os tipos de veículos nos Estados Unidos. No Brasil também é muito utilizada em

caminhões, ônibus, e outros veículos pesados. Alguns veículos leves de marcas importadas também as utilizam (BRANCO, 2010). A suspensão a ar, que possibilita a alteração da altura do veículo, também é muito comum entre os adeptos do “tuning” de seus automóveis (PAEZ, 2009). Em uma rápida busca pela internet é possível encontrar à venda kits de suspensão pneumática para instalar em diversos modelos de carros.

A suspensão pneumática consiste basicamente em substituir as tradicionais molas helicoidais ou feixe de molas dos veículos por bolsas infláveis, de tal modo que é possível controlar o curso e a carga das mesmas simplesmente variando-se a pressão do ar. O sistema é composto além das bolsas, por um compressor, um reservatório e válvulas para controlar o fluxo de ar (BRANCO, 2010). As Figuras 8 a 11 mostram os modelos de bolsas pneumáticas mais comuns.



Figura 8. Bolsa pneumática do tipo “manga reversível”.

Fonte: <http://mmartinsdiesel.com.br/wp-content/uploads/2015/09/34159-Mola-Pneumatica-Completa-Airtech-5.jpg>



Figura 9. Bolsa pneumática com 1 convolução.

Fonte: <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTKKAnNmEWcgVYfXsgGQ-x5gFtiTd0MTfz7R7GkrhSiLKP101u0>



Figura 10. Bolsa pneumática com 2 convoluções.

Fonte: http://images.tcdn.com.br/img/img_prod/367552/458_1_20160306101245.jpg



Figura 11. Bolsa pneumática com 3 convoluções.

Fonte: <http://assets.sold.com.br/cdn/imagens/leilao/4650/det/033.jpg>

Na Figura 12 é apresentado um diagrama com os principais componentes de um sistema de suspensão pneumática de um automóvel. Esses componentes são: compressor, reservatório de ar, válvulas, bolsas, manômetros, além de tubos e conexões.

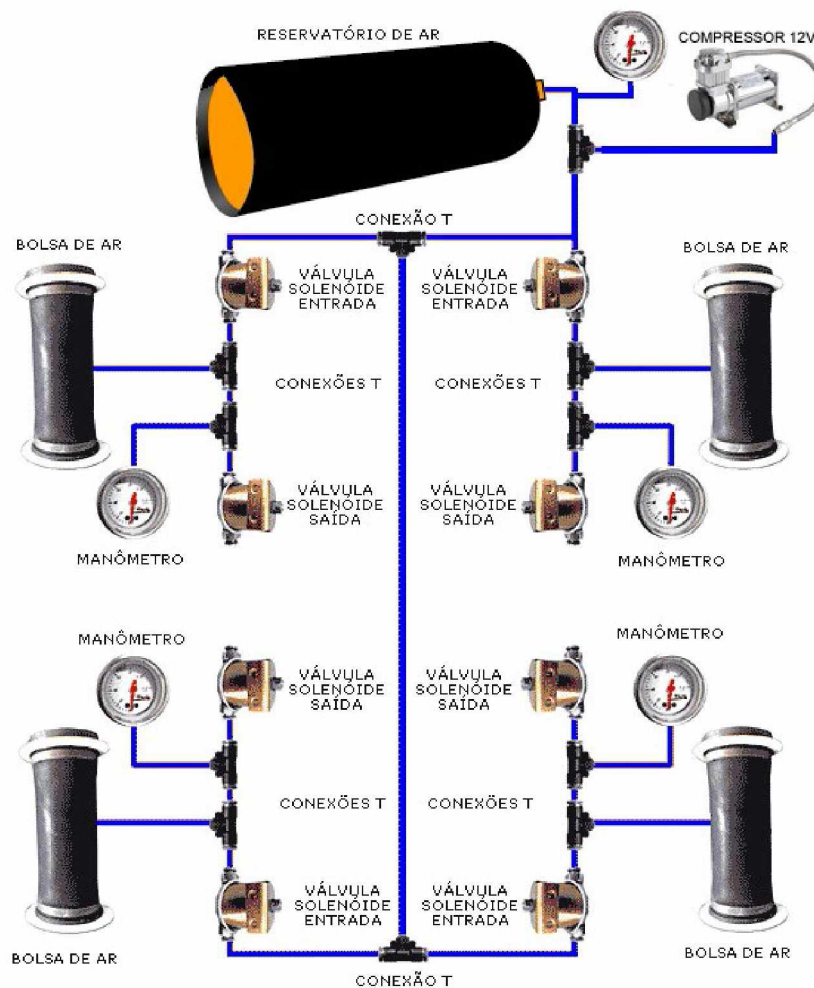


Figura 12. Principais componentes de um sistema de suspensão pneumática.

Fonte: <http://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-1817.pdf>

O funcionamento da suspensão pneumática, como ilustrado na Figura 12, pode ser explicado simplificadamente da seguinte maneira: o compressor enche o reservatório; quando acionada a válvula de entrada, o ar em alta pressão no reservatório flui para a bolsa, enchendo-a até que se atinja a pressão desejada; quando a válvula de saída é aberta a bolsa esvazia-se e o ar flui para a atmosfera.

Algumas das principais vantagens das suspensões pneumáticas em comparação com os sistemas convencionais são:

- Propiciam características suaves de dirigibilidade e conforto;
- Possibilidade de estabilização da altura, independente da carga transportada;
- Ausência de pontos de lubrificação;
- Distribuição uniforme da carga sobre a suspensão e pneus;
- Aumento da vida útil dos pneus.

Segundo informações contidas no manual da Firestone (2013, p.3), quando aplicadas como atuadores, as bolsas pneumáticas apresentam as seguintes vantagens em relação aos cilindros comuns:

- Baixo custo;
- Ampla faixa de tamanhos e capacidades de carga suportada;
- Diversos modelos disponíveis;
- Longa vida útil;
- Não requerem manutenção ou lubrificação;
- Não possuem pistão interno;
- São livres de atrito, proporcionando uma resposta imediata;
- Podem ser infladas com gases ou líquidos apropriados;
- Suportam um deslocamento angular de até 30°;
- Respeitados os limites, não são afetadas por carregamentos laterais;
- Possuem altura mínima compacta;
- As bolsas saem seladas e testadas de fábrica.

Ainda de acordo com o manual da Firestone (2013, p.4), as bolsas pneumáticas, quando utilizadas como isoladores de vibração, possuem as seguintes vantagens:

- Possuem o maior grau de isolamento;
- Não possuem sua frequência natural significativamente alterada com mudanças de carga, permitindo uma eficiência constante;
- Possuem um controle de altura acurado;
- Ampla faixa de tamanhos e capacidades de carga suportada;
- Diversos modelos disponíveis;
- Possuem alturas compactas;
- Aumentam a vida útil do equipamento;
- Diminuem o ruído;
- Podem ser utilizadas para proteger equipamentos sensíveis das vibrações provenientes da estrutura.

2. Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver um reboque de dois eixos centrais para transporte de automóveis. O reboque será equipado com um sistema pneumático de suspensão capaz de rebaixar sua plataforma, de tal modo a facilitar o embarque e desembarque. Este será desenvolvido de acordo com a legislação de trânsito brasileira e apresentará condições de ser tracionado por um veículo de pequeno porte.

3. Estrutura do trabalho

O desenvolvimento do trabalho foi dividido em oito partes. Na primeira seção foram utilizadas normas da legislação brasileira e os dados de alguns veículos para a determinação da largura do reboque. Na segunda foi determinada a capacidade de carga desejável. Na terceira parte foi realizado o posicionamento das rodas e a determinação do comprimento do reboque. Na quarta parte realizou-se o dimensionamento do chassi e na quinta a modelagem 3D do protótipo. Na sexta seção é mostrado o procedimento para a determinação das medidas do braço da suspensão do reboque e o dimensionamento do sistema pneumático. Na sétima seção é realizada a validação do dimensionamento dos componentes da suspensão. Por fim, na oitava seção é especificado o sistema de freio do veículo.

4. Desenvolvimento

O desenvolvimento do trabalho foi numerado em partes de modo a facilitar a apresentação de todo o conteúdo, mas não necessariamente seguiram essa ordem cronológica de execução.

4.1. Determinação da largura do reboque

Uma vez que o objetivo deste trabalho é projetar um reboque para transportar automóveis deve-se conhecer bem as dimensões e pesos destes veículos, a fim de se projetar uma estrutura adequada. Sendo assim foram levantados alguns dados de veículos com características diversas, a fim de analisar a viabilidade da concepção de um reboque capaz de transportar o maior número possível de opções. Esses dados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Dados de alguns veículos.

Modelo	Ano	Peso [kg]	Distribuição de peso na dianteira [%]	Entre eixos [mm]	Comprimento [mm]	Largura [mm]
Marea 1.4		1085	58	2540	4391	1740
Challenger SRT Hellcat	2015	2018	57	2951	5028	1923
Challenger SRT8	2009	1892	56	2946	5023	1923
Camaro SS	2009	1760	52	2852	4836	2089
Mustang Boss 302	2012	1647	55	2720	4778	1877
Mustang	2015	1691	52	2720	4788	
Aventador	2015	1575	43	2700	4780	2030
458 Italia	2010	1485	42	2650	4527	1937
F12 Berlinetta	2015	1630	46	2720	4610	1942
Mille	2009	810		2361	3692	1548
Dodge Viper	2015	1537		2510	4463	1941

Para o dimensionamento da plataforma foi preciso levar em consideração, além das dimensões dos veículos a serem transportados, as dimensões máximas permitidas pela legislação conforme citado na Introdução deste trabalho. Uma vez que o comprimento máximo permitido pelas normas do CONTRAN para veículos articulados com duas unidades do tipo caminhão ou ônibus e reboque é de 19,80 m (DENATRAN, 2017), e o comprimento dos veículos que irão tracionar o reboque não excede os 6 m, o limite máximo de comprimento do reboque não foi uma preocupação sob o aspecto legal durante o desenvolvimento deste trabalho, visto que o reboque pode assumir um comprimento de até mais de 13 m, valor bem superior ao comprimento dos veículos que ele se propõe a transportar.

Já o dimensionamento da largura do reboque foi um ponto crítico durante todo o desenvolvimento do projeto. A legislação estabelece que a largura máxima permitida para veículos de qualquer tipo é de 2,60 m. Observando-se as larguras dos carros relacionados na Tabela 1, percebe-se que a plataforma deve possuir uma largura útil de embarque superior a 2 metros para atender a todos os modelos. No entanto, devido à proposta do projeto de desenvolver um reboque com uma plataforma que possa ser rebaixada até o chão, deve-se levar em consideração que as rodas serão posicionadas nas laterais do chassi da plataforma, e não abaixo. Sendo assim, a largura útil da plataforma não pode ser superior à largura total máxima de 2,60 m permitida pela legislação, diminuída do espaço necessário para a instalação das rodas. A Figura 13 apresenta um esboço da vista superior do reboque em que são mostradas as larguras acima citadas.



Figura 13. Dimensionamento da largura da plataforma.

Fonte: Próprio autor

Foi estabelecida a proposta de desenvolver a estrutura do reboque considerando a largura útil da plataforma como 2,00 m, para permitir o transporte da maioria dos veículos analisados. Sendo assim, a largura disponível para a instalação das rodas será a largura total máxima permitida de 2600 mm, menos a largura de 2000 mm da plataforma, resultando em 300 mm para as rodas de cada lado. A viabilidade da instalação das rodas no espaço estipulado será atestada nas etapas posteriores do trabalho.

4.2. Determinação da capacidade de carga

O próximo item a ser considerado para o desenvolvimento das etapas seguintes do projeto foi o peso, tanto o peso bruto total (PBT) do reboque quanto sua capacidade de carga. Analisando o peso dos veículos relacionados na Tabela 1, observou-se que é necessário adotar uma capacidade de carga superior a 2000 kg para atender a possibilidade de transportar todos os modelos. No entanto observou-se também que o Artigo 100 do CTB dispõe que nenhum veículo pode trafegar ultrapassando o limite da capacidade máxima de tração (CMT) da unidade tratora (BRASIL, 1997). Como a proposta deste trabalho é desenvolver um reboque que possa ser tracionado por veículos de pequeno porte, consultou-se a capacidade de reboque de alguns modelos, apresentados na Tabela 2 (MENDES, 2010), (TOYOTA, 2017). Observou-se que a maioria dos carros de passeio não apresentam capacidade de reboque suficiente para transporte de outro carro, por isso as consultas foram concentradas entre modelos de caminhonetes.

Tabela 2. Capacidade de reboque de alguns veículos.

Veículo	Capacidade de Reboque [kg]
Focus 1.6 2008	430
Focus 2.0 2008	900
L200 Flex 2010	1500
Azera 2008	1800
Ranger Diesel 2010	1900
Hilux Diesel 2010	2250
Hilux Flex 2017	2500
Amarok Diesel 2010	2800
Frontier Diesel 2010	2860
Hilux Diesel 2017	3500
S10 Diesel 2010	3720
RAM 2500 Diesel 2010	3850
F-250 Maxpower 2010	4200

Atendendo ao fato de que o reboque será tracionado por veículos com capacidade de reboque semelhantes às da tabela anterior, estipulou-se que o PBT do reboque não deve exceder 2800 kg, de modo a permitir que este seja tracionado pela maior parte dos veículos relacionados. Estimou-se um peso de 1000 kg para o reboque e 1800 kg de capacidade de carga.

4.3. Posicionamento das rodas e determinação do comprimento do reboque

Nesta etapa são determinados três parâmetros do reboque importantes para garantir a possibilidade de transporte dos diferentes modelos de automóveis. Esses parâmetros são o comprimento total do reboque (CT), o comprimento útil da plataforma e o posicionamento das rodas do reboque, determinado pelo valor de DR, que corresponde à distância entre o engate e o centro das rodas do reboque. A Figura 14 ilustra esses parâmetros.

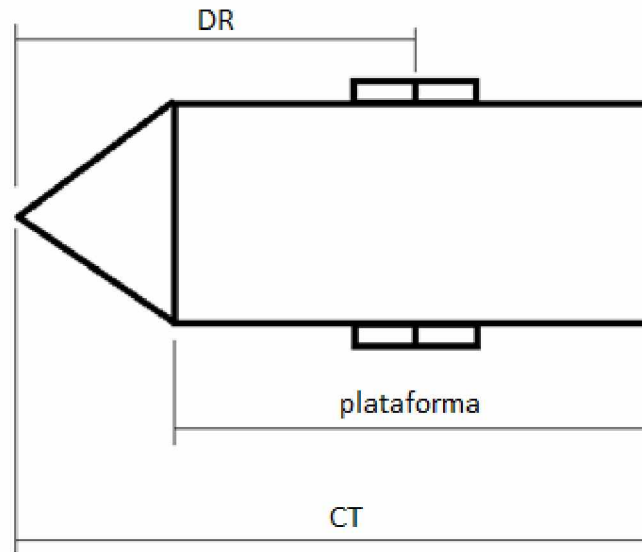


Figura 14. Parâmetros a serem determinados.

Fonte: Próprio autor

O correto posicionamento das rodas do reboque é fundamental para garantir que este não transmita uma carga vertical excessiva ao veículo rebocador, como será mostrado adiante pela Equação 2. A Figura 15 é um esboço de uma vista lateral do reboque, indicando as forças externas verticais às quais o mesmo está sujeito.

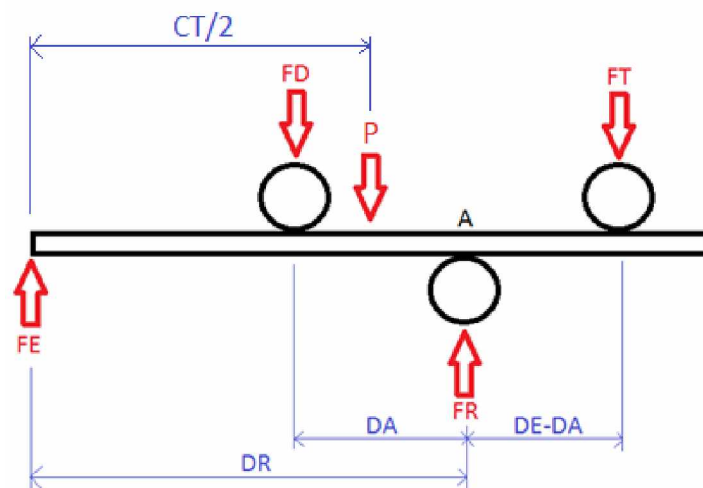


Figura 15. Esboço das forças verticais.

Fonte: Próprio autor

Tabela 3. Legenda da Figura 15.

LEGENDA	
FE	Força no engate
FD	Peso exercido pelas rodas dianteiras do veículo transportado
FT	Peso exercido pelas rodas traseiras do veículo transportado
FR	Força nas rodas do reboque
P	Peso do chassi do reboque
DE	Distância entre eixos do veículo transportado
DR	Distância entre o engate e o centro das rodas do reboque
DA	Distância entre o eixo dianteiro do veículo transportado e o centro das rodas do reboque
CT	Comprimento total do reboque

Fazendo um somatório de momentos no ponto A da Figura 15 e igualando a zero é possível calcular a força no engate em função dos demais parâmetros:

$$\sum M_A = -(FE * DR) + (FD * DA) - (FT * (DE - DA)) + \left(P * \left(DR - \frac{CT}{2} \right) \right) = 0 \quad (1)$$

$$FE = \frac{(FD * DA) - (FT * (DE - DA)) + \left(P * \left(DR - \frac{CT}{2} \right) \right)}{DR} \quad (2)$$

Assim, é possível observar que variando-se a distância entre o engate e o centro das rodas do reboque (DR), varia-se também a força resultante no engate (FE). Se o reboque fizer uma força excessiva para cima no engate, pode ocasionar perda de aderência nas rodas traseiras do veículo trator, e se fizer força para baixo o mesmo pode ocorrer com as rodas dianteiras. Sendo assim, estipulou-se que as rodas devem ser posicionadas de modo que a carga vertical resultante no engate seja de 50 kg para baixo.

Depois que for determinado o peso do reboque, adotada a posição de suas rodas e seu comprimento total, e conseqüentemente fixados os parâmetros P, DR e CT na Equação 2, os parâmetros que influenciarão na força no engate (FE) são o peso do veículo transportado, sua distância entre eixos e a posição que este será estacionado sobre a plataforma. Como pode ser observado na Tabela 1, o peso total do veículo, a distância e distribuição de peso entre os eixos dianteiro e traseiro são diferentes para cada modelo. Dessa forma os valores de FD, FT e DE na Equação 2, serão diferentes para cada modelo de veículo que for transportado pelo reboque. Logo, o valor de DA também precisará variar para que o valor FE da força no engate seja sempre próximo do estipulado, o que implica que cada veículo deverá ser estacionado em uma posição diferente sobre a plataforma.

A posição ideal do veículo transportado sobre a plataforma pode ser indicada calculando-se o valor de DA na Equação 1. Escrevendo DA em função dos demais parâmetros tem-se:

$$DA = \frac{(FE * DR) + (FT * DE) - \left(P * \left(DR - \frac{CT}{2} \right) \right)}{FD + FT} \quad (3)$$

Assim, é possível calcular o valor de DA para cada modelo da Tabela 1, como será mostrado mais adiante na Tabela 4. Nesta etapa é importante notar que se o valor de DA variar muito entre os modelos, o comprimento da plataforma poderá ser insuficiente para que cada carro seja estacionado na posição ideal, vindo a faltar espaço à frente caso DA seja muito elevado ou atrás caso DA seja muito pequeno. Portanto identificou-se a necessidade de se calcular o espaço que sobraria ou faltaria na dianteira e na traseira de cada veículo, quando estacionado na posição correta sobre a plataforma.

Para identificar o espaço que o carro ocupará é preciso conhecer os limites de sua carroceria. Visto isso estimou-se para todos os modelos, que o valor do balanço dianteiro é igual ao traseiro, para efeito de simplificação dos cálculos e mediante a dificuldade de se encontrar essas informações. Logo o espaço que o carro irá ocupar além da posição de suas rodas sobre a plataforma, tanto à frente quanto a trás, será igual à divisão por dois de seu comprimento total subtraído de sua distância entre eixos. A Figura 16 apresenta um esboço dessas medidas.

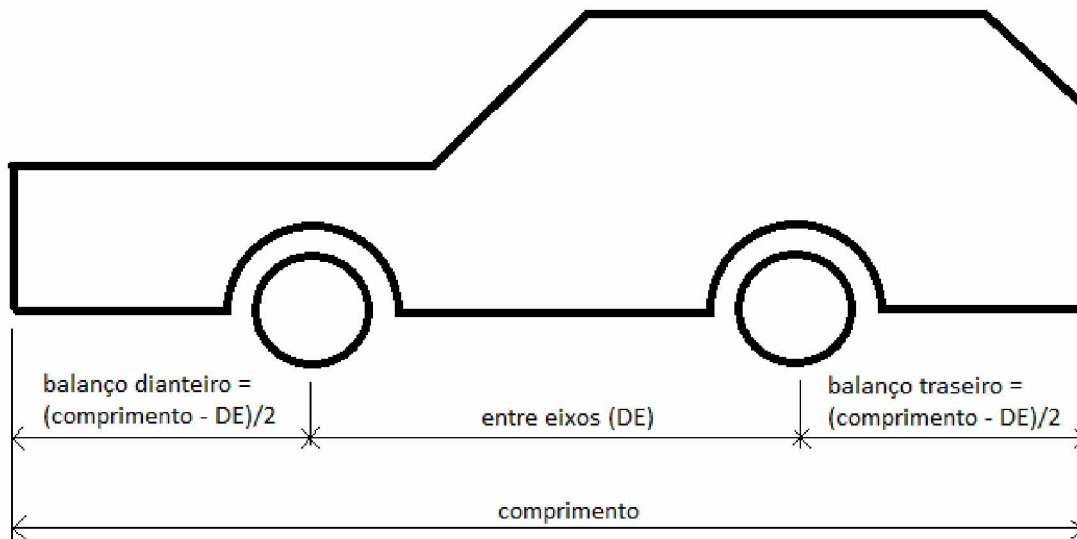


Figura 16. Estimativa dos valores dos balanços dianteiro e traseiro.

Fonte: Próprio autor

Foi chamado de ED o comprimento do espaço que sobra na dianteira e de ET o comprimento do espaço que sobra na traseira de cada veículo transportado sobre a

plataforma, quando estacionado em sua posição ideal, segundo valor de DA dado pela Equação 3. A Figura 17 mostra um esboço dessas medidas.

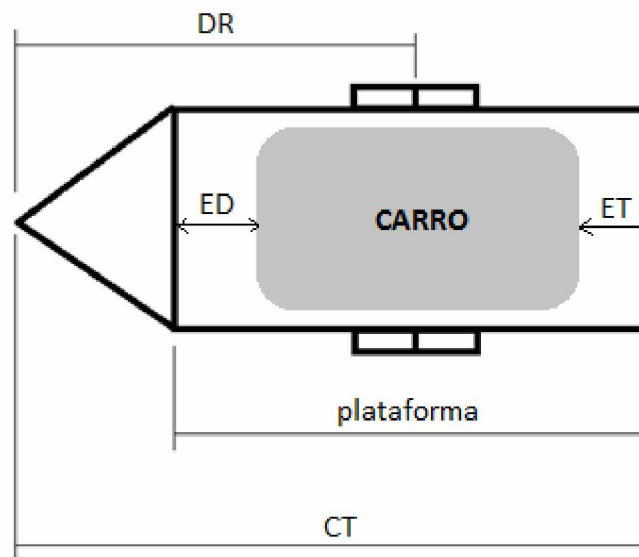


Figura 17. Espaço restante na dianteira e na traseira.

Fonte: Próprio autor

Assim, os valores de ED e ET, puderam ser calculados com as Equações 4 e 5:

$$ED = plataforma - (CT - DR) - (DA + balanço dianteiro) \quad (4)$$

$$ET = plataforma - (ED + Comprimento do carro) \quad (5)$$

Foram testadas várias combinações entre os valores adotados para o comprimento total do reboque (CT), para o comprimento da plataforma e para o comprimento de DR, e para cada combinação foram calculados os valores de DA, ED e ET, até encontrar valores que atendessem a maioria dos modelos relacionados na Tabela 1. Houve um esforço em adotar o comprimento mínimo possível da plataforma, de modo a diminuir o balanço traseiro do reboque e consequentemente aumentar o valor do seu ângulo de saída. Os valores adotados foram:

- Comprimento total do reboque: 7000 mm
- Comprimento da plataforma: 5500 mm
- DR: 4100 mm

E os valores de DA, ED e ET obtidos para cada carro da Tabela 1, são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4. Cálculo dos valores de DA, ED e ET.

Modelo	DA [mm]	ED [mm]	ET [mm]
Marea 1.4	703	972	137
Challenger SRT Hellcat	1073	488	-16
Challenger SRT8	1087	474	3
Camaro SS	1145	463	201
Mustang Boss 302	984	587	135
Mustang	1072	494	218
Aventador	1288	272	448
458 Italia	1271	390	583
F12 berlinetta	1226	429	461

4.4. Dimensionamento do Chassi

A estrutura do chassi foi idealizada considerando-se a utilização de dois pares de longarinas paralelas, de tal modo que as rodas de cada lado do veículo transportado se apoiem sobre um par. A localização das 4 longarinas é mostrada em azul na Figura 18, e em cinza é mostrada a projeção das rodas do carro rebocado.

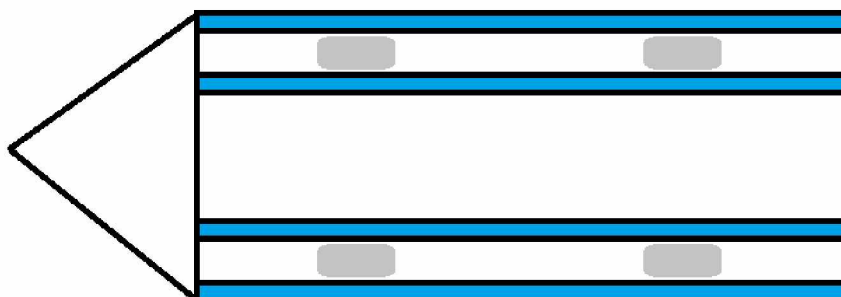


Figura 18. Localização das longarinas do chassi.

Fonte: Próprio autor

O dimensionamento do chassi foi realizado calculando-se a seção dos pares de longarinas. Foi estipulado que as longarinas serão feitas com tubos de perfil quadrado ou retangular. Houve um esforço constante para que o perfil dos tubos a serem utilizados tivesse a menor altura possível, de modo a facilitar o embarque dos carros sobre a plataforma quando a mesma for rebaixada.

Para o cálculo da seção das longarinas, considerou-se cada par como uma viga apoiada nos pontos de fixação da suspensão e no ponto correspondente ao engate, suportando os esforços do peso próprio do reboque e do carro transportado. O peso próprio do reboque, estimado em 1000 kg, foi dividido igualmente entre os 2 pares de longarinas, ou seja, 500 kg para cada par, e representado por uma força distribuída de

72 kg/m ao longo de toda a viga. O peso do carro transportado foi considerado igual a 2000 kg, igualmente distribuído entre as rodas dianteiras e traseiras, ou seja, 1000 kg na dianteira e 1000 kg na traseira, ou ainda, 500 kg em cada roda. Como cada roda se apoia em um par de longarinas, cada viga recebe um esforço de 500 kg da roda dianteira e outro de 500 kg da roda traseira. O veículo foi posicionado em função do valor de DA, conforme os parâmetros da Figura 15.

A Figura 19 mostra o diagrama de corpo livre da viga, que corresponde a um par de longarinas, com os esforços conforme citado anteriormente.

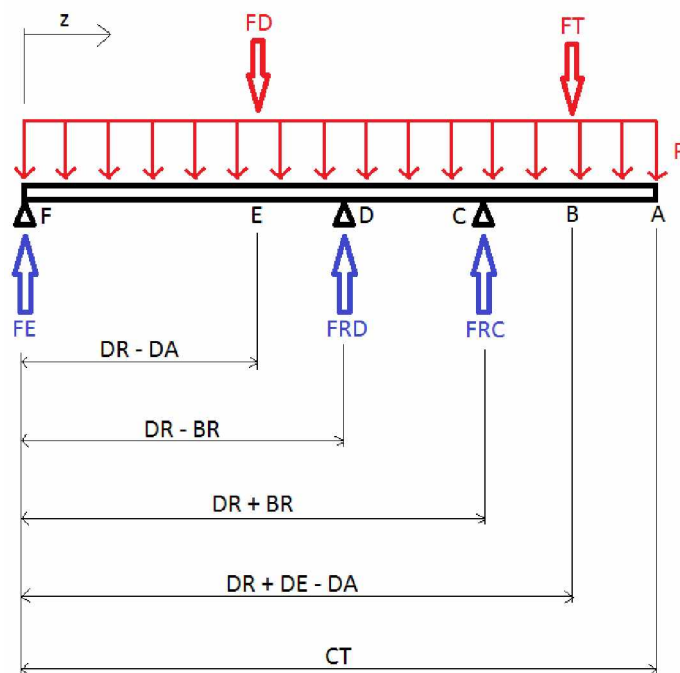


Figura 19. Diagrama de corpo livre da longarina.

Fonte: Próprio autor

Tabela 5. Legenda da Figura 19.

Identificador	Definição	Valor
FD	Força realizada pela roda dianteira do carro	500 kg
FT	Força realizada pela roda traseira do carro	500 kg
P	Distribuição do peso do reboque	72 kg/m
FE	Força no engate dividida entre os 2 pares de longarinas	24 kg
FRD	Força de reação no ponto de fixação da suspensão D	740 kg
FRC	Força de reação no ponto de fixação da suspensão C	740 kg
CT	Comprimento total do reboque	7 m
DE	Distância entre eixos do carro transportado	2,7 m
DR	Distância entre o engate e o centro das rodas do reboque	4,1 m
BR	Distância entre o centro das rodas do reboque e o ponto de fixação da suspensão à carroceria	1 m
DA	Distância entre o eixo dianteiro do veículo transportado e o centro das rodas do reboque	1,146 m

O valor de DA foi calculado pela Equação 3, substituindo-se as forças FRD e FRC por uma única força de reação FR centrada entre as duas, e considerando-se FE = 24 kg, FD = FT = 500 kg, P = 72 * 7 = 504 kg e DE = 2,7 m. As forças FRD e FRC foram substituídas por uma única força de reação FR para facilitar o cálculo de DA, tendo em vista que se fossem mantidas essas duas forças de reação, mais a reação do engate, a estrutura seria hiperestática. As forças FRD e FRC foram consideradas iguais, e calculadas subtraindo-se do peso total do conjunto, a força exercida pelo engate, ou seja, 500 kg da roda dianteira, mais 500 kg da roda traseira, mais 504 kg do peso do reboque distribuído sobre o par de longarinas, menos 24 kg da reação no engate, resultando em 1480 kg, distribuídos igualmente entre as reações FRD e FRC.

Na prática é possível estimar que o valor de FRD seja igual ao de FRC interligando-se as linhas pneumáticas das bolsas de todas as rodas e assumindo que o veículo foi estacionado na posição ideal sobre a plataforma. O correto posicionamento do veículo transportado sobre a plataforma faz com que o reboque mantenha-se na posição horizontal, e conseqüentemente, faz com que todas as bolsas atuem com o mesmo deslocamento. Uma vez que as linhas pneumáticas de todas as bolsas foi interligada, estando estas sob mesma pressão e mesmo deslocamento, realizarão também a mesma força, e assim é possível assumir que FRD = FRC. É importante observar que o posicionamento inadequado do veículo inviabilizaria o transporte do reboque, dado o surgimento de uma força inadequada no engate que prejudicaria a aderência do veículo trator ao solo.

O dimensionamento da seção da viga foi realizado de modo que a tensão em cada ponto não seja superior ao limite de escoamento do aço para tubos de perfil quadrado ou retangular. Considerou-se esse limite como sendo 269 MPa = 2743 kgf/cm² (TUPER, 2014, p.22). Para identificar a maior tensão à qual a viga está sujeita, calculou-se o valor do momento fletor em cada ponto. Foram escritas as equações da flexão de cada trecho da viga como mostrado a seguir, considerando-se “z” variando de 0 até CT no sentido ilustrado na Figura 19.

Equações da flexão da viga ilustrada na Figura 19:

$$\text{Trecho FE} \rightarrow M = FE(z) - P(z) \left(\frac{z}{2} \right) \quad (6)$$

$$\text{Trecho ED} \rightarrow M = FE(z) - P(z) \left(\frac{z}{2} \right) - FD(z - (DR - DA)) \quad (7)$$

$$\text{Trecho DC} \rightarrow M = FE(z) - P(z) \left(\frac{z}{2} \right) - FD(z - (DR - DA)) + FRD(z - (DR - BR)) \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Trecho CB} \rightarrow M = & FE(z) - P(z) \left(\frac{z}{2} \right) - FD(z - (DR - DA)) + FRD(z - (DR - BR)) + \\ & + FRC(z - (DR + BR)) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{Trecho BA} \rightarrow M = FE(z) - P(z) \left(\frac{z}{2} \right) - FD(z - (DR - DA)) + FRD(z - (DR - BR)) + FRC(z - (DR + BR)) - FT(z - (DR + DE - DA)) \quad (10)$$

Foi criado um script em MATLAB (disponível no Apêndice B) para resolver as equações e plotar o diagrama de momento fletor da viga, possibilitando assim, identificar o valor do maior momento fletor. O resultado está mostrado na Figura 20.

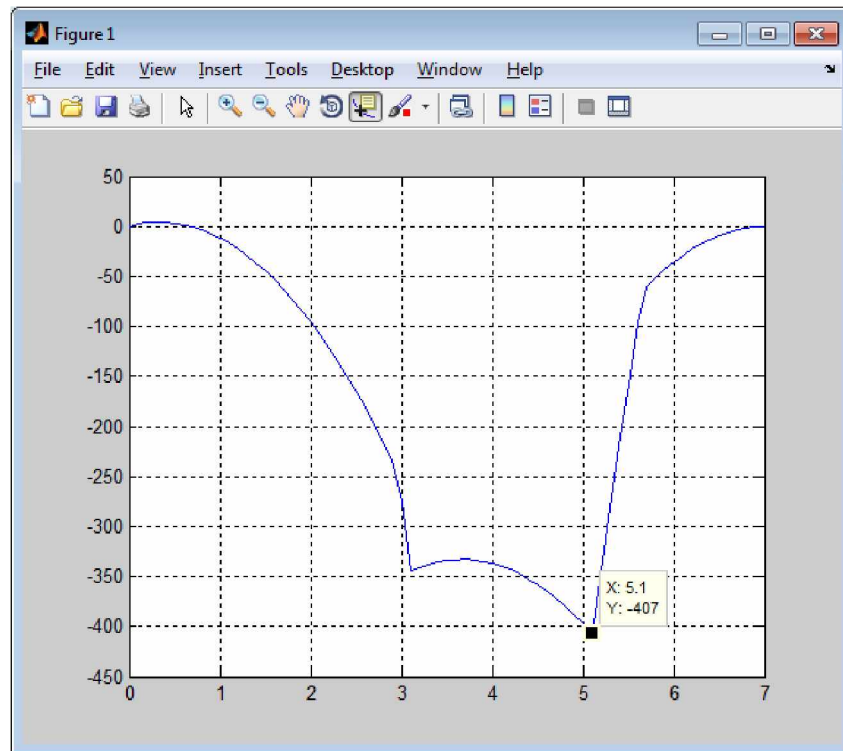


Figura 20. Diagrama de momento fletor da viga.

Fonte: Próprio autor

Como pode-se observar pela Figura 20 o maior momento fletor possui o valor de 407 kgf*m. Sabe-se que a tensão neste ponto pode ser calculada pela Equação 11:

$$\sigma = \frac{M}{I_x} y \quad (11)$$

Na Equação 11 tem-se que σ é a tensão, M é o momento fletor na seção, I_x é o momento de inércia da seção e y é a distância entre a linha neutra da seção e o ponto em que se deseja calcular a tensão. O valor de y utilizado foi o correspondente ao ponto da seção sujeito à maior tensão, ou seja, aquele mais distante da linha neutra. Assim, substituindo os valores de $M = 407 \text{ kgf*m} = 40700 \text{ kgf*cm}$ e $\sigma = 2743 \text{ kgf/cm}^2$, obtém-se que o valor de I_x/y do perfil escolhido deve ser maior que 15. Aplicou-se um fator de segurança de 3 vezes sobre este valor, e obteve-se que I_x/y deve ser maior que 45.

Calculou-se então o valor de I_x/y de várias seções até encontrar o valor de 60 correspondente à seção formada pela combinação de dois tubos, um de 70x70 [mm] com espessura da parede igual a 4,75 mm, e outro de 50x50 [mm] com espessura de parede igual a 3,35 mm. A combinação de dois tubos foi utilizada para evitar que fosse necessário utilizar tubos de perfis mais altos, que pudessem comprometer o embarque do veículo transportado. O catálogo utilizado para a seleção dos tubos está disponível no Anexo A.

Adotou-se então a seção mostrada na Figura 21 para cada par de longarinas do reboque.

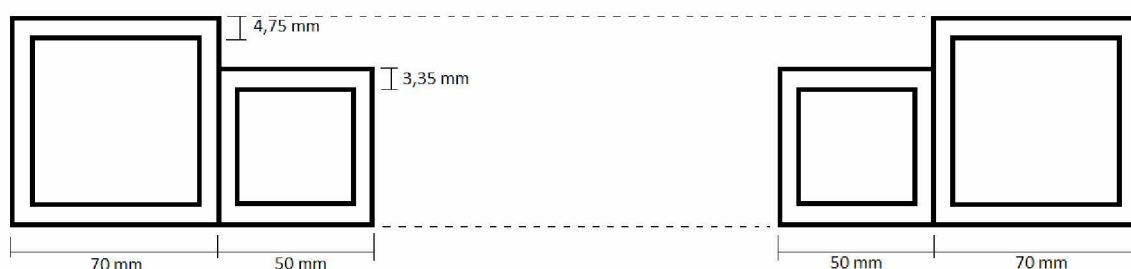


Figura 21. Seção do par de longarinas do chassi.

Fonte: Próprio autor

O cálculo do valor de I_x/y da seção adotada está mostrado em detalhes no Apêndice C.

4.5. Construção do modelo em CAD

Na sequência do trabalho foi concebida a estrutura geométrica do reboque e sua modelagem em CAD através do software SolidWorks. O modelo obtido é mostrado nas Figuras 22, 23 e 24.

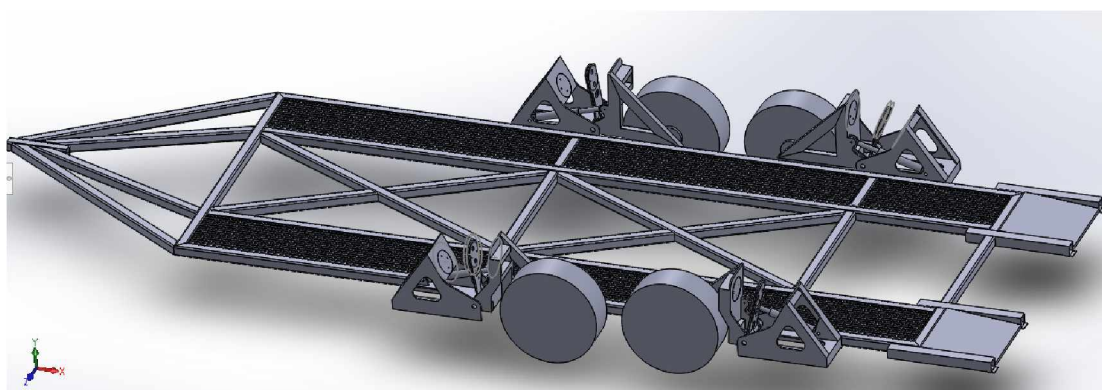


Figura 22. Modelagem em CAD do reboque.

Fonte: Próprio autor

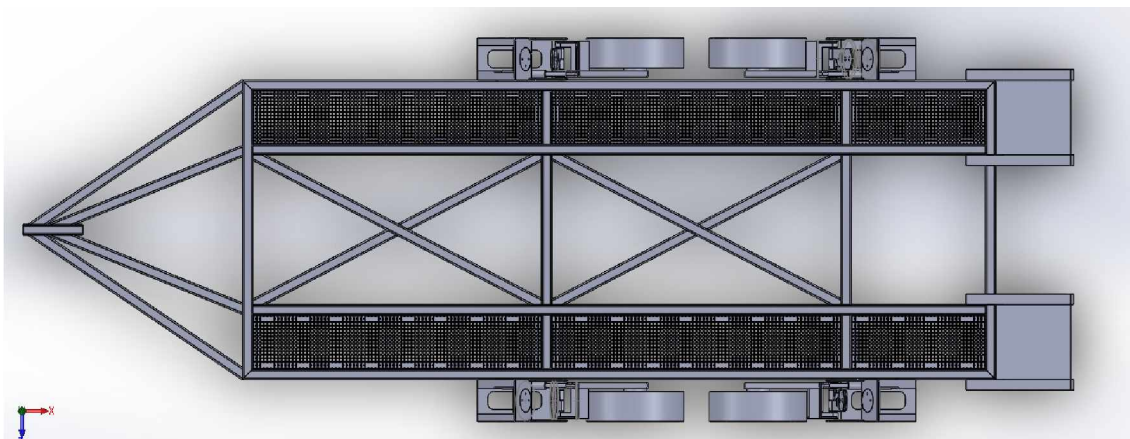


Figura 23. Modelagem em CAD do reboque – vista superior.

Fonte: Próprio autor

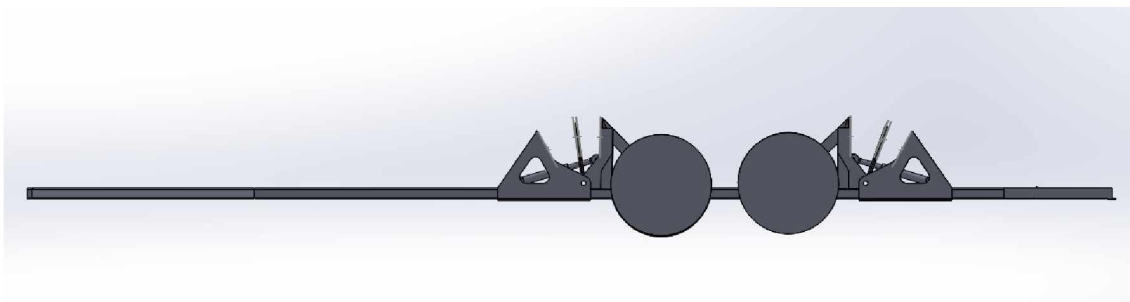


Figura 24. Modelagem em CAD do reboque – vista lateral.

Fonte: Próprio autor

Como pode ser visto nas Figuras 22 e 23, as barras em forma de “X” foram adicionadas para aumentar a rigidez do chassi. Como mostrado na Figura 25, foi adotada uma grade ligando as longarinas de cada lado do reboque por onde as rodas do veículo transportado irão passar, a fim de formar uma superfície resistente ao grande peso concentrado aplicado pelas rodas.

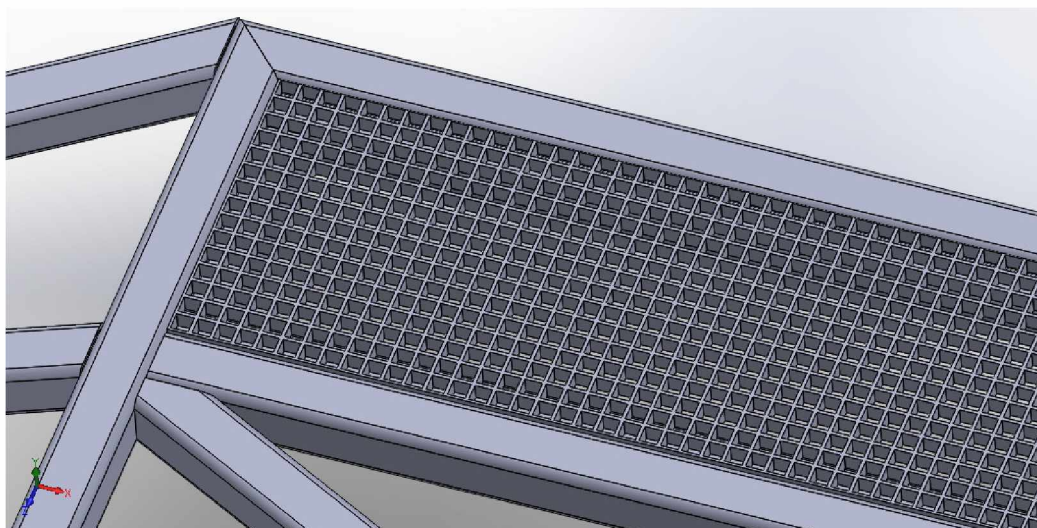


Figura 25. Grade instalada entre as longarinas.

Fonte: Próprio autor

A especificação dessa grade foi realizada utilizando-se um catálogo de grades de piso da marca Fibraço, disponível no Anexo B. O catálogo permite que a especificação da grade seja feita em função da carga uniformemente distribuída que ela é capaz de suportar por metro quadrado, capacidade esta que varia conforme varia-se a distância entre os apoios em que a grade será instalada. Como a carga que a grade irá suportar neste projeto é concentrada apenas na região de contato do pneu do carro, foi realizada uma estimativa para saber qual a carga que a grade precisaria suportar se o mesmo peso por metro quadrado aplicado pelo pneu fosse aplicado em 1 m² de grade.

Estimando-se a área de contato do pneu com a grade em 0,04 m², tem-se que se a mesma concentração de carga por área imposta pelo pneu fosse aplicada em 1 m² de grade, a carga total seria 25 vezes maior que a aplicada pelo pneu. Sendo assim, considerando a força aplicada pelo pneu como 500 kg, o modelo da grade selecionada deve suportar $500 * 25 = 12500$ kg uniformemente distribuídos por metro quadrado. De maneira simples, pode-se entender a estimativa realizada da seguinte maneira: se a grade suporta 12500 kg uniformemente distribuídos em uma área de 1 m², então esta mesma grade suporta em uma área de apenas 0,04 m² a carga de 500 kg.

Aproximando a distância entre os apoios das longarinas para o valor de 300 mm, foi especificado o modelo GF-V1-206, que possui uma malha de 25x25 [mm], altura de 20 mm, peso de 38 kg/m² e suporta uma carga de 16467 kg uniformemente distribuída por metro quadrado.

A estrutura da suspensão adotada está mostrada nas Figuras 26, 27 e 28.

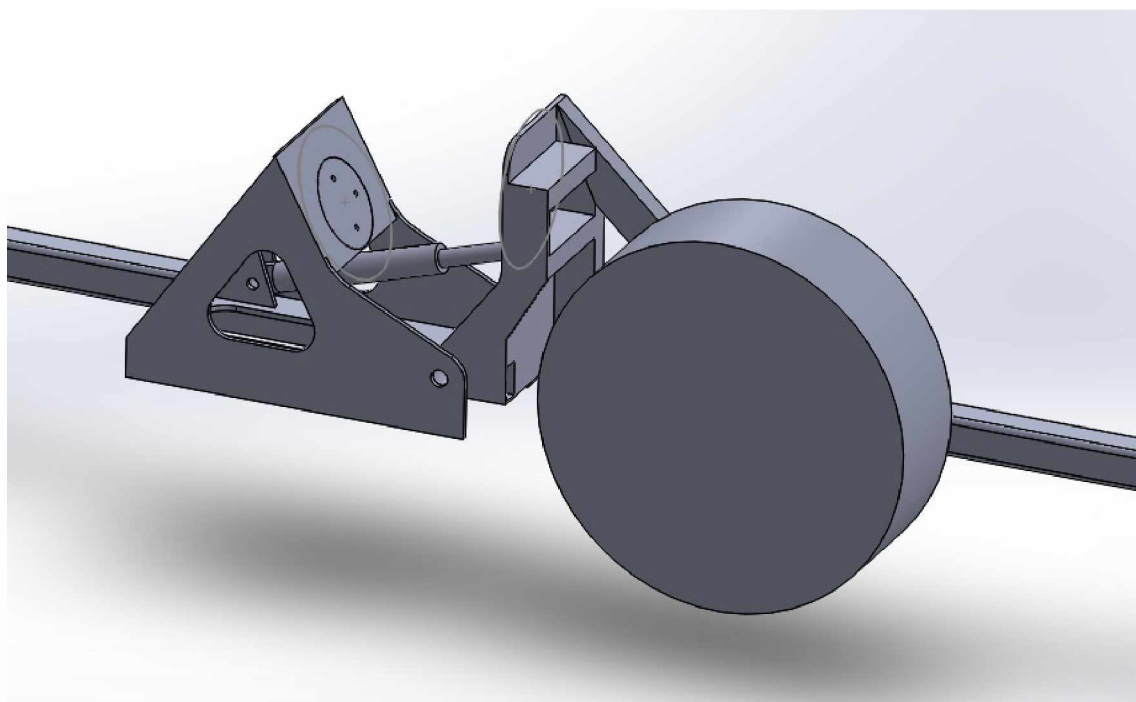


Figura 26. Suspensão do reboque – vista 1.

Fonte: Próprio autor

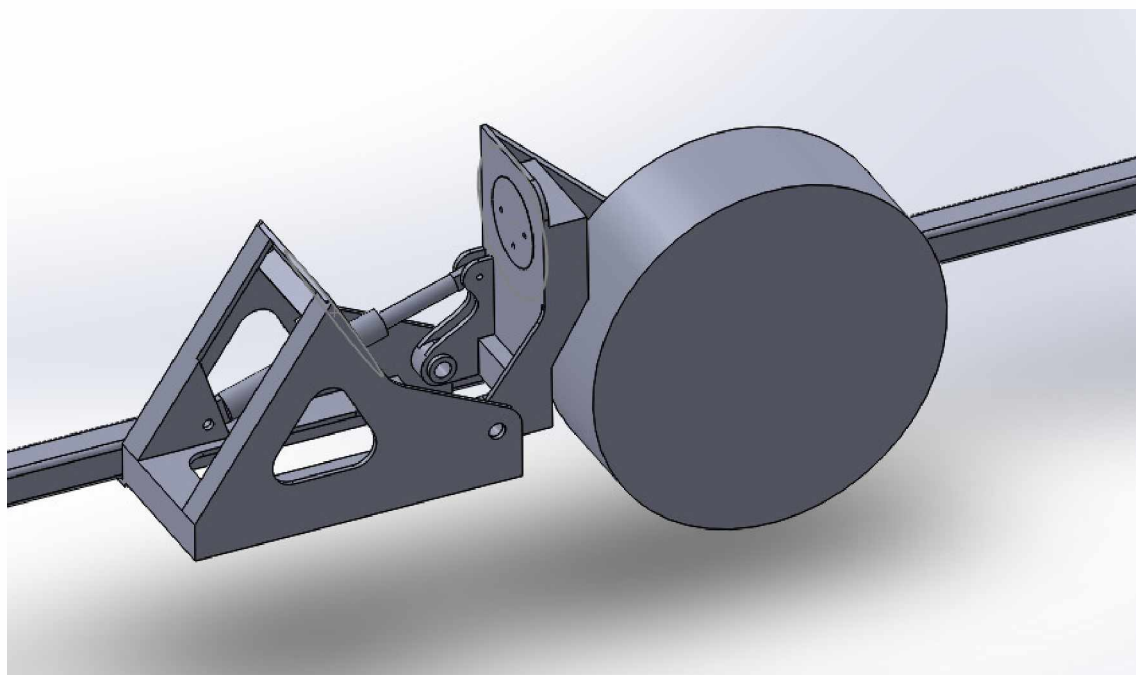


Figura 27. Suspensão do reboque – vista 2.

Fonte: Próprio autor

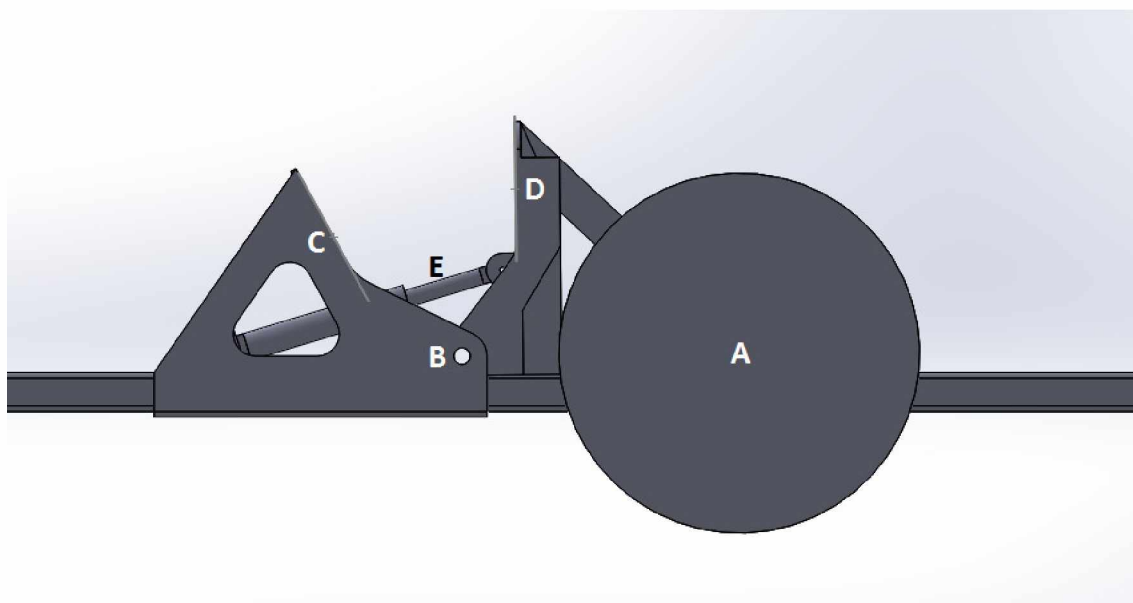


Figura 28. Suspensão do reboque – vista lateral.

Fonte: Próprio autor

Foi desenvolvido um braço que possui instalada em uma de suas extremidades a roda do reboque (ponto A na Figura 28), e na outra extremidade possui um eixo (ponto B) ao redor do qual descreve um movimento angular. Dessa forma quando esse braço gira em torno desse eixo que é fixo ao chassi do reboque, a roda tem sua altura relativa à plataforma alterada. Na prática, estando a roda parada sobre o solo, quando o braço descreve seu movimento angular faz com que a plataforma como um todo seja abaixada ou elevada.

Para coordenar o movimento do braço é utilizado um atuador pneumático (bolsa) instalado entre os pontos C e D mostrados na Figura 28. Dessa forma, quando o atuador é inflado seu comprimento aumenta e o braço descreve um movimento angular ao redor do eixo em B no sentido horário, fazendo com que a plataforma seja elevada. Quando o atuador é esvaziado seu comprimento diminui e o braço descreve o mesmo movimento no sentido anti-horário, fazendo com que a plataforma seja rebaixada.

Depois de inflados os atuadores pneumáticos, estando o reboque pronto para o transporte, a bolsa funciona como uma mola e juntamente com o amortecedor (Item E na Figura 28), desempenham o papel de suspensão do reboque.

Para a concepção da geometria dos braços, atentou-se para o espaço a ser ocupado pelas rodas. Foi realizada a especificação do pneu tendo como parâmetro seu índice de carga. Estimando o PBT do reboque em 2800 kg, ao dividir esse valor entre 4 pneus, tem-se que cada um deve suportar pelo menos 700 kg. Foi realizada então uma pesquisa no mercado para identificar as dimensões dos pneus que suportam mais de 700 kg. Identificou-se que diversas marcas fabricam pneus para veículos comerciais leves com as medidas de 185 mm de largura e aro 14 polegadas para cargas de até 850 kg. Assim, o espaço ocupado pelas rodas foi representado por um cilindro com diâmetro de 650 mm e altura de 200 mm.

4.6. Determinação das medidas do braço e dimensionamento do sistema pneumático de acionamento da suspensão

A especificação das dimensões do braço da suspensão foi realizada juntamente com o dimensionamento do sistema pneumático. A seleção de um modelo de atuador pneumático (bolsa) que atendesse os requisitos de projeto foi realizada utilizando-se o catálogo da Firestone de bolsas pneumáticas e o catálogo da empresa Tecni-Ar, representante de bolsas pneumáticas da Firestone no Brasil, ambos disponíveis em anexo.

Um dos parâmetros necessários para a seleção do atuador pneumático é a carga ao qual o mesmo estará sujeito, carga esta, determinada em função da geometria do braço da suspensão. A Figura 29 mostra um esboço das forças atuantes no braço, representado pelo triângulo em vermelho.

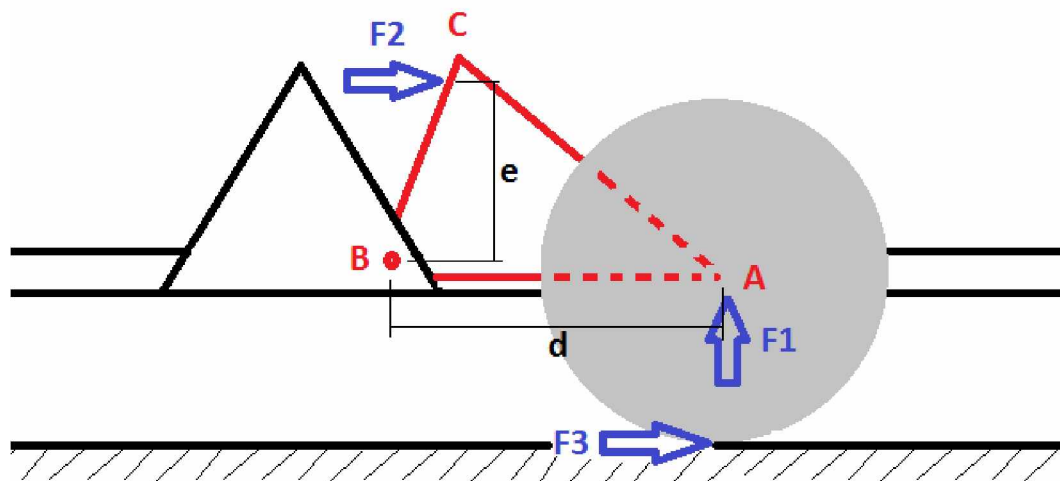


Figura 29. Esboço das forças atuantes no braço.

Fonte: Próprio autor

De acordo com a Figura 29 temos que a força F1 é a fração do peso bruto do reboque suportada por cada roda, F2 é a força realizada pela bolsa pneumática, “d” é o comprimento do braço correspondente à distância entre o eixo B e o ponto de fixação da roda (A) e “e” é a distância entre o eixo B e o ponto C de aplicação da força do atuador pneumático. É possível relacionar a força F2 que será exercida pela bolsa com a força F1 calculando-se o somatório dos momentos em torno do eixo em B e igualando a zero, de onde se obtém as Equações 12 e 13:

$$F2(e) = F1(d) \quad (12)$$

$$\therefore F2 = \frac{F1(d)}{e} \quad (13)$$

Considerou-se ainda uma eventual situação de frenagem de emergência em que as rodas venham a travar, caso em que surgiria a força F_3 de atrito do pneu do reboque com a via, com módulo estimado em no máximo 0,8 vezes o valor de F_1 . Neste caso as equações ficariam da seguinte maneira, onde $(b + c)$ equivale à distância entre o solo e o eixo em B:

$$F_2(e) = F_1(d) + F_3(b + c) \quad (14)$$

$$F_3 = 0,8(F_1) \quad (15)$$

$$F_2 = \frac{F_1(d + 0,8b + 0,8c)}{e} \quad (16)$$

Observa-se por estas equações que a força F_2 , que é um dos principais parâmetros necessários para a especificação do atuador pneumático, está relacionada não só com a força F_1 do peso do reboque, mas também com as dimensões “d” e “e” do braço da suspensão.

Além da carga à qual estará sujeito, outros parâmetros necessários para a especificação do atuador pneumático são o comprimento máximo, e o ângulo de deslocamento. A Figura 30 ilustra as medidas da geometria da suspensão do reboque que influenciarão na determinação desses parâmetros.

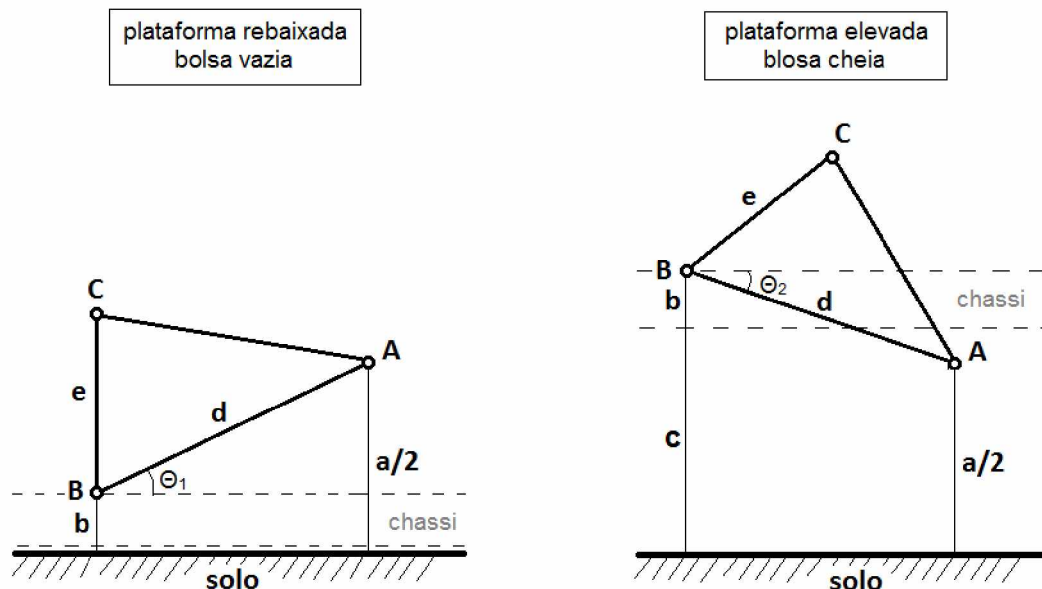


Figura 30. Parâmetros envolvidos na determinação das medidas do braço.

Fonte: Próprio autor

De acordo com a Figura 30 tem-se que:

- O esboço da esquerda mostra a posição do braço quando a plataforma está totalmente rebaixada;
- O esboço da direita mostra a posição do braço quando a plataforma está totalmente elevada;
- O triângulo de vértices “A”, “B” e “C” representa o braço da suspensão do reboque;
- A faixa compreendida entre as linhas tracejadas representa o perfil da plataforma;
- “A” é o ponto central de fixação da roda do reboque ao braço da suspensão;
- “B” é o eixo ao redor do qual o braço descreve um movimento angular;
- “C” é o ponto central de aplicação da força do atuador pneumático;
- “a” é o diâmetro do pneu, e “a/2” seu raio;
- “b” é a altura do perfil do chassi mais a distância até o eixo B;
- “c” é a distância entre o solo e a plataforma quando elevada;
- “d” é o comprimento do braço correspondente à distância entre o eixo B e o ponto de fixação da roda A;
- “e” é a distância entre o eixo B e o ponto C de aplicação da força da bolsa;
- Θ_1 é o ângulo formado entre o braço e o chassi do reboque quando rebaixado;
- Θ_2 é o ângulo formado entre o chassi e o braço quando a plataforma está elevada.

Os valores dos ângulos Θ_1 e Θ_2 podem ser obtidos por meio das Equações 17 e 18:

$$\theta_1 = \arcsen\left(\frac{\frac{a}{2} - b}{d}\right) \quad (17)$$

$$\theta_2 = \arcsen\left(\frac{b + c - \frac{a}{2}}{d}\right) \quad (18)$$

Chamando de Θ o ângulo correspondente à soma de Θ_1 e Θ_2 , temos que Θ é o deslocamento angular máximo ao qual a bolsa estará sujeita, e o comprimento máximo “f” que a bolsa assumirá é dado pelas Equações 19 e 20:

$$f = (\Theta \cdot e) \quad (19)$$

$$\Theta = \Theta_1 + \Theta_2 \quad (20)$$

Sabendo que o maior deslocamento angular suportado pelas bolsas pneumáticas da Firestone é de 30° e que cada modelo possui capacidades diferentes de deslocamento linear e aplicação de força, as dimensões do braço da suspensão e a altura máxima que a plataforma poderá ser elevada, ilustradas na Figura 30, serão

determinadas de modo que seja possível especificar um modelo de atuador pneumático capaz de atender a todos os requisitos.

Foram testadas várias combinações de valores desses parâmetros até que fosse encontrada uma solução satisfatória. Um grande dificultador desse procedimento foi o fato de não poder selecionar bolsas com diâmetro superior a 300 mm. As bolsas que possuem diâmetros maiores possuem também maiores capacidades de carga e deslocamento, no entanto foi estipulado anteriormente que a largura útil da plataforma seria de 2,00 metros, e para que o reboque fosse projetado dentro do limite de largura estipulado pela legislação restou o espaço de apenas 300 mm para os componentes da suspensão.

Dois dos parâmetros com maior ênfase neste procedimento são as dimensões “e”, que é a distância entre o eixo B e o ponto de fixação da bolsa no braço; e “d”, que é a distância entre o eixo B e o eixo da roda. Como pode ser comprovado pelas Equações 12 e 13, fixando-se o valor de “d”, quanto maior for o valor de “e”, menor a carga à qual a bolsa estará sujeita, o que facilita sua seleção dentre os modelos disponíveis. Em contrapartida, como pode ser observado pela Equação 19, aumentando-se o valor de “e” aumenta-se também o valor do comprimento máximo que o atuador precisará desenvolver, o que restringe sua seleção dentre os modelos disponíveis.

Outro parâmetro que interfere no comprimento máximo a ser praticado pela bolsa é a altura máxima que a plataforma será elevada, representada por “c”. Como pode ser observado pelas Equações 18, 19 e 20, quanto maior o valor de “c” maior o valor de Θ_2 , e consequentemente maiores serão os valores de Θ e “f”, dificultando a escolha de um modelo compatível.

De acordo com o catálogo da Tecni-Ar, não há nenhum modelo de bolsa do tipo com 3 convoluções ou de manga reversível que possua diâmetro inferior a 300 mm, sendo assim a utilização de modelos desse tipo foi logo descartada. Comparando-se os modelos com diâmetro de até 300 mm dos tipos com 1 ou 2 convoluções, optou-se pelos de 2, por possuírem maiores comprimentos e suportarem maiores cargas. Dentre os modelos do tipo com 2 convoluções que atendem o limite de diâmetro, o modelo 20-2 é o que possui os maiores deslocamento e capacidade de carga.

Considerando então a utilização do modelo 20-2, depois de adotados valores de “e” e “d” de tal forma que a força F2 pudesse ser suportada pela bolsa, constatou-se que a maior altura que a plataforma poderia ser elevada seria cerca de 250 mm. Houve um esforço em conseguir uma configuração da suspensão que permitisse que a plataforma pudesse ser elevada até cerca de 400 mm. Por se tratar de um reboque de eixos centrais de grande comprimento, este possui um elevado comprimento em balanço na traseira, fato que se somado a uma distância muito pequena do solo, resultará em um ângulo de saída muito pequeno, como pode ser observado na Figura 31.

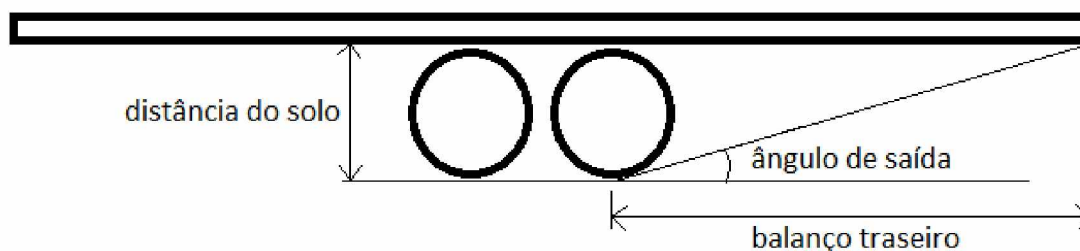


Figura 31. Ângulo de saída do reboque.

Fonte: Próprio autor

Um veículo com ângulo de saída muito pequeno dificilmente conseguirá trafegar por vias mais irregulares como grande parte das ruas brasileiras, ou atravessar rampas com acentuados ângulos de inclinação. Visto isso, na tentativa de obter uma altura máxima de elevação em torno de 400 mm, optou-se pela utilização de duas bolsas do modelo 20-2 em série, no conjunto de cada roda do reboque. Utilizando-se duas bolsas em série, a carga à qual cada uma estará sujeita será a mesma do caso em que só se utilizaria uma bolsa, por outro lado o deslocamento máximo será dobrado.

Em resumo, depois de analisadas várias combinações entre os parâmetros “a”, “b”, “c”, “d” e “e”, obtiveram-se valores de Θ , “f” e F2 que puderam ser atendidos por pelo menos um dos modelos de bolsas disponíveis para seleção. Os valores adotados estão mostrados na Tabela 6.

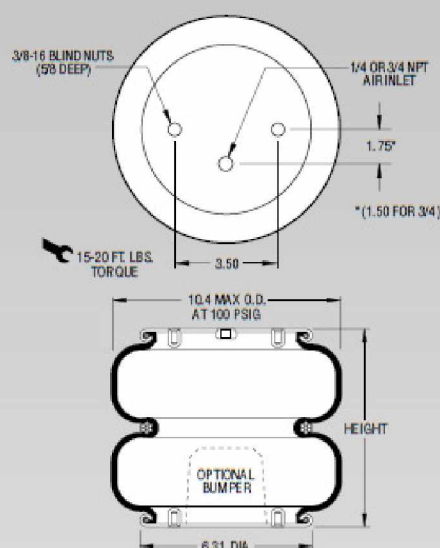
Tabela 6. Parâmetros da geometria da suspensão adotados.

a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	e [mm]	Θ [graus]	f [mm]	F1 [kg]	F2 [kg]	F2 com frenagem [kg]
650	110	400	500	300	47	247	625	1042	1892
650	110	400	500	432	47	356	---	---	---

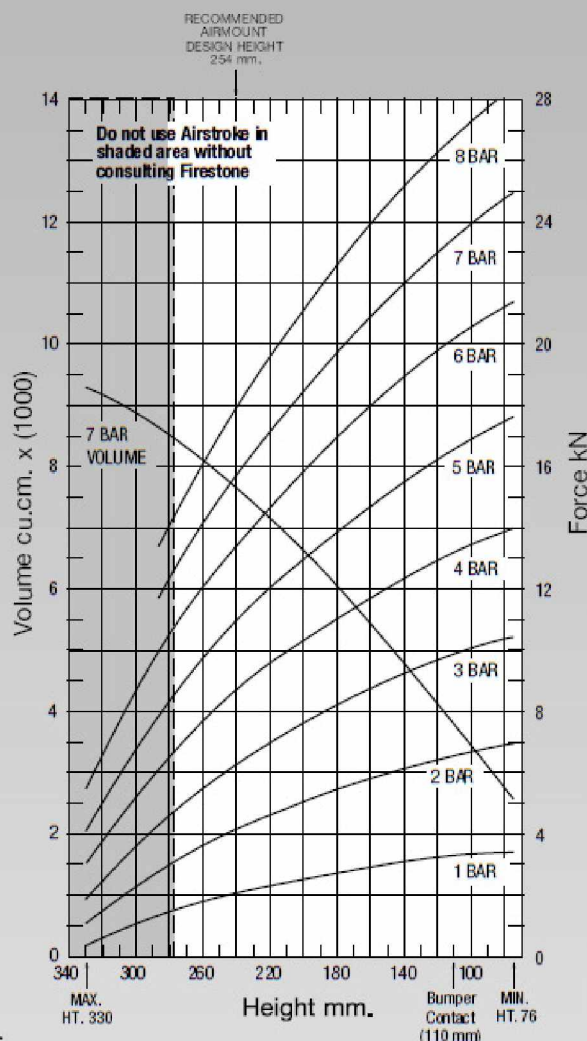
A página do catálogo da Firestone que contém as especificações técnicas do modelo de bolsa selecionado é apresentado a seguir na Figura 32.

NOTE: All Assembly Order Numbers are for bead plate parts unless noted otherwise.

	Description	Assembly Order No.
Style 20-2	Blind nuts, 1/4 BSP	W01-M58-6183
	Blind nuts, 3/4 BSP	W01-M58-6194
Two Ply Bellows	Countersunk steel bead rings, 40 mm bolts, nuts, washers	W01-M58-6880
	Rubber bellows only	W01-358-0305
Assembly weight.....		3.50 kg.
Force to collapse to minimum height (@ 0 BAR)		75 N.



NOTE: A bead plate part is shown. This part is also available with bead rings. See pages 8-10 for explanation.



See page 12 for instructions on how to use chart.

Dynamic Characteristics at 254 mm Design Height (Required for Airmount isolator design only)			
Gauge Pressure (BAR)	Load (kN)	Spring Rate (kN/m)	Natural Frequency Hz
3	5.71	71	1.76
4	8.12	91	1.67
5	10.15	108	1.63
6	12.45	126	1.59
7	14.58	144	1.57

Force Table (Use for Airstroke™ actuator design)							
Assembly Height (mm)	Volume @ 7 BAR (cu cm)	EFF Area @ 7 BAR (cm sq)	kN Force				
			@3 BAR	@4 BAR	@5 BAR	@6 BAR	@7 BAR
280	8531	175	4.52	6.43	8.27	10.41	12.28
260	8130	201	5.43	7.58	9.65	11.97	14.05
240	7682	223	6.24	8.60	10.86	13.36	15.63
220	7189	244	6.96	9.51	11.95	14.61	17.07
200	6637	263	7.58	10.31	12.94	15.79	18.43
180	6048	282	8.16	11.03	13.85	16.91	19.73
160	5424	299	8.70	11.70	14.71	17.96	20.96
140	4770	315	9.23	12.33	15.49	18.89	22.02

Figura 32. Especificações técnicas da bolsa modelo 20-2.

Fonte: http://firestoneip.com/-/media/www/fsip/files/ManufacturingIndustrial/Design%20manuals/MEMDG_2014_FINAL.pdf

Conforme observa-se na Tabela 6 o deslocamento angular obtido de 47° , depois de dividido entre as duas bolsas, restará $23,5^\circ$ para cada uma, valor este situado dentro do limite tolerado de 30° , de acordo com o catálogo do fabricante.

As duas linhas da Tabela 6 foram inseridas com valores diferentes de “e”. Como pode ser observado na Figura 32 que traz as especificações técnicas da bolsa, sua capacidade de carga varia com a alteração do seu deslocamento. Conforme consta no catálogo da Firestone, quando as bolsas forem utilizadas em movimentos angulares será considerado como comprimento máximo o comprimento da extremidade externa da bolsa, e como carga máxima suportada a correspondente ao comprimento da linha de centro, como mostrado na Figura 33.

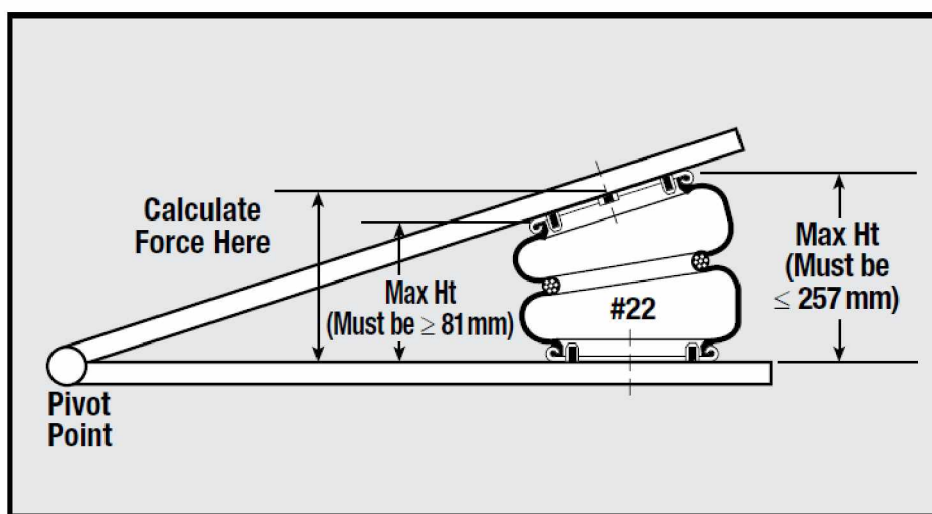


Figura 33. Bolsas sujeitas a movimentos angulares.

Fonte: http://firestoneip.com/-/media/www/fsip/files/ManufacturingIndustrial/Design%20manuals/MEMDG_2014_FINAL.pdf

Sendo assim, a primeira linha da Tabela 6 possui o valor de “e” igual a 300 mm, que corresponde à distância entre o eixo B e o ponto central de instalação do atuador, e foi utilizada para o cálculo da força à qual a bolsa estará sujeita. E a segunda linha da mesma tabela possui o valor de “e” igual a 432 mm, que corresponde à distância entre o eixo B e a extremidade externa da bolsa, dada por 300 mm mais a metade do diâmetro de 264 mm da bolsa, e foi utilizada para calcular o maior comprimento que o atuador precisará descrever.

Conforme observa-se pela Tabela 6, o maior deslocamento ao qual as bolsas estarão sujeitas equivale a 356 mm, que dividido entre dois atuadores, corresponde a um curso requerido de 178 mm para cada. A Firestone recomenda que a bolsa seja utilizada como atuador somente na área em branco do gráfico de força por altura mostrado na Figura 32. A bolsa efetuará um deslocamento de 178 mm a partir de sua altura mínima, que foi considerada como 90 mm dada uma pequena margem de segurança em relação ao mínimo de 76 mm estipulado pelo gráfico. Sendo assim, o comprimento máximo que a bolsa assumirá corresponde aos 90 mm de altura mínima mais 178 mm de deslocamento, equivalendo a 268 mm, que está dentro do limite de

comprimento máximo tolerado pelo modelo, como pode ser observado pelo gráfico da Figura 32.

Por fim, a força máxima que o atuador é capaz de suportar varia em função do seu deslocamento e pressão. O deslocamento da linha de centro requerido é igual a 247 mm, como mostrado na primeira linha da Tabela 6. Dividindo esse valor entre os dois atuadores e somando ao comprimento mínimo de cada um, obtém-se o comprimento de 214 mm. Observa-se pelo gráfico de força por altura da Figura 32 ou pela tabela de força contida na mesma figura, que o modelo é capaz de suportar uma força de até aproximadamente 17000 N, ou cerca de 1700 kg, quando atuando com o deslocamento correspondente a cerca de 220 mm. Observa-se que este valor é bem superior ao valor de F2 demandado, de acordo com a Tabela 6. O valor é um pouco inferior à força requerida no caso de uma frenagem em que a roda venha a travar, no entanto considerando-se que este trata-se de um caso extremo e que a bolsa pneumática da Firestone é dimensionada com um fator de segurança de aproximadamente 3 vezes, considerou-se que o modelo selecionado é compatível e atende aos requisitos de projeto.

Ainda de acordo com a tabela de força da Figura 32 e com a Tabela 6, considerando-se a força F2 igual a 1042 kg aplicada pela bolsa em condições normais de rodagem, sob um deslocamento de cerca de 220 mm, observa-se que a pressão de ar requerida será entre 4 e 5 bar. Dessa forma pode-se estipular a pressão do reservatório e de saída do compressor como 7 ou 8 bar.

É importante ressaltar que o dimensionamento acima apresentado foi realizado considerando-se como peso bruto total do reboque o valor de 2500 kg, e não de 2800 kg como pretendido no início do projeto. Observa-se na Tabela 6 que o valor de F1 foi estipulado em 625 kg, que corresponde ao PBT de 2500 dividido pelas quatro rodas. Considerou-se que se adotado um PBT de 2800 kg, o valor requerido de F2 seria arriscado para a situação de uma frenagem de emergência, chegando próximo dos 2300 kg.

4.7. Dimensionamento dos componentes da suspensão

O suporte e o braço da suspensão, mostrados nas Figuras 34 e 35, foram inicialmente modelados em CAD considerando a utilização de chapas de aço com espessura de 10 mm e os mesmos tubos utilizados nas longarinas.

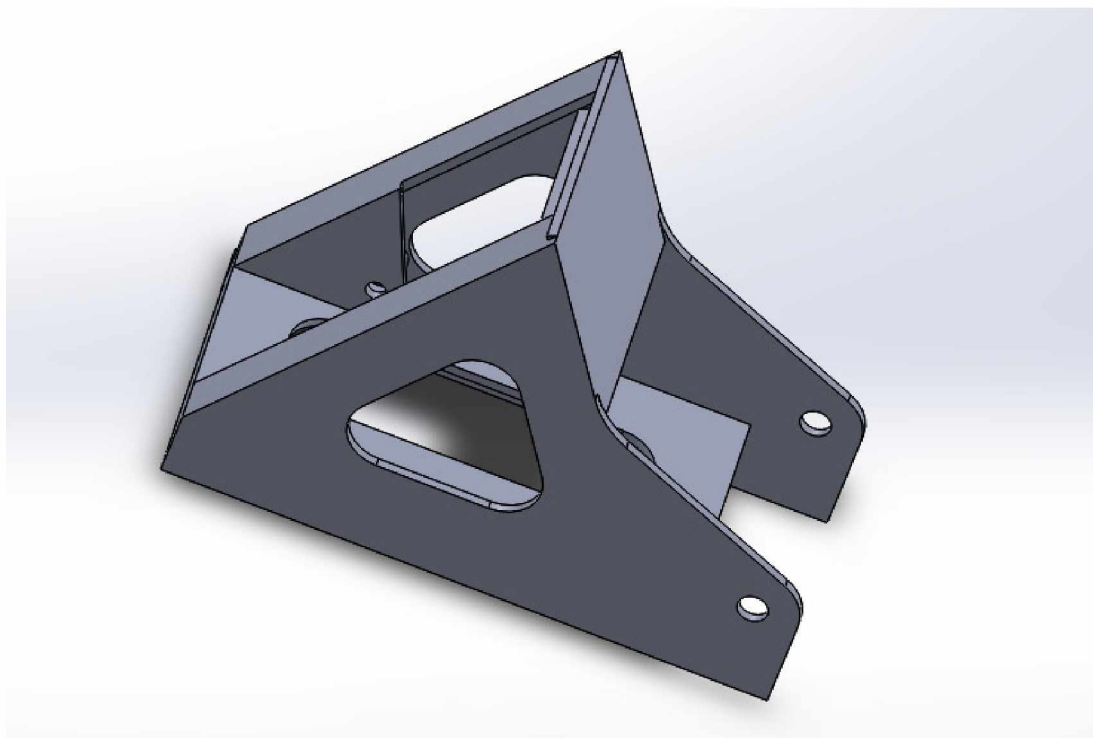


Figura 34. Suporte da suspensão.

Fonte: Próprio autor

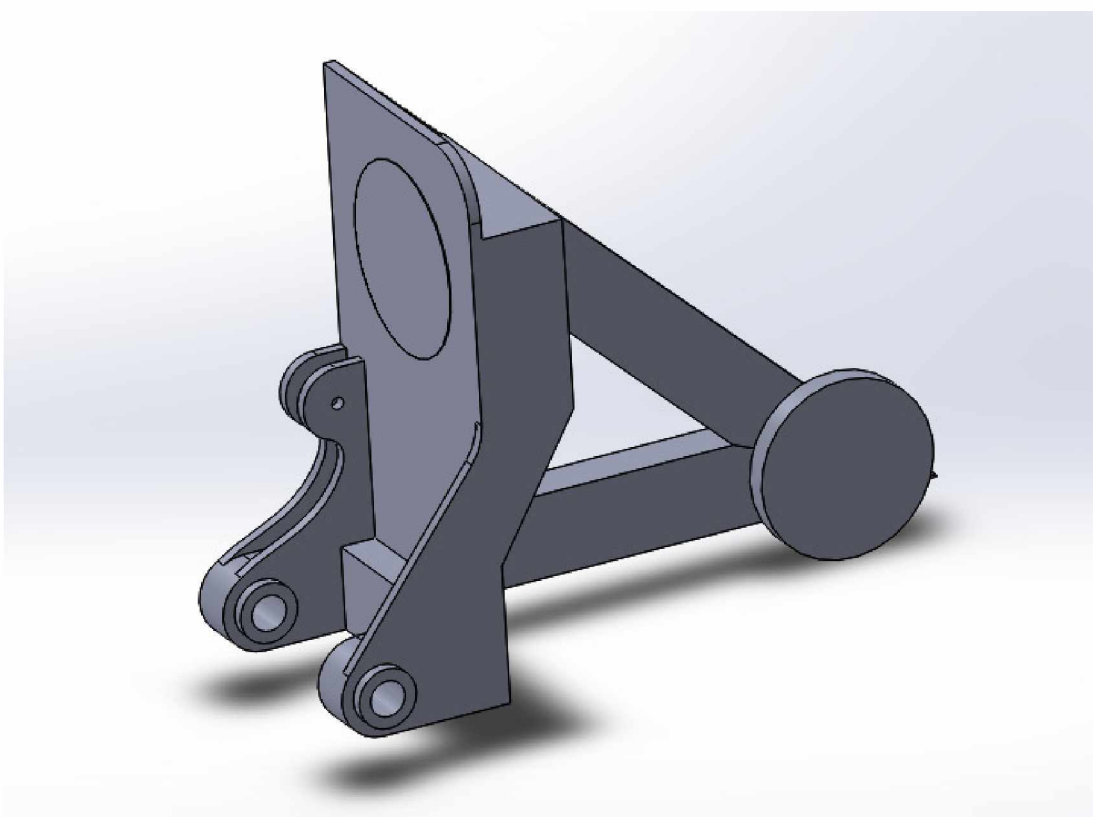


Figura 35. Braço da suspensão.

Fonte: Próprio autor

Posteriormente essas estruturas foram analisadas em um software de elementos finitos, o ANSYS, a fim de avaliar se o dimensionamento realizado será capaz de resistir aos esforços com segurança. A Figura 36 mostra os esforços aplicados ao braço para a realização da análise.

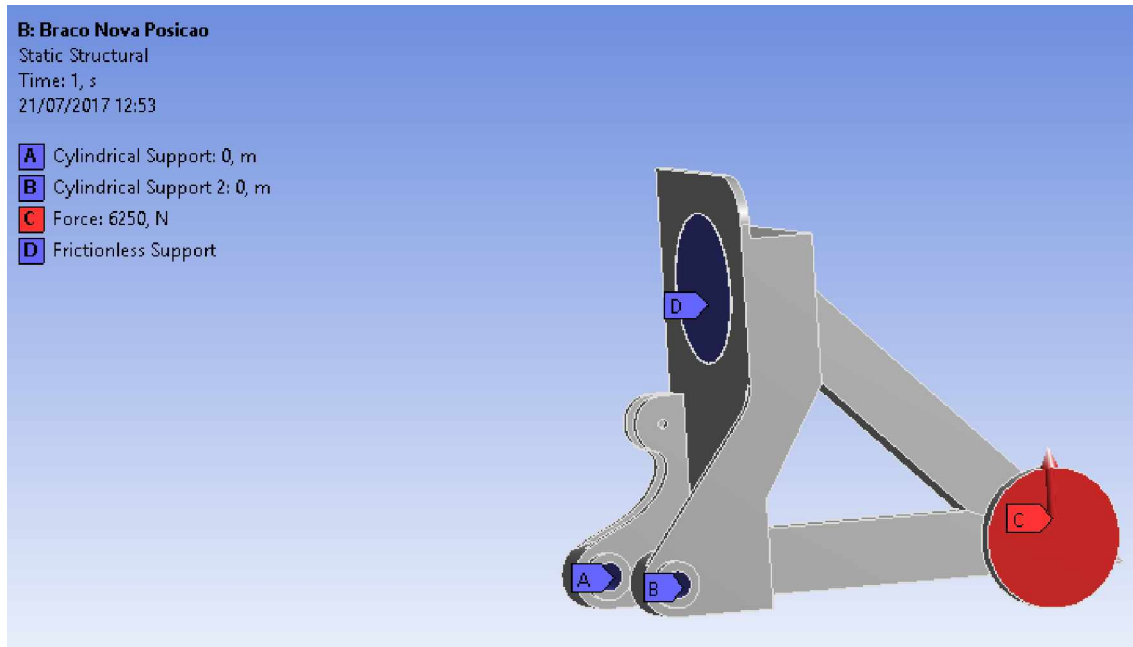


Figura 36. Esforços aplicados ao braço para análise.

Fonte: Próprio autor

Foi aplicada uma força para cima no local correspondente à instalação da roda, representada pela letra C. Na superfície de aplicação da força do atuador pneumático foi adicionado um suporte sem fricção, indicado por D, e nos pontos de contato com o eixo do braço foram adicionados suportes cilíndricos, indicados por A e B. Os suportes A e B tiveram restringidos os movimentos radial e axial e permitido o movimento tangencial, ou seja, de rotação. Os resultados obtidos da análise são apresentados nas Figuras 37 a 41.

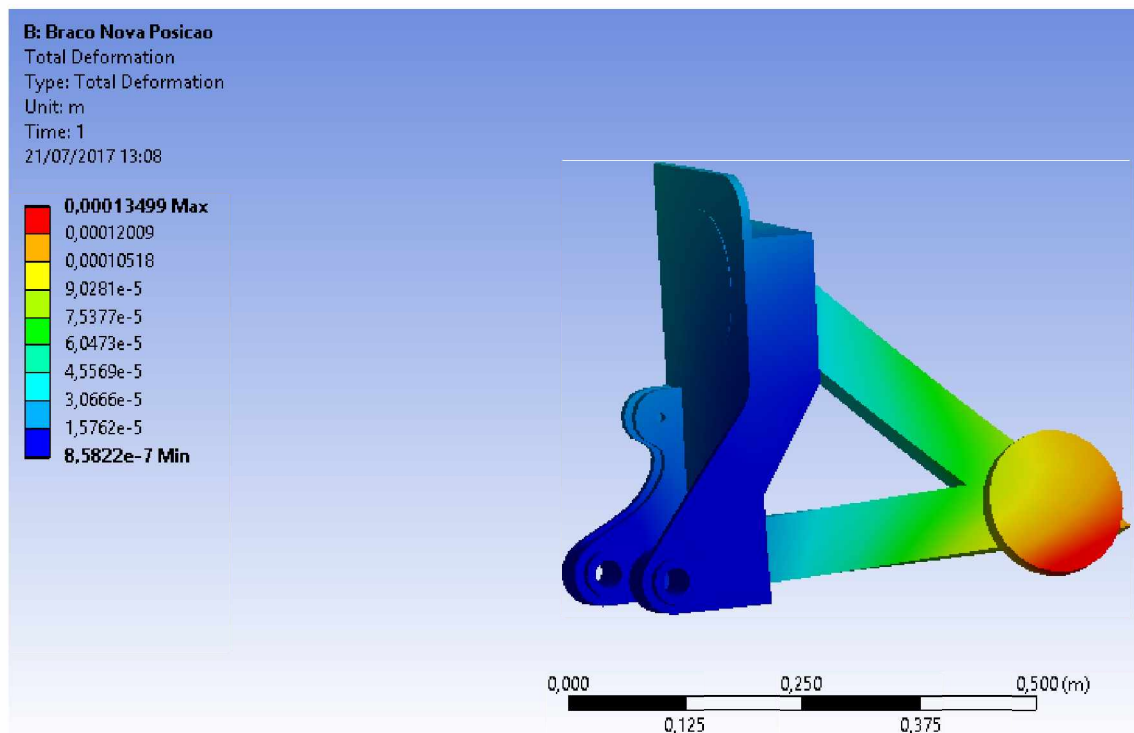


Figura 37. Deformação total do braço.

Fonte: Próprio autor

A Figura 37 apresenta o resultado da solução de deformação total. Pode-se observar que os pontos sujeitos às maiores deformações localizam-se próximos à roda, e a maior deformação calculada pelo programa foi de 0,1 mm, valor que não é considerado crítico para este projeto.

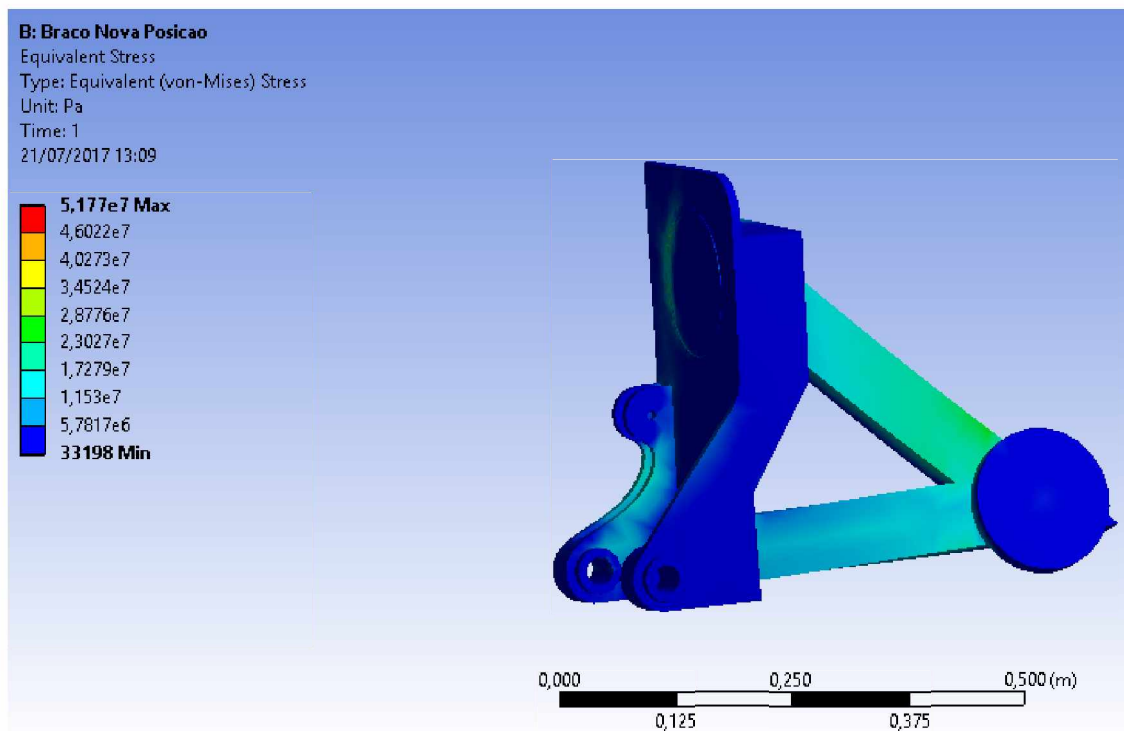


Figura 38. Tensão equivalente do braço.

Fonte: Próprio autor

A Figura 38 mostra o resultado da solução de tensão equivalente pelo método de Von-Mises. Nota-se que a maior tensão calculada pelo programa está próxima de 50 Mpa. Considerando o limite de escoamento do aço como 269 Mpa (TUPER, 2014), conclui-se que o dimensionamento da estrutura apresenta um resultado satisfatório, com coeficiente de segurança superior a 5.

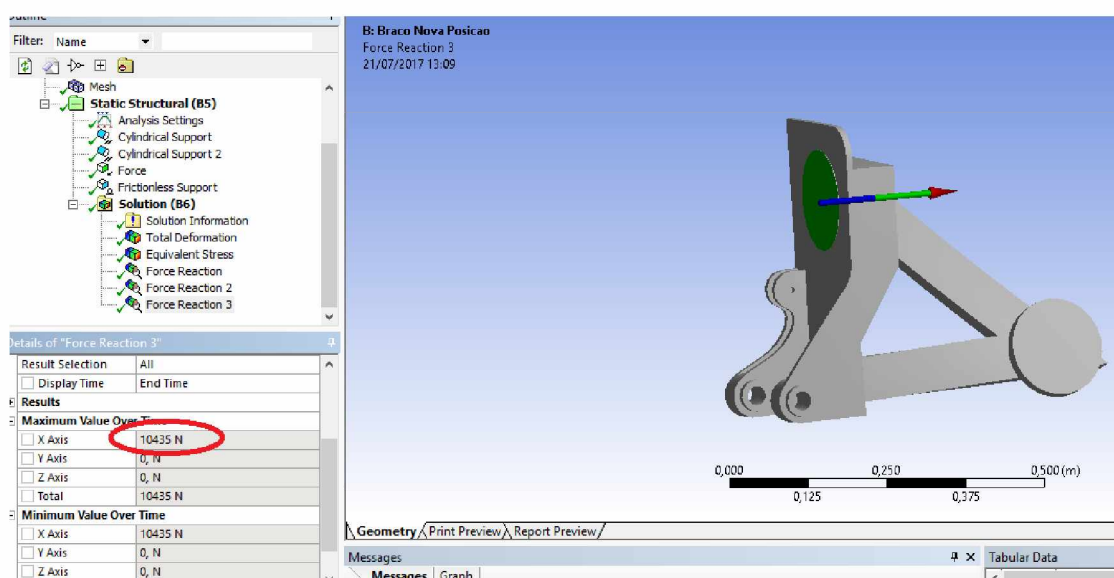


Figura 39. Reação exercida pela bolsa.

Fonte: Próprio autor

A Figura 39 mostra o valor da reação exercida pelo suporte adicionado no local de aplicação da bolsa. Como pode-se ver, o valor de 10435 N, ou cerca de 1044 kg, obtido na direção do eixo X, é praticamente igual à força F2 calculada anteriormente durante o dimensionamento do sistema pneumático, como mostrado na Tabela 6.

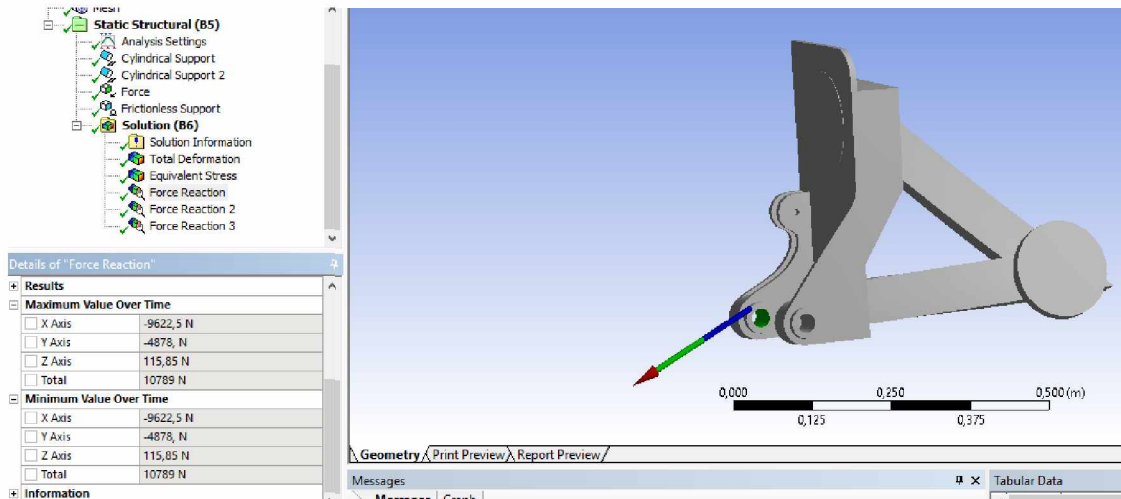


Figura 40. Reação exercida pelo suporte cilíndrico A.

Fonte: Próprio autor

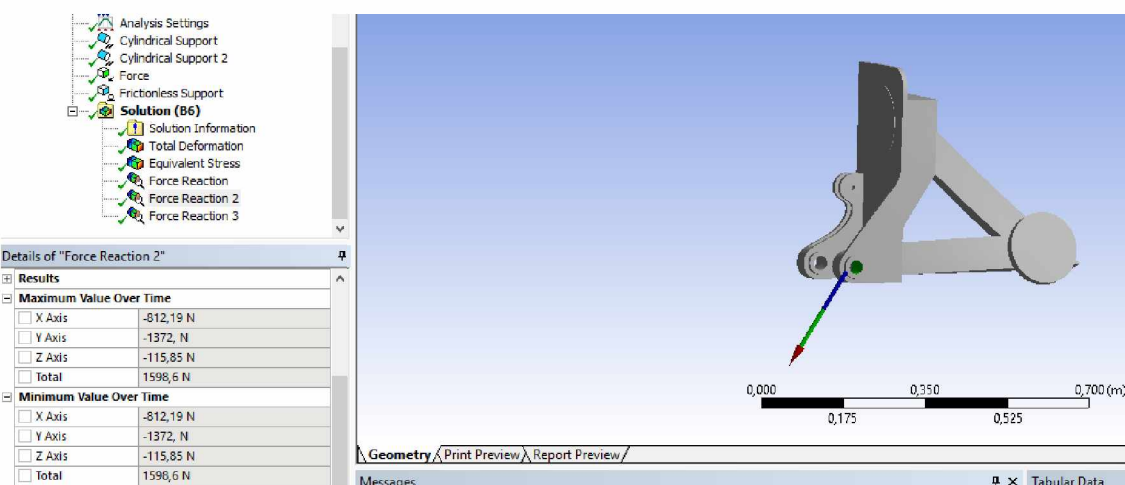


Figura 41. Reação exercida pelo suporte cilíndrico B.

Fonte: Próprio autor

As figuras 40 e 41 mostram os valores das reações exercidas pelos suportes cilíndricos. Esses valores serão agora utilizados para a análise da estrutura do suporte, aplicados ao local correspondente de transferência das forças do braço para o suporte. A Figura 42 mostra os esforços aplicados ao suporte para análise.

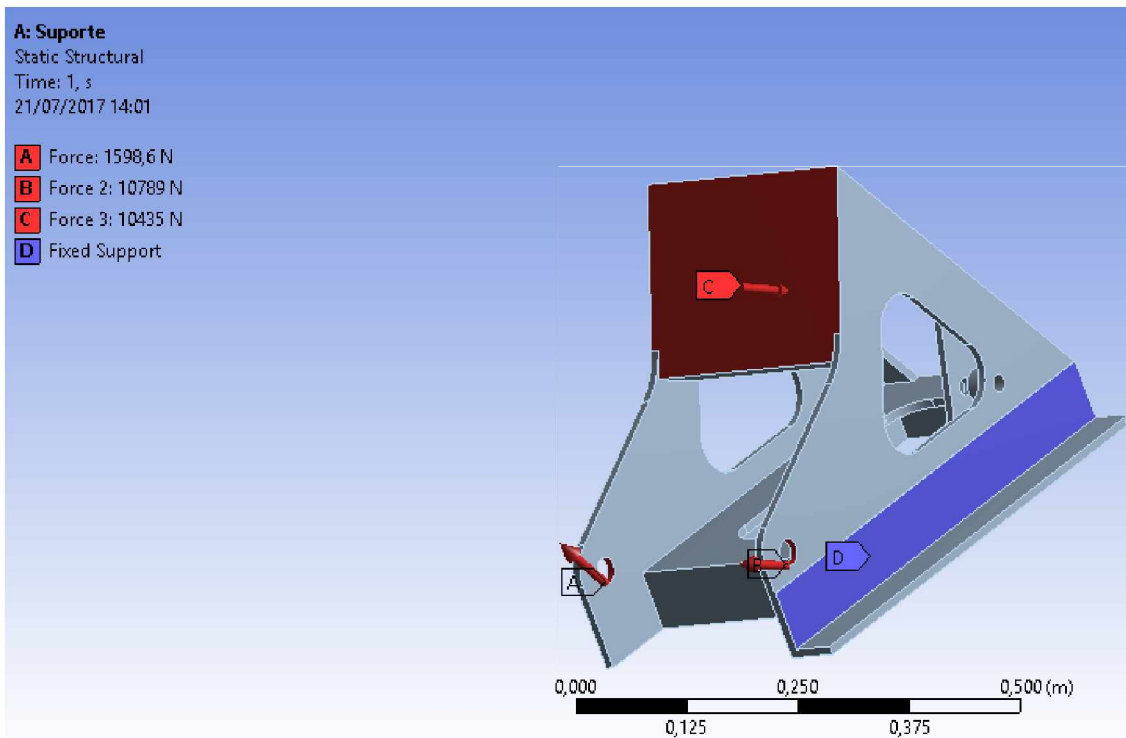


Figura 42. Esforços aplicados ao suporte para análise.

Fonte: Próprio autor

Foram adicionados nos locais de suporte do eixo do braço as forças A e B correspondentes às reações identificadas na análise do braço. A força C corresponde ao esforço realizado pela bolsa, e D indica o engaste adicionado à superfície que será soldada à longarina da plataforma. Os resultados obtidos estão apresentados nas Figuras 43 e 44.

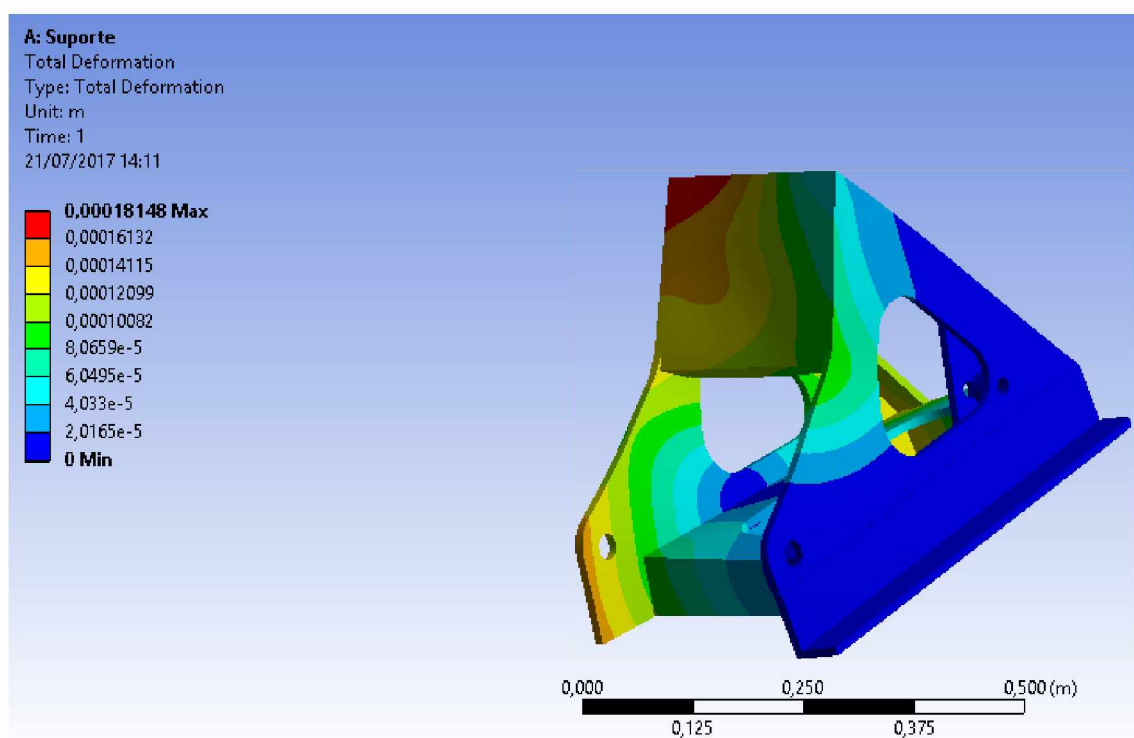


Figura 43. Deformação total do suporte.

Fonte: Próprio autor

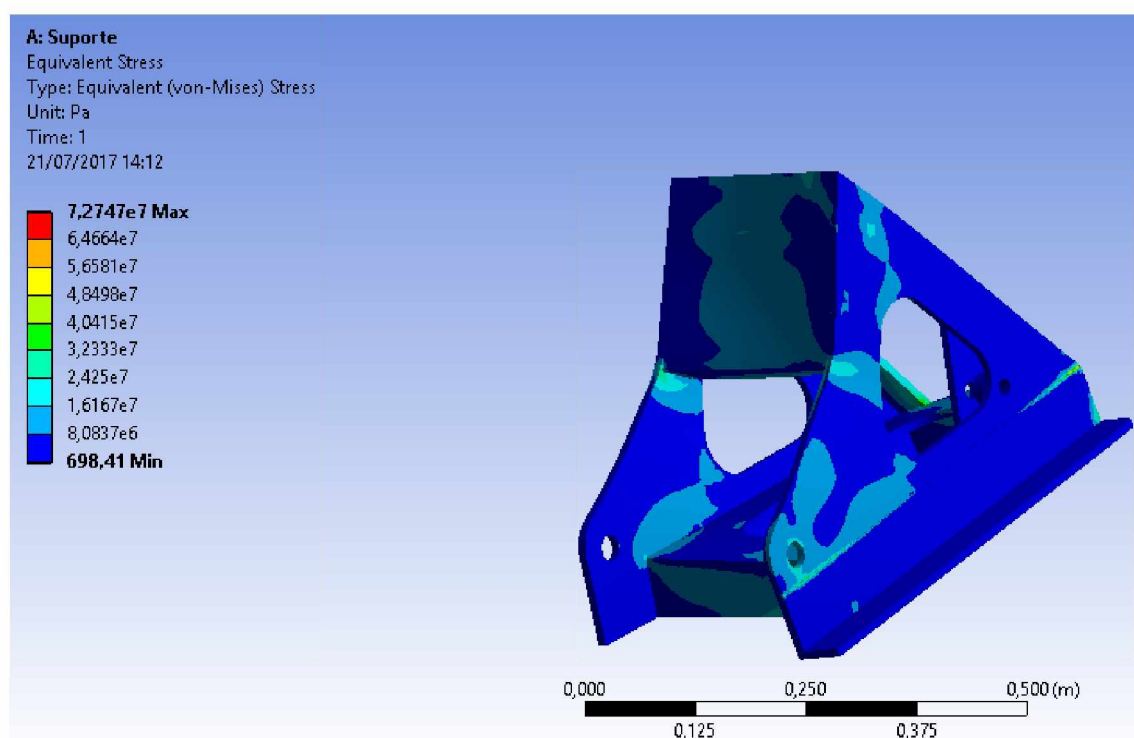


Figura 44. Tensão equivalente do suporte.

Fonte: Próprio autor

Observando-se as Figuras 43 e 44, conclui-se que o suporte da suspensão também apresentou resultados satisfatórios para a análise estrutural realizada, validando o dimensionamento realizado.

4.8. Sistema de freio inercial

De acordo com a legislação, todo reboque com mais de 750 kg de PBT deve possuir um sistema de freios. O freio inercial não tem nenhuma ligação com o sistema de freios do veículo de tração e tem seu funcionamento totalmente automático, diferente dos sistemas de freio dos automóveis comuns, que são acionados pelo motorista.

O freio inercial consiste em um dispositivo que é instalado no engate do reboque, e possui um pistão que quando pressionado, pressuriza as linhas de óleo de freio que vão para as rodas, acionando os mecanismos de freio. O funcionamento do dispositivo se dá à medida que o veículo que está tracionando o reboque freia. Nesse momento, por inércia, o reboque possui a tendência de continuar seu movimento e com isso pressiona o pistão do dispositivo de freio instalado no engate e efetua a frenagem das rodas.

O dispositivo possui funcionamento totalmente automático. Quanto maior a intensidade de frenagem do veículo trator, maior a força que atuará sobre o pistão, maior será a pressão do óleo de freio e consequentemente o reboque também será freado com maior intensidade. Da mesma forma, depois que o sistema entrar em equilíbrio as forças sobre o pistão cessarão e o reboque não terá mais os freios acionados.

A especificação do dispositivo de freio inercial é realizado em função do peso bruto total do reboque. A Figura 45 ilustra o dispositivo selecionado para o projeto, com capacidade para reboques com PBT de 2,5 toneladas.



Figura 45. Dispositivo de freio inercial para reboque.

Fonte: https://http2.mlstatic.com/sistema-freio-inercial-para-carretinha-reboque-25-c-freio-D_NQ_NP_507011-MLB20455181881_102015-F.jpg

5. Considerações Finais

Neste trabalho foi desenvolvido o projeto de um reboque com uma solução inovadora para o transporte de automóveis. A suspensão empregada faz uso de um sistema pneumático que permite o rebaixamento da plataforma e facilita o embarque e desembarque dos veículos transportados.

Foram executadas as etapas básicas do projeto de um veículo, como a adequação deste à legislação vigente, os requisitos a serem seguidos para que o produto atenda à finalidade para a qual está sendo desenvolvido, a concepção e dimensionamento das estruturas mecânicas do modelo.

A execução do projeto de um veículo é extremamente desafiadora. Especialmente quando este apresenta estruturas inovadoras diferentes das quais se está acostumado, como foi o caso da suspensão do reboque desenvolvido neste trabalho.

Foram encontradas inúmeras dificuldades durante o desenvolvimento do projeto, desde a dificuldade de se obter informações relativas à legislação, aos veículos e aos produtos a serem empregados, até o entendimento dos aspectos inerentes à estrutura que se propunha desenvolver. No entanto o trabalho foi desenvolvido do começo ao fim tendo em vista sua aplicabilidade no mercado. Foram selecionados produtos disponíveis para aquisição e a modelagem das peças foi realizada de modo a facilitar sua fabricação.

Foram utilizadas ferramentas modernas para realização de cálculos, modelagem e análise estrutural das peças, como o Matlab, SolidWorks e Ansys, além de ferramentas mais simples como Excel. E empregaram-se os conhecimentos de diversas áreas da engenharia.

O resultado final do projeto não é capaz de atender aos requisitos de transporte de todos os modelos de veículos listados no começo do trabalho. Os limites impostos pela legislação e pelos produtos disponíveis no mercado fizeram com que fosse preciso abrir mão da possibilidade de transportar carros mais largos que 2,00 m e mais pesados que 1500 kg, caso a estimativa de peso do reboque se confirme próximo de 1000 kg. O PBT inicialmente estimado em 2800 kg precisou ser diminuído para 2500 kg para possibilitar a seleção de um atuador pneumático.

No entanto o projeto aqui apresentado foi capaz de proporcionar o desenvolvimento de um veículo com uma solução inovadora para o transporte de automóveis, possível de ser fabricado e emplacado de acordo com as normas brasileiras.

Referências

- BRASIL. Lei n. 9503, de 23 de setembro de 1997. Institui o Código de Trânsito Brasileiro. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L9503Compilado.htm>
- DENATRAN. Departamento Nacional de Trânsito, 2017. Resoluções. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/resolucoes>>
- REIS, Bernardo P. Plataforma para rebocar veículos com suspensão pneumática. Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial, 2014. Disponível em: <<http://www.respostatecnica.org.br/resposta-tecnica?rt=MzAxMTk=>>>
- OLIVEIRA, Larissa de. Reboque Automotivo. Instituto Euvaldo Lodi, 2016. Disponível em <<http://www.respostatecnica.org.br/>>
- PAEZ, Leandro Alexis de Donato. Aplicabilidade de molas pneumáticas na indústria e projeto básico de um acoplador pneumático. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2009/Trabalhos%20 finais/TCC_028_2009.pdf>
- BRANCO, Rodolfo Ramos Castelo. Proposta de Desenvolvimento de Suspensão veicular ativa utilizando um sistema pneumático. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande, 2010. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-1817.pdf>>
- FIRESTONE. Engineering Manual & Design Guide. Airstroke Actuators and Airmount Isolators, United States of America 2013. Disponível em: < http://firestoneip.com/-/media/www/fsip/files/ManufacturingIndustrial/Design%20manuals/MEMDG_2014_FINAL.pdf>
- MENDES, Renato. Reportagem. Força Bruta: quem pode mais? 2010. Disponível em: <<http://www.carroseacessorios.com.br/noticias-detahes.php?id=4947>>
- TOYOTA. Hilux 2017 – Ficha Técnica. Disponível em: <<https://carroscamcanzi.com.br/wp-content/uploads/2016/08/ficha-t%c3%a9cnica-Hilux-Flex-2017.pdf>>
- TUPER. Tabela Técnica de Produtos. 2014. Disponível em: <http://www.tuper.com.br/wp-content/uploads/2014/05/tuper_tabela_tecnica.pdf>
- RUIZ, Danilo Gonçalves Gregório Barbosa Jomone Brunozzi. Projeto de Adequação e atualização de uma Estrutura BAJA SAE. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2014.
- FILHO, Romulo Rossi Pinto. Concepção, Projeto e Otimização de uma Estrutura para Aplicação em Veículo de Uso Misto. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2004.
- TUBOS OLIVEIRA. Catálogo de Produtos. Guarulhos. Disponível em: <http://tubosoliveira.com.br/wp-content/uploads/2017/07/cat_a3_tubos_v03_170704_ea.pdf>
- FIBRAÇO, Estruturas Metálicas. São Paulo. Disponível em: <http://tubosoliveira.com.br/wp-content/uploads/2017/07/cat_a3_tubos_v03_170704_ea.pdf>
- TECNI-AR. Catálogo Produtos Firestone. Contagem. Disponível em: <<http://www.tecniar.com.br/downloads-tecniar/firestone/#>>>

Apêndice

Apêndice A – Normas do CONTRAN

São mostradas na Tabela abaixo as duas normas do CONTRAN às quais este trabalho faz referência, e outras normas que as alteram ou acrescentam.

Assunto	Norma	Data	Publicação	Assunto	Situação
1	Resolução 210	13.11.06	22.11.06	Estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres e dá outras providências.	Em vigor Alterada pelas Resoluções 284, 326, 577/16 , 608/16 , 625/16 e 628/16 e pela Deliberação 105/10
1	Resolução 284	01.07.08	03.07.08	Acresce § 3º ao art. 9º da Resolução nº 210/2006, do CONTRAN, para liberar da exigência de eixo auto direcional os semirreboques com apenas dois eixos distanciados.	Em vigor
1	Resolução 326	17.07.09	24.07.09	Altera os artigos 11 e 12 da Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres dá outras providências.	Revogada pela Resolução Contran 373/11 Altera a Resolução Contran nº 210/06
1	Resolução 577	24.02.16	26.02.16	Altera a Resolução CONTRAN nº 210, de 13 de novembro de 2006, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres.	Altera a Resolução 210/06
1	Resolução 608	24.05.16	30.05.16	Acrescenta o Art. 12-A e parágrafo único a Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que estabelece os limites de	Altera a Resolução 210/06

				peso e dimensões para veículos que transitam por vias terrestres e dá outras providências.	
1	Resolução 625	19.10.16	21.10.16	Altera o art. 2-A, da Resolução CONTRAN nº 210, de 13 de novembro de 2006, com redação dada pela Resolução CONTRAN nº. 502, de 23 setembro de 2014.	Revoga a Deliberação 151/2016 ; Altera a Resolução 210/06
1	Resolução 628	30.11.16	30.11.16	Altera a Resolução CONTRAN nº 210, de 13 de novembro de 2006, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres e dá outras providências.	Altera a Resolução 210/06
1	Deliberação 105		27.12.10	Altera o artigo 11 da Resolução 210, de 13 de fevereiro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, alterado pela Resolução 326, de 17 de julho de 2009. Em vigor Altera a Resolução Contran 210/06 Revoga a Resolução Contran 326/09 Referendada pela Resolução Contran 373/11	
1	Resolução 373	18.03.11	23.03.11	Referenda a Deliberação nº 105, de 21 de dezembro de 2010 do Presidente do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que altera o artigo 11 da Resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do CONTRAN, alterado pela Resolução nº 326, de 17 de julho de 2009.	Em vigor Revoga a Resolução Contran 326/09
2	Resolução 14	06.02.98	12.02.98	Estabelece os equipamentos obrigatórios para a frota de veículos em circulação e dá outras providências.	Acrescida pelas Resoluções nº 34/98, 43/98, 87/99 e 44/98, 46/98 e 129/01. Alterada pelas Resoluções 87, 228, 259 e 592/16
2	Resolução 34	21.05.98	22.05.98	Complementa a Resolução nº 14/98 do CONTRAN,	Em vigor

				que dispõe sobre equipamentos obrigatórios para os veículos automotores.	
2	Resolução 43	21.05.98	22.05.98	Complementa a Resolução nº 14/98, que dispõe sobre equipamentos de uso obrigatório nos veículos automotores.	Em vigor
2	Resolução 87	04.05.99	06.05.99 e Republicada em 19.07.99	Estabelece os equipamentos obrigatórios para a frota de veículos em circulação e dá outras providências.	Alterada pela Resolução 103/99
2	Resolução 103	21.12.99	06.01.00	Prorroga o prazo para a entrada em vigor do disposto no art. 1º da Resolução no 87, de 04 de maio de 1999, que alterou a Resolução no 14/98-CONTRAN.	Extinta pelo cumprimento de seu prazo
2	Resolução 44	21.05.98	22.05.98	Dispõe sobre os requisitos técnicos para o encosto de cabeça.	Em vigor
2	Resolução 46	21.05.98	22.05.98	Estabelece os equipamentos de segurança obrigatórios para as bicicletas.	Em vigor
2	Resolução 129	06.08.01	03.09.01	Estabelece os requisitos de segurança e dispensa a obrigatoriedade do uso de capacete para o condutor e passageiros do triciclo automotor com cabine fechada, quando em circulação somente em vias urbanas.	Em vigor
2	Resolução 228	02.03.07	08.03.07	Dar nova redação ao item “10” do inciso IV do art. 1º da Resolução nº 14, de 6 de fevereiro de 1998, do CONTRAN.	Em vigor. Altera a Resolução Contran 14/98
2	Resolução 259	30.11.07	06.12.07	Altera a Resolução nº 14, de 06 de fevereiro de 1998 e dá outras providências.	Em vigor
2	Resolução 592	24.05.16	27.05.16	Incluir o inciso VII no art. 2º da Resolução nº 14, de 6 de fevereiro de 1998, do CONTRAN.	Altera a Resolução 014/98

Apêndice B – Script Matlab

Script em Matlab utilizado para resolver as equações e plotar o diagrama de momento fletor da longarina.

```
clear; clc; close all;

%Informações
FD = 500; %kg
FT = 500; %kg
P = 72; %kg/m
FE = 24; %kg
FRD = 740; %kg
FRC = 740; %kg
CT = 7; %m
DE = 2.7; %m
DR = 4.1; %m
BR = 1; %m
DA = 1.146; %m

z = 0:0.1:CT;

for iz=1:length(z)
    M(iz) = FE*z(iz) - P*z(iz)*z(iz)/2;
    if z(iz) > (DR-DA)
        M(iz) = M(iz) - FD * (z(iz) - (DR-DA));
    end
    if z(iz) > (DR-BR)
        M(iz) = M(iz) + FRD * (z(iz) - (DR-BR));
    end
    if z(iz) > (DR+BR)
        M(iz) = M(iz) + FRC * (z(iz) - (DR+BR));
    end
    if z(iz) > (DR+DE-DA)
        M(iz) = M(iz) - FT * (z(iz) - (DR+DE-DA));
    end
end

plot(z,M);
grid on;
```

Apêndice C – Cálculo de I_x/y da seção da viga

O momento de inércia de um retângulo em relação ao seu eixo centroidal, como mostrado na Figura 46, é dado pela Equação 21:

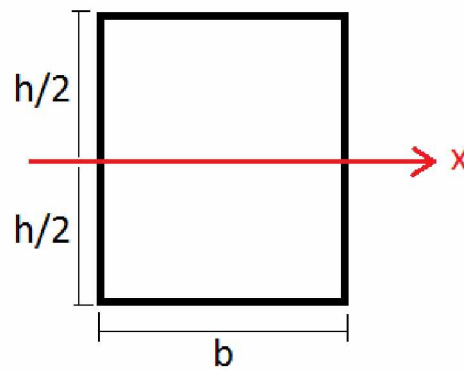


Figura 46. Momento de inércia de um retângulo.

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad (21)$$

O momento de inércia do perfil de um tubo retangular pode ser obtido subtraindo-se o momento de inércia do retângulo formado pelas paredes internas, do momento de inércia do retângulo formado pelas paredes externas do tubo. A Figura 47 e a Equação 22 mostram isso.

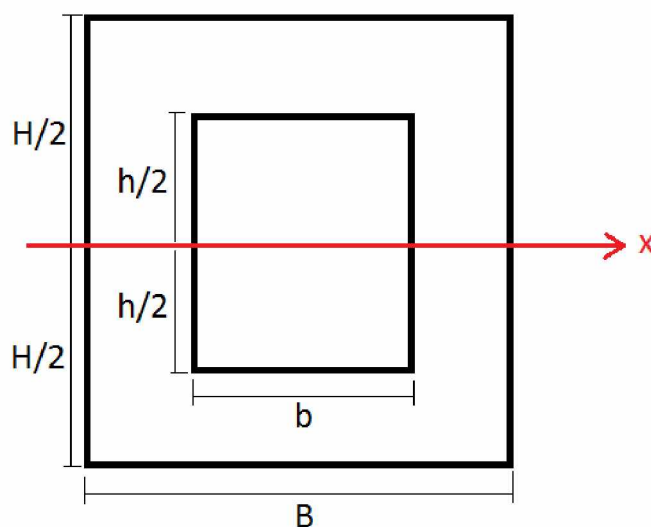


Figura 47. Momento de inércia do perfil de um tubo retangular.

$$I_x = \frac{BH^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \quad (22)$$

De acordo com o Teorema dos Eixos Paralelos, o momento de inércia de uma área em relação a um eixo qualquer, paralelo ao seu eixo centroidal é dado pela Equação 23, conforme os parâmetros ilustrados na Figura 48.

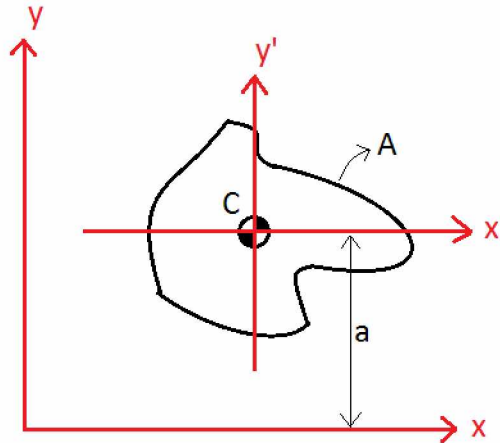


Figura 48. Teorema dos Eixos Paralelos.

$$I_x = I_{x'} + a^2 A \quad (23)$$

Para uma figura composta, o momento de inércia de todas as partes devem ser calculados em relação ao mesmo eixo, e então, somados. Considerando a seção composta da Figura 49, calculou-se a posição do eixo centroidal horizontal conforme a Equação 24.

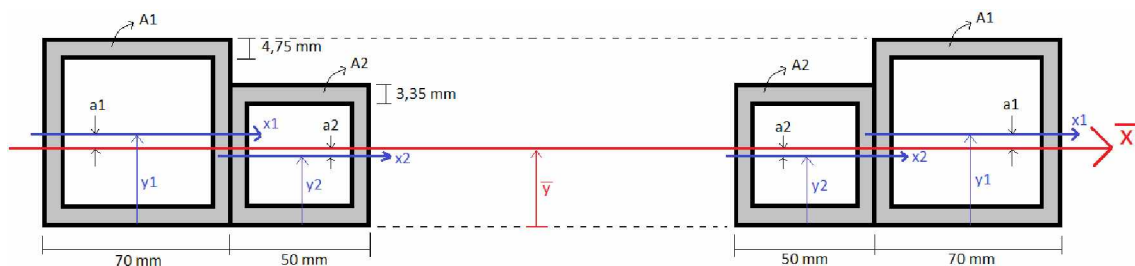


Figura 49. Seção do par de longarinas do chassi.

$$\bar{y} = \frac{y_1(A_1) + y_2(A_2) + y_2(A_2) + y_1(A_1)}{A_1 + A_2 + A_2 + A_1} = 31,6 \text{ mm} \quad (24)$$

E posteriormente calculou-se o momento de inércia de cada parte em relação ao mesmo eixo $\bar{x}$, de acordo com o Teorema dos Eixos Paralelos. O resultado obtido é mostrado nas Equações 25, 26 e 27.

$$I_{\bar{x}}^1 = I_{x_1}^1 + a_1^2 A_1 = \frac{7(7^3)}{12} - \frac{(6,05)(6,05)^3}{12} + (3,5 - 3,16)^2(7^2 - 6,05^2) = 89,9 \text{ cm}^4 \quad (25)$$

$$I_{\bar{x}}^2 = I_{x_2}^2 + a_2^2 A_2 = \frac{5(5^3)}{12} - \frac{(4,33)(4,33)^3}{12} + (2,5 - 3,16)^2(5^2 - 4,33^2) = 25,5 \text{ cm}^4 \quad (26)$$

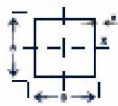
$$I_{\bar{x}} = I_{\bar{x}}^1 + I_{\bar{x}}^2 + I_{\bar{x}}^2 + I_{\bar{x}}^1 = 230,8 \text{ cm}^4 \quad (27)$$

O ponto da seção sob maior tensão é o mais distante da linha neutra, sendo $\bar{y} = 3,16 \text{ cm}$, então esse ponto está distante 3,84 cm. Sendo assim o valor de I_x/y é dado pela Equação 38.

$$\frac{I_x}{y} = \frac{230,8}{3,84} = 60 \quad (28)$$

Anexos

Anexo A – Catálogo Tubos Oliveira

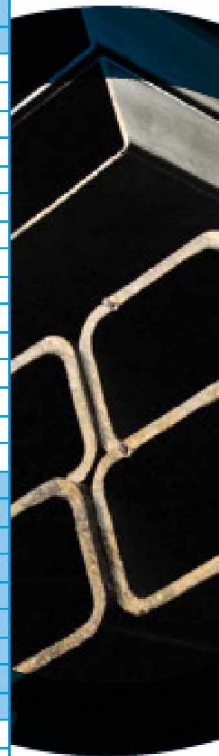


Tubos Industriais Quadrados

Dimensões		Espessura da parede	Peso teórico barra 6m
mm	mm	mm	
16,00	16,00	0,90	2,586
		1,20	3,395
		1,50	4,177
		1,90	5,178
19,05	19,05	2,00	6,570
		2,25	7,310
		2,65	8,45
		3,00	9,410
20,00	20,00	0,90	3,262
		1,20	4,296
		1,50	5,304
		1,90	6,606
25,00	25,00	2,00	6,904
		0,90	4,108
		1,20	5,434
		1,50	6,714
25,00	25,00	1,90	8,391
		2,00	8,803
		2,25	9,821
		2,65	11,410
30,00	30,00	3,00	12,761
		0,90	4,953
		1,20	6,952
		1,50	8,124
30,00	30,00	1,90	10,176
		2,00	10,683
		2,25	11,935
		2,65	13,900
35,00	35,00	3,00	15,580
		0,90	5,799
		1,20	7,680
		1,50	9,534
35,00	35,00	1,90	11,964
		2,00	12,561
		2,25	14,049
		2,65	16,389
38,00	38,00	3,00	18,402
		1,50	10,377
		2,00	13,689
		3,00	20,090
40,00	40,00	0,90	6,664
		1,20	8,808
		1,50	10,942
		1,90	13,746
40,00	40,00	2,00	14,441
		2,25	16,163
		2,65	18,879
		3,00	21,216
40,00	40,00	3,35	23,519

Bitolas D		Espessura da parede	Peso teórico barra 6m
mm	mm	mm	
40,00	40,00	3,75	26,105
		4,25	29,272
		4,75	32,364
		2,00	16,320
45,00	45,00	3,35	26,667
		3,75	29,629
		1,50	13,760
		1,90	17,316
50,00	50,00	2,00	18,198
		2,25	20,391
		2,65	23,859
		3,00	26,854
50,00	50,00	3,35	29,814
		4,25	37,258
		4,75	41,290
		5,30	45,640
55,00	55,00	5,60	47,975
		6,30	53,319
		7,11	59,322
		1,20	12,188
55,00	55,00	1,50	15,169
		1,90	19,102
		2,00	20,078
		2,65	26,348
55,00	55,00	3,00	29,673
		4,25	41,251
		4,75	45,753
		5,30	50,619
60,00	60,00	5,60	53,236
		6,30	59,238
		7,11	66,002
		1,20	13,316
60,00	60,00	1,50	16,578
		1,90	20,886
		2,00	21,958
		2,25	24,619
60,00	60,00	2,65	28,838
		3,00	32,482
		3,35	36,109
		3,75	40,200
60,00	60,00	4,25	45,344
		4,75	50,216
		5,30	55,999
		5,60	58,487
60,00	60,00	6,30	65,157

Bitolas D		Espessura da parede	Peso teórico barra 6m
mm	mm	mm	
60,00	60,00	7,11	72,682
		1,50	17,565
		1,90	22,137
		2,00	23,273
63,50	63,50	2,25	26,097
		2,65	30,581
		3,00	34,465
		3,35	38,312
63,50	63,50	3,75	42,665
		4,25	48,039
		4,75	53,400
		5,30	59,085
63,50	63,50	5,60	62,180
		6,30	69,300
70,00	70,00	1,20	15,571
		1,50	19,398
		1,90	24,458
		2,00	25,715
70,00	70,00	2,25	28,847
		2,65	33,818
		3,00	38,129
		3,35	42,404
70,00	70,00	3,75	47,345
		4,25	53,230
		4,75	59,141
		5,30	65,558
75,00	75,00	5,60	69,020
		6,30	76,995
		7,11	86,043
		3,00	41,623
75,00	75,00	3,35	45,552
		3,75	50,679
		4,25	57,234
		4,75	63,604
75,00	75,00	5,30	70,538
		5,60	74,282
		6,30	82,915
		7,11	92,723
75,00	75,00	3,00	41,623
		3,35	46,307
		3,75	51,612
		4,25	58,181
75,00	75,00	4,75	64,675
		5,30	71,733
		5,60	75,545
		6,30	84,335



Anexo B – Catálogo Grades de Piso Fibraco

TABELA MALHA 25 (V)

Tabela de pesos e sobrecargas admissíveis

Grades de Piso - Malhas: V1=25x25, V2=25x50, V3=25x75, V4=25x100 mm.

DIMENSÕES (mm)				VÃO LIVRE ENTRE APOIOS EM mm E SOBRECARGAS UNIFORMEMENTE DISTRIBUÍDAS EM Kg/m²																
TIPO	MALHA	ALT.	PESO Kg/m²	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700		
GF-V1-202	25X25	20	20																	
GF-V2-202	25X50		19																	
GF-V3-202	25x75		18	7007	3942	2522	1752	1288	896	626	457	341	263	-	-	-	-	-		
GF-V4-202	25X100		17																	
GF-V1-204	25X25		26																	
GF-V2-204	25X50		25																	
GF-V3-204	25x75		24	10510	5912	3784	2627	1930	1343	938	685	512	395	245	-	-	-	-		
GF-V4-204	25X100		23																	
GF-V1-206	25X25		38																	
GF-V2-206	25X50		37																	
GF-V3-206	25x75		36	16467	9263	5928	4117	3024	2105	1470	1075	802	617	450	334	-	-	-		
GF-V4-206	25X100		35																	
GF-V1-252	25X25	25	25																	
GF-V2-252	25X50		23																	
GF-V3-252	25x75		21	10950	6158	3942	2736	2011	1540	1216	880	669	513	372	-	-	-	-		
GF-V4-252	25X100		20																	
GF-V1-254	25X25		31																	
GF-V2-254	25X50		30																	
GF-V3-254	25x75		29	16422	9238	5912	4106	2309	1825	1319	1003	770	599	415	315	-	-	-		
GF-V4-254	25X100		28																	
GF-V1-256	25X25		46																	
GF-V2-256	25X50		45																	
GF-V3-256	25x75		44	25730	14473	9263	6432	4726	3618	2860	2067	1571	1205	875	650	495	-	-		
GF-V4-256	25X100		43																	
GF-V1-302	25X25	30	27																	
GF-V2-302	25X50		26																	
GF-V3-302	25x75		25	15767	8868	5675	3942	2895	2218	1752	1410	1153	883	646	478	-	-	-		
GF-V4-302	25X100		24																	
GF-V1-304	25X25		38																	
GF-V2-304	25X50		36																	
GF-V3-304	25x75		34	23650	13302	8514	5912	4344	3326	2628	2128	1728	1324	970	716	546	-	-		
GF-V4-304	25X100		33																	
GF-V1-306	25X25		54																	
GF-V2-306	25X50		53																	
GF-V3-306	25x75		52	37050	20841	13338	9263	6805	5210	4117	3334	2707	2074	1517	1122	855	657	-		
GF-V4-306	25X100		51																	
GF-V1-352	25X25	35	31																	
GF-V2-352	25X50		30																	
GF-V3-352	25x75		29	21459	12071	7725	5365	3942	3018	2385	1931	1587	1341	1024	758	579	-	-		
GF-V4-352	25X100		28																	
GF-V1-354	25X25		43																	
GF-V2-354	25X50		41																	
GF-V3-354	25x75		39	32189	18106	11588	8048	5912	4527	3854	2897	2394	2012	1535	1137	868	685	-		
GF-V4-354	25X100		38																	
GF-V1-356	25X25		62																	
GF-V2-356	25X50		61																	
GF-V3-356	25x75		60	50429	28360	18155	12607	9263	7092	5603	4538	3752	3152	2405	1781	1360	1042	820		
GF-V4-356	25X100		59																	
GF-V1-402	25X25	40	34																	
GF-V2-402	25X50		33																	
GF-V3-402	25x75		32	28028	15766	10090	7007	5148	3942	3115	2523	2085	1752	1492	1136	862	664	-		
GF-V4-402	25X100		31																	
GF-V1-404	25X25		47																	
GF-V2-404	25X50		46																	
GF-V3-404	25x75		44	42043	23650	15135	10510	7722	5912	4671	3784	3127	2627	2239	1704	1294	996	786		
GF-V4-404	25X100		43																	
GF-V1-406	25X25		70																	
GF-V2-406	25X50		69																	
GF-V3-406	25x75		68	65866	37050	23712	16467	12098	9263	7318	5928	4899	4117	3508	2669	2027	1561	1230		
GF-V4-406	25X100		67																	

Flèche admissível: 1/200 do vão.

Nota: Alturas e espessuras diferentes das especificadas poderão ser fabricadas, sob consulta.

Anexo C – Catálogo Bolsas Pneumáticas Firestone

SELECTION GUIDE

Firestone AIRSTROKE™ ACTUATORS

Style Number	Maximum Diameter of 7 BAR (mm)	Minimum Height (mm)	Maximum Stroke (mm)	Maximum Usable Height (mm)	7" BAR Force at Stroke of			4 Ply Style Number	Pg. No.
					25 mm (in)	50% of Maximum Stroke	Maximum Stroke (in)		

POLYACTUATOR

50-P-10	50	11	10	22			37.4		34
70-P-13	70	14	13	27			115.0		35

SHAPED SLEEVE

1M1A-0	86	38	36	74	2.5	0.0	2.2		36
1M1A-1	86	38	60	98	2.8	0.0	2.1		37
2M1A	88	64	86	150	2.7	2.7	2.1		38
2M2A	59	30	26	56	0.8	0.0	0.7		39

SINGLE CONVOLUTION

16	152	48	36	84	5.0		2.5		40
131	165	51	53	104	7.6		3.5		41
160	183	53	109	162	10.6		2.6		42
110	211	53	79	132	11.8	7.7	3.8		43
116	231	51	79	130	15.1	10.3	5.2	117	44
116-1	244	51	107	158	16.8	24.8	13.7		45
115	257	56	79	135	20.0	25.9	12.7		46
19	328	51	89	140	37.9	48.6	26.9		47
19-75	343	56	99	155	38.8	50.4	25.7		48
113	386	51	97	148	55.9	71.7	36.7	128	49
113-1	404	53	117	170	61.3	72.7	43.5	128-1	50
153-2	460	64	120	184	73.6	90.4	62.9		51
119	442	51	107	158	79.2	103.7	62.1		52
121	516	53	91	144	110.6	143.5	89.8		53
126	569	51	112	163	146.7	191.3	179.3	138-1.5	54
138-1.5	709	53	125	178	245.1	315.4	179.3		55
148-1	950	64	122	186	442.0	563.5	414.9	148-1 to 4-Ply	56

DOUBLE CONVOLUTION

268	163	76	79	155	7.8	9.6	5.3		57
267-1.5	165	76	102	178	8.1	11.4	7.1		58
224	203	71	119	190	13.3	15.5	8.2	202	59
26	218	71	145	216	15.3	17.8	11.2		60
274	251	79	152	231	21.4	25.5	13.9		61
20-2	264	76	203	279	22.5	24.3	17.4		62
22	328	81	175	256	40.6	48.2	29.2	210	63
22-1.5	348	76	206	282	43.4	51.7	30.2		64
21	394	81	175	256	58.1	71.9	44.9	205	65
21-2	406	76	221	297	64.0	76.8	46.3		66
233-2	394	76	264	340	61.9	78.0	46.6		67
28	442	86	170	256	84.7	99.8	67.4	201	68
203	508	89	178	267	120.8	147.2	102.1	218	69
29	577	84	191	275	151.9	188.6	136.2	207	70
200	660	89	180	269	201.6	255.4	191.7		71
215	709	89	218	307	240.0	300.5	222.5	215	72
248-2	950	107	231	338	441.4	558.6	426.7	248-2 to 4-Ply	73

TRIPLE CONVOLUTION

352	333	122	277	399	45.1	51.4	34.5		74
313	384	114	272	386	58.7	70.0	43.1	39	75
333	386	114	305	419	61.6	70.6	45.9		76
312*	462	114	264	378	88.6	102.7	69.0	314	77
323*	521	117	274	391	119.7	143.5	98.2	324	78
320*	569	114	300	414	162.0	192.3	137.4	328	79
321	709	114	343	457	244.4	294.0	208.7	321	80
348-3	950	140	351	490	434.7	560.2	423.6	348-3 to 4-Ply	81

REVERSIBLE SLEEVE

4004	79	91	91	183	1.5	1.6	1.7		82
7002	107	89	64	152	4.1	5.1	5.3		83
7010	102	146	108	254	3.2	4.9	5.1		84
7012	127	127	114	241	3.9	6.3	6.1		85
10070	145	114	124	239	5.3	4.4	4.2		86
1114C-1	231	127	196	323	16.0	20.6	13.5		87
1114C-3	229	147	208	356	16.5	20.6	14.1		88
1114C-7	229	203	239	442	17.2	20.6	12.9	1128C-7	89
11151-1	284	102	170	272	28.3	34.7	22.9		90
11151P-3	282	152	254	406	28.6	33.9	22.3		91
1115L-4	297	152	251	404	32.1	43.9	29.0		92
1115M-0	325	109	178	287	32.2	44.1	30.4		93
1115M-2	320	127	211	338	34.3	47.4	32.1		94
1115M-4	320	152	267	419	35.4	45.5	31.6		95
1115M-6	320	178	310	488	35.4	44.3	31.2		96
1115M-9	323	216	384	599	36.4	45.1	33.3		97
1119L-7	361	165	325	490	45.5	56.8	41.2		98
1119L-11	361	203	391	594	48.6	56.1	40.4		99

END CLOSURE OPTIONS

End Plate Type	Dim. A (blind nut center) (mm)	Dim. B (mm)	End Ring Type	Dim. C (bolt circle diameter) (mm)	Number of Bolts (each ring)
----------------	--------------------------------	-------------	---------------	------------------------------------	-----------------------------

SEE INDIVIDUAL DATA PAGE

1	45		4	114	6
1	45		4	114	6
1	45		4	114	6
1	70		4	135	6
1	70		4	135	6
3	89	45*	4	160	8
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
2	159		4	287	12
2	159		4	287	12
2	159		N/A	N/A	N/A
5	229	350	4	351	18
5	305	419	4	419	24
5	381	483	4	483	24
			4	597	32
			4	597	32
			4	830	40

1	45		4	114	6
1	45		4	114	6
1	70		4	135	6
3	89	73	4	160	8
3	158	73	4	229	12
3	158		4	229	12
2	159		4	287	12
2	159		4	287	12
2	159		4	287	12
5	229	350	4	351	18
5	305	419	4	419	24
5	381	483	4	483	24
			4	597	24
			4	597	32
			4	830	40

3	157	73	4	229	12
2	159		4	287	12
2	159		4	287	12
5	229	350	4	351	18
5	305	419	4	419	24
5	381	483	4	483	24
			4	597	32
			4	830	40

SEE INDIVIDUAL DATA PAGE

1	45		4	114	6
3	89	45*	4	160	8
3	89	45*	4	160	8
3	89	45*	4	160	8
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
3	158	73	4	229	12
2	159		4	287	12

*Values for the Polyactuators are based out of the 3.5 BAR curve. Do not use polyactuator at more than 3.5 BAR.
 † To determine Airstroke force at other pressures, divide force shown by 7 bar and multiply result by new pressure.
 * This is offered with a rolled plate. When using the rolled plate and closure option, add 17.5 mm to height shown.

*On plates with a 3/4 BSP air inlet, B dimension is 38 mm.



SEU CAMINHO PARA AUTOMAÇÃO

Av. Coronel Jove Soares Nogueira 1425 CEP 32265-140 - Inconfidentes
Contagem \ Minas Gerais Tel: +55 31 3362-2400 Fax: +55 31 3361-1625



MODELO 1



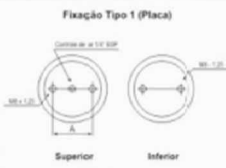
MODELO 2



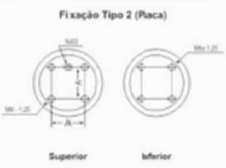
MODELO 3



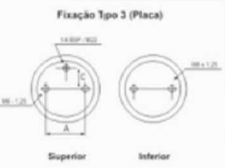
MODELO 4



Fixação Tipo 1 (Placa)



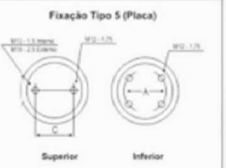
Fixação Tipo 2 (Placa)



Fixação Tipo 3 (Placa)



Fixação Tipo 4 (Flange)



Fixação Tipo 5 (Placa)



Especificações Gerais

Número	Diâmetro máximo 7 kgf/cm² mm	Altura mínima mm	MODELO	Placa de fixação - detalhes				Curso Máximo mm	Carga em kgf no curso máximo	
				Tipo de Fixação	Dimensões - mm		Quantidade de parafusos por flange Tipo 4		A 7 kgf/cm²	A 5.6 kgf/cm²
					A	C				
16	153	50	1	1 ou 4	44.5 / 114.3	-	5	34	318	232
131	165	60	1	1 ou 4	44.5 / 114.3	-	5	44	567	331
110	210	60	1	1 ou 4	44.5 / 114.3	-	5	70	680	550
116	231	60	1	1	69.9	-	-	70	938	717
115	257	60	1	3 ou 4	88.9 / 160.3	44.5	8	70	938	717
19	328	60	1	3 ou 4	157.5 / 228.6	73.2	12	80	2043	1578
19-75	343	60	1	3 ou 4	157.5 / 228.6	73.2	12	90	2300	1850
113	386	60	1	2 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	87	3428	2667
121	516	60	1	4	419.1	-	24	70	6800	5350
126	569	60	1	4	482.6	-	24	90	10500	8000
25	163	80	2	1 ou 4	44.5 / 114.3	-	5	75	372	286
26	219	80	2	1	69.9	-	-	141	735	562
20	252	90	2	3 ou 4	88.9 / 160.3	44.5	8	141	1085	840
20x2	264	90	2	3 ou 4	88.9 / 160.3	44.5	8	190	1500	1200
22	328	90	2	3 ou 4	157.5 / 228.6	73.2	12	166	2156	1725
22x1.5	348	90	2	3 ou 4	157.5 / 228.6	73.2	12	200	2564	2050
21	384	90	2	2 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	169	3200	2452
21x2	406	90	2	2 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	210	3300	2600
203	508	100	2	2 ou 4	215.5 / 419.1	-	24	175	7446	5811
29	577	100	2	2 ou 4	269.4 / 482.6	-	24	182	9761	7627
200	663	100	2	4	558.8	-	24	182	13665	10760
38-R	328	120	3	3 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	275	2050	1650
313	384	120	3	2 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	261	3178	2497
333	386	120	3	2 ou 4	158.8 / 287.3	-	12	310	3950	3000
323	521	120	3	4	419.1	-	24	300	6750	5300
320	569	120	3	4	482.6	-	24	300	9500	7300

Como Atuadores

Número	Carga de Trabalho (kgf/cm²)		(% Percentual aproximado de isolamento à frequência de vibração de)			Altura ideal de trabalho (mm)		Frequência Natural Hz	Construção Reforçada
	A 3.5 kgf/cm²	A 7.0 kgf/cm²	400 CPM	800 CPM	1500 CPM	De	Até		
16	227	590	50	90	97	70	76	4.07 Hz	
131	204	636	65	93	98	95	100	3.09 Hz	
110	294	634	73	94	98	110	123	2.77 Hz	
116	318	999	77	95	98	110	123	2.80 Hz	
115	454	1317	77	95	98	110	123	2.81 Hz	
19	999	2724	83	96	99	121	140	2.65 Hz	
19-75	1150	2730	85	96	99	140	160	2.60 Hz	
113	1589	4540	86	97	99	121	140	2.58 Hz	
121	3100	8400	80	95	98	125	145	2.31 Hz	
126	5000	12900	80	96	99	125	145	2.29 Hz	
25	204	613	83	96	99	140	155	2.63 Hz	
26	272	885	91	98	99	180	210	1.90 Hz	
20	409	1226	90	98	99	180	210	1.98 Hz	
20x2	700	2000	91	98	99	230	280	1.65 Hz	
22	999	2860	91	98	99	216	250	1.79 Hz	210
22x1.5	1260	2840	91	98	99	265	285	1.80 Hz	
21	1589	4313	93	98	99	216	250	1.80 Hz	205
21x2	1550	4100	93	98	99	265	300	1.62 Hz	
203	3178	8853	93	98	99	225	254	1.67 Hz	218
29	5221	12258	94	98	99	225	254	1.57 Hz	207
200	6356	16344	94	98	99	225	254	1.57 Hz	222

1T15M-4	320	193	4	5	200	140	-	230	2200	1500
1T15M-6	320	216	4	5	200	140	-	270	2200	1500
1T15M-9	320	260	4	5	200	140	-	330	2200	1500
1T19L-7	361	210	4	5	200	140	-	280	2700	2000
1T19L-11	361	245	4	5	200	140	-	350	2700	2000

1T15M-4	1550	3100	96	99	99	290	350	1.20 Hz
1T15M-6	1550	3100	97	99	99	350	410	1.13 Hz
1T15M-9	1550	3100	97	99	99	440	500	0.99 Hz
1T19L-7	1900	3700	97	99	99	350	410	1.20 Hz
1T19L-11	1900	3500	97	99	99	430	490	1.07 Hz



• Prever guias
• Flanges com furos passantes, serr. rosca
• Parafusos incluídos no fornecimento

• Flanges com furos não passantes, com rosca
• Prever guias

www.tecni-ar.com.br

Pressão máxima de Trabalho recomendada = 7 Kg fcm2 A Firestone está reservado o direito de alterar as especificações sem prévio aviso