

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA**

Reboque Modular para Transporte de Veículos de Duas Rodas

Fellipe Lima de Araújo Silva
Pedro Augusto Quental Santos

Professor Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

Rio de Janeiro

Novembro de 2017

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA**

Reboque Modular para Transporte de Veículos de Duas Rodas

Fellipe Lima de Araújo Silva
Pedro Augusto Quental Santos

Projeto final apresentado em
cumprimento às normas do
Departamento de Educação Superior do
CEFET/RJ, como parte dos requisitos
para obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Fernando Ribeiro da Silva

Rio de Janeiro

Novembro de 2017

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Fellipe Lima de Araújo
Reboque modular para transporte de veículos de duas rodas /
Fellipe Lima de Araújo Silva, Pedro Augusto Quental Santos.—
2017.
xiii, 71f. + apêndices : il. (algumas color.) , graf. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2017.
Bibliografia : f. 69-71
Orientador : Fernando Ribeiro da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Reboque. 3. Motocicletas —
Transporte. I. Santos, Pedro Augusto Quental. II. Silva, Fernando
Ribeiro da (Orient.). III. Título.

CDD 621

AGRADECIMENTOS

Agrademos a Deus por ter nos guiado ao longo da jornada universitária, nossas famílias pelo apoio nos melhores e piores momentos, às amizades estabelecidas ao longo do caminho. Agradecemos especialmente ao nosso orientador Fernando Ribeiro, por se mostrar sempre disposto a dividir seus conhecimentos da maneira clara e didática, bem como os professores que estiveram presentes ao longo de nossa formação.

RESUMO

O transporte de cargas sempre foi uma necessidade presente na nossa sociedade, e com a evolução tecnológica, ele vem sendo implementado de diversas formas. Porém, existe a necessidade de transformar este transporte em algo ainda mais prático, que ocupe menos espaço tanto durante sua utilização quanto quando armazenado. Com isso, vê-se a necessidade dos usuários de motocicletas de possuir um produto que seja portátil e de uso prático para que torne o transporte de motocicletas mais eficiente e menos cansativo, sem a necessidade de usar um reboque sempre engatado no seu veículo de transporte e que ocupe um menor espaço. Para chegar nesta proposta de projeto foram feitas pesquisas e análises de mercado, buscando entender a aceitação deste tipo de produto. A pesquisa abrangeu as regras e normas para construção e operação de reboques, opções de reboques e suas configurações, passando posteriormente para o projeto em si. Para a definição dos parâmetros, foram analisados os porta-malas dos veículos mais populares do mercado e as motos mais vendidas, buscando projetar algo que atenda os dois tipos de veículos.

Palavras-chave: reboques, semirreboques, carretas, transporte modular, transporte de motos.

ABSTRACT

The cargo transportation has always been present in our society, and with the technical advances it can be seen on different manners. However, there is the need to make this transportation become more and more practical, taking less space during its use and storage. That being said, the motorcycle users' need to have a practical product able to transport their motorcycles on a efficient less exhaustive way, without the need to have a trailer always hitched to their vehicles. In order to reach this project proposal, a few researches has been made, looking forward to understand this product's approval. Such research included trailers' manufacturing and operation rules and regulations, leading to the project itself. To define the parameters, common vehicle's trunks and bestselling motorcycles were analyzed, looking forward to project something that is useful for both vehicles.

Keywords: trailers, towing, motorcycle towing, modular transportation.

SUMÁRIO

Capítulo 1	1
1. Introdução.....	1
1.1. Motivação	2
1.2. Justificativa	2
1.3. Objetivo	2
1.4. Metodologia.....	3
1.5. Organização do Trabalho	3
Capítulo 2	5
2. Referencial Teórico.....	5
2.1. Normas e Resoluções	5
2.2. Classificações e Variações	7
2.2.1. Reboques Baú	7
2.2.2. Reboques Caçamba	8
2.2.3. Reboque Fazendinha	8
2.2.4. Reboque de Transporte de Veículos	9
2.2.5. Reboque Barraca	10
Capítulo 3	11
3. Parâmetros	11
Capítulo 4	16
4. Concepção do projeto.....	16
4.1. Montagem	16
.....	24
4.2. Armazenamento	24
4.3. Projeto Estrutural.....	27
4.3.1. Análise de tensões nas vigas de apoio de carga.....	27
4.3.2. Análise dos pinos de fixação da montagem das vigas de apoio à carga	33
4.3.3. Análise dos parafusos de fixação da montagem das vigas de apoio à carga	34
4.3.4. Análise dos parafusos de fixação da ponta de eixo, para-lamas e apoio de eixo	35

4.3.5.	Análise de tensões dos eixos fixos.....	36
4.3.6.	Análise de tensões nas pontas de eixo	38
Capítulo 5	40
5.	Análise Dinâmica em 2D.....	40
5.1.	Análise do Veículo.....	42
5.2.	Análise do Reboque	45
5.3.	Análise do Sistema Acoplado	47
5.3.1.	Parâmetros da Simulação.....	50
5.3.2.	Resultados da Simulação.....	52
5.3.2.1.	Efeito exclusivo da Ação dos Pesos	52
5.3.2.2.	Sistema Exposto à Lombada	58
5.3.3.	Análise dos Resultados.....	63
Capítulo 6	64
6.	Precificação do Projeto.....	64
Capítulo 7	67
7.	Conclusão.....	67
7.1.	Projetos Futuros	67
Bibliografia	69
APÊNDICE I:	Programa principal.m do sistema acoplado	71
APÊNDICE II:	Programa de aplicação da massa suspensa equacaoPF2.m.....	6
APÊNDICE III:	Programa de aplicação da massa suspensa e da lombada equacaoPF.m	7
APÊNDICE III:	Obtenção da Constante Elástica do Pneu do Reboque	9
APÊNDICE IV:	Desenhos Técnicos de Projeto	11

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Exemplo de reboque do tipo Baú.	8
Figura 2: Exemplo de reboque do tipo Caçamba.	8
Figura 3: Exemplo de reboque do tipo Fazendinha.	9
Figura 4: Exemplo de reboque de transporte de veículos.	9
Figura 5: Exemplo de reboque do tipo Barraca.	10
Figura 6: Exemplo de reboque de transporte de passageiros.	10
Figura 7: Porta-malas do Ford Ka.	11
Figura 8: Porta-malas do Renault Sandero.	12
Figura 9: Porta-malas do Fiat Palio.	12
Figura 10: Porta-malas do Fiat Uno.	13
Figura 11: Primeiro segmento da viga com perfil necessário para encaixes.	17
Figura 12: Segundo segmento da viga.	17
Figura 13: Terceiro segmento da viga.	18
Figura 14: Exemplo do encaixe dos pinos com trava R.	18
Figura 15: Representação da fixação do eixo nas vigas de suporte.	19
Figura 16: Representação dos elementos que compõem o conjunto das rodas.	20
Figura 17: Representação do apoio do eixo.	20
Figura 18: Restrições para dimensões do para-lamas.	22
Figura 19: Representação do encaixe e fixação do eixo no conjunto de rodas.	22
Figura 20: Representação do encaixe e fixação do para-lamas no reboque.	23
Figura 21: Representação da montagem concluída.	24
Figura 22: Posicionamento das vigas de apoio de carga.	25
Figura 23: Eixos posicionados no porta-malas.	25
Figura 24: Posicionamento do para-choques.	26
Figura 25: Colocação de todos os elementos no porta-malas.	26
Figura 26: Modelo MDSolids para a viga de apoio de cargas.	28
Figura 27: Detalhe da seção com parafusos da união da ponta de eixo, pára-lamas e apoio de eixo.	36
Figura 28: Modelo MDSolids para o segmento do eixo.	37
Figura 29: Modelo MDSolids para a ponta de eixo.	38
Figura 30: Representação do modelo carregado.	41
Figura 31: Representação do carro.	43

Figura 32: DLC da roda dianteira do carro	44
Figura 33 - DCL Roda Traseira	44
Figura 34: DCL do Carro	45
Figura 35: Reboque.....	46
Figura 36: DCL Reboque	47
Figura 37: Diagrama do Acoplamento.....	48
Figura 38: Deslocamento Vertical 1 da Roda Dianteira.....	52
Figura 39: Velocidade Vertical 1 da Roda Dianteira.....	53
Figura 40: Deslocamento Vertical 1 da Roda Traseira.....	53
Figura 41: Velocidade Vertical 1 da Roda Traseira	54
Figura 42: Deslocamento Vertical 1 do Carro.....	54
Figura 43: Velocidade Vertical 1 do Carro.....	55
Figura 44: Deslocamento Vertical 1 do Reboque	55
Figura 45: Velocidade Vertical 1 do Reboque	56
Figura 46: Arfagem 1 do Carro.....	56
Figura 47: Arfagem 2 do Reboque	57
Figura 48: Força 1 na conexão do engate.....	57
Figura 49: Deformação 1 na conexão do engate	58
Figura 50: Deslocamento Vertical 2 do Carro com a massa suspensa.....	59
Figura 51: Velocidade Vertical 2 do Carro.....	59
Figura 52: Deslocamento Vertical 2 do Reboque	60
Figura 53: Velocidade Vertical 2 do Reboque	60
Figura 54 - Arfagem 2 do Carro.....	61
Figura 55 - Arfagem 2 do Reboque	61
Figura 56 - Força 2 na conexão do engate	62
Figura 57 - Deformação 2 na conexão do engate	62
Figura 66: Dispositivo para obtenção da constante elástica de pneus.....	9

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dimensões dos diferentes veículos avaliados	14
Tabela 2: Dimensões das motocicletas selecionadas.	15
Tabela 3: Forças cortantes e momentos fletores máximos para cada segmento da viga de apoio de cargas	29
Tabela 4: Catálogo de resistências dos parafusos.....	35
Tabela 5 - Valor Estimado dos Componentes do Reboque	65
Tabela 6: Resultado dos Ensaio para obtenção do coeficiente de rigidez	10

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

- θ_1 – Ângulo de arfagem do carro
 θ_2 – Ângulo de arfagem do reboque
 $\dot{\theta}_1$ – Velocidade angular do carro
 $\dot{\theta}_2$ – Velocidade angular do reboque
 $\ddot{\theta}_1$ – Aceleração angular do carro
 $\ddot{\theta}_2$ – Aceleração angular do reboque
 σ – Tensão de flexão
 τ – Tensão de cisalhamento
 2D – Duas dimensões
 a – Distância do eixo dianteiro do carro ao seu centro de gravidade
 b – Distância do eixo traseiro do carro ao seu centro de gravidade
 B – Matriz de amortecimento do sistema
 b_1 – Constante de amortecimento dos amortecedores do eixo frontal
 b_2 – Constante de amortecimento dos amortecedores do eixo traseiro
 b_3 – Constante de amortecimento dos amortecedores da estrutura do reboque
 c – Distância do engate ao centro de gravidade do carro (em DCL e análise dinâmica)
 c – Distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado (em cálculos estruturais)
 CG – Centro de gravidade
 d – Distância do eixo do reboque ao seu centro de gravidade
 DCL – Diagrama de corpo livre
 dq – Distância da roda dianteira do carro à lombada
 e – Distância do engate ao centro de gravidade do reboque
 F – Força gerada pelo engate
 \vec{F} – Vetor de deslocamento F
 $F_{atuante}$ – Forças atuantes na roda do reboque
 F_x – Forças verticais atuantes no sistema
 g – Aceleração da gravidade

- I_{carro} – Momento de inércia do carro
 $I_{reboque}$ – Momento de inércia do reboque
 K – Matriz de rigidez do sistema
 k_1 – Rigidez das molas do eixo dianteiro
 k_2 – Rigidez das molas do eixo traseiro
 k_3 – Rigidez do pneu do reboque
 k'_1 – Rigidez do pneu dianteiro do carro
 k'_2 – Rigidez do pneu traseiro do carro
 l – Distância entre eixos do carro
 M – Matriz de massa do sistema
 m_{r1} – Massa da roda dianteira do carro
 m_{r2} – Massa da roda traseira do carro
 m_{r3} – Massa da roda do reboque
 m_{carro} – Massa do carro
 $m_{reboque}$ – Massa do reboque
 P_{r1} – Peso da roda dianteira do carro
 P_{r2} – Peso da roda traseira do carro
 P_{r3} – Peso da roda do reboque
 P_{tot} – Peso total do reboque carregado
 P_{total} – Peso total do reboque carregado
 q – Comprimento da lombada (em análise dinâmica)
 q – Fluxo cisalhante (em cálculos estruturais)
 t – Tempo referente ao posicionamento da roda sobre a lombada (em análise dinâmica)
 t – Largura da seção (em cálculos estruturais)
 T – Forças capazes de gerar torque no centro de gravidade
 $t_{entrada1}$ – Tempo de entrada da roda dianteira do carro na lombada
 $t_{entrada2}$ – Tempo de entrada da roda traseira do carro na lombada
 $t_{entrada3}$ – Tempo de entrada da roda do reboque na lombada
 $t_{saída1}$ – Tempo de saída da roda dianteira do carro na lombada
 $t_{saída2}$ – Tempo de saída da roda traseira do carro na lombada
 $t_{saída3}$ – Tempo de saída da roda do reboque na lombada
 v – Velocidade do modelo em quilômetros por hora

- vc – Velocidade do modelo em metros por segundo
- w – Frequência angular
- \vec{X} – Vetor de deslocamento \vec{X}
- $\dot{\vec{X}}$ – Vetor de deslocamento $\dot{\vec{X}}$
- $\ddot{\vec{X}}$ – Vetor de deslocamento $\ddot{\vec{X}}$
- x_0 – Deslocamento vertical do carro
- \dot{x}_0 – Velocidade vertical do carro
- \ddot{x}_0 – Aceleração vertical do carro
- x_1 – Deslocamento vertical da roda dianteira do carro
- \dot{x}_1 – Velocidade vertical da roda dianteira do carro
- \ddot{x}_1 – Aceleração vertical da roda dianteira do carro
- x_2 – Deslocamento vertical da roda dianteira do carro
- \dot{x}_2 – Velocidade vertical da roda traseira do carro
- \ddot{x}_2 – Aceleração vertical da roda traseira do carro
- y – Deslocamento máximo provocado pela lombada
- Y_1 – Excitação de base na roda dianteira do carro
- Y_2 – Excitação de base na roda traseira do carro
- Y_3 – Excitação de base na roda do reboque
- y_0 – Altura da lombada

Capítulo 1

1. Introdução

A necessidade de se transportar cargas em grandes e médios deslocamentos é algo que sempre estará presente na sociedade, tanto nos meios urbanos quanto nas zonas rurais. Este deslocamento quando feito em zonas costeiras, lacustres e fluviais é realizado de maneira apropriada através de embarcações, uma vez que estas estão presentes na sociedade desde o Período Neolítico, sendo mais utilizadas efetivamente para o transporte por volta de 30 a.C.

Em deslocamentos sobre trechos de terra e montanhas, o transporte, que na maioria dos casos antes da Revolução Industrial era feito de forma limitada, utilizando apenas a força humana ou animal, passou a se intensificar com o emprego de carroças e posteriormente tração mecânica. Esta evolução trouxe consigo uma melhoria na infraestrutura do trajeto, ampliando ainda mais as possibilidades de movimentação de carga.

O aumento da demanda fez com que os veículos da época evoluíssem, buscando assim aumentar sua capacidade de transporte e deslocamento, transformando vagorosamente os carros da época (no início do automobilismo, caminhonetes eram iguais aos carros, sem alterações na motorização e na suspensão) em caminhões e caminhonetes, aliados a semi-veículos, como engates e reboques.

A evolução dos veículos e da infraestrutura permitiu que estes deslocamentos se dessem de diversas formas, trazendo consigo um leque de opções de transporte de uma mesma carga sobre um mesmo deslocamento. Entretanto, um fator a ser observado em deslocamentos sobre trechos urbanos é a disponibilidade de espaço, que em muitos casos é limitada. Um bom exemplo disso são os Caminhões, que em muitas situações estão sendo trocados por VUC's (Veículo Urbano de Carga), como o KIA Bongo.

Tanto para aplicações comerciais quanto aplicações em situações de lazer, um dispositivo modular capaz oferecer uma boa capacidade de transporte e que quando não está em uso tem suas dimensões reduzidas, se mostra bastante atrativo

às oportunidades de empreendimento. Reboques e semirreboques possuem diversas configurações e aplicações, mas em grande parte, estes possuem o chassi fixo, ocupando um grande espaço e os tornando inviáveis em algumas situações. Embora existam alguns dispositivos com estrutura colapsável, suas dimensões ainda são maiores que a capacidade de armazenamento oferecida por determinadas situações. Logo, este projeto visa apresentar uma alternativa para caso como este, apresentando uma configuração desta categoria (semirreboques) que possa ser adaptada às necessidades da sociedade moderna.

1.1. Motivação

A possibilidade de desenvolver um projeto final que venha a agregar novas soluções em termos de logística para situações comerciais e de lazer, junto com o fim de uma limitação presente no dia-a-dia de alguns indivíduos, se mostrou bastante interessante e encorajador.

Ao questionar motociclistas, praticantes de *offroad* e oficinas de moto, como a MotoEd, oficina especializada na manutenção e recuperação de motocicletas, foi possível identificar que estes se mostraram bastante interessados em uma solução para o transporte de motocicletas com a capacidade de ser armazenado em um espaço equivalente e um porta-malas pequeno.

1.2. Justificativa

A apresentação de um módulo de transporte versátil que se mostra bem recepcionado no mercado aliada à carência de opções deste tipo no segmento em questão se mostrou como uma boa oportunidade de projeto.

A chance de ajudar pequenos empreendedores e praticantes de motocross com espaço de armazenamento limitado se mostrou essencial para o desenvolvimento deste projeto, principalmente levando em conta que o projeto é capaz de ser armazenado nos veículos mais vendidos do país sem qualquer modificação.

1.3. Objetivo

Durante o desenvolvimento deste projeto, busca-se analisar o cenário atual de semirreboques capazes de serem utilizados junto com automóveis de uma

categoria pré-determinada. Através desta análise preliminar, objetiva-se criar um reboque modular que possa ser montado/desmontado sem o auxílio de ferramentas e armazenado no porta-malas de veículos *hatches* pequenos/de entrada.

1.4. Metodologia

Para melhor entendimento do cenário de dispositivos de transporte, foram estudados e avaliados os diversos tipos de reboques disponíveis. A partir deste desenvolvimento foi possível escolher reboques do tipo modular, devido à uma necessidade de mercado.

Visando atender à uma fatia maior de público alvo, o projeto foi desenvolvido visando atender o segmento de *hatches* de entrada, segmento que mais vende veículos do Brasil de acordo com a EXAME (EXAME, 2016). Isto posto, vale ressaltar que o público alvo são pessoas que têm interesse em transportar veículos e cargas com os sistemas de reboques disponíveis, mas que não dispõem de espaço para armazenar tal sistema quando este não está em utilização.

Como o projeto visa atender às demandas de espaço do público e será utilizado em veículos pequenos, delimitou-se seu armazenamento ao porta-malas dos veículos. Desta maneira, o projeto alcança um nível elevado de praticidade, o tornando interessante para aplicações variadas.

Para a etapa de criação do projeto serão utilizados os conceitos de Engenharia Mecânica aprendidos ao longo da graduação, trazendo conceitos de Resistência dos Materiais para o cálculo de resistência da estrutura e Análise de Vibrações para estudar o comportamento do projeto e estudo do comportamento dinâmico da estrutura. Tanto a fase de cálculo quanto a etapa de projeto serão feitas com a ajuda de softwares de desenho e programação, como MDSolids, SolidWorks, e Matlab para melhor desenvolvimento de ferramentas de análise e entendimento das possibilidades de design da estrutura (posicionamento, tipos de suspensão, dimensionamentos de vigas entre outros).

1.5. Organização do Trabalho

O presente trabalho foi dividido em seis capítulos. Segue uma breve descrição do conteúdo apresentado em cada um deles.

No Capítulo 1 consta a introdução, junto com a justificativa, objetivos e a metodologia utilizada para realização do projeto.

No Capítulo 2 consta o referencial teórico utilizado, onde classificações e variações dos diversos tipos de reboques são apresentados e as normas e resoluções em que a elaboração do projeto foi baseada.

No Capítulo 3 são apresentados os parâmetros utilizados no projeto, como as dimensões necessárias para que ele obedeça a proposta e as dimensões dos objetos a serem carregados.

No Capítulo 4 consta o projeto, em que suas partes e mecanismos são apresentados e discutidos.

No Capítulo 5 consta a análise dinâmica da estrutura e apresentação de resultados preliminares.

No Capítulo 6 é elaborada uma precificação aproximada envolvendo os custos de fabricação para uma unidade do projeto a seguir.

No Capítulo 7 é apresentada a conclusão do projeto, bem como a proposição de projetos futuros.

Capítulo 2

2. Referencial Teórico

Para a elaboração deste projeto, foram consultadas normas técnicas, artigos e trabalhos semelhantes para se compreender como eram os casos similares e ter uma compreensão mais profunda das expectativas e limitações do projeto.

Um fator relevante a ser observado é o fato de reboques, ao que tocam sua fabricação, projeto e operação, estão diretamente atrelados à normas técnicas. O Serviço Brasileiro de Respostas Técnicas (SBRT) aponta em seu artigo sobre normas e resoluções relativas aos reboques automotivos algumas destas normas.

2.1. Normas e Resoluções

Para se obter um projeto certificado e de qualidade é importante seguir as normas e resoluções técnicas vigentes. Obedecer estas normas implica atender a:

- Resolução nº 305, de 06 de março de 2009, que estabelece requisitos de segurança necessários à circulação de Combinações para Transporte de Veículos – CTV e Combinações de Transporte de Veículos e Cargas Paletizadas – CTVP;
- Portaria nº 59, de 19 de fevereiro de 2008, que aprova o Regulamento de Avaliação da Conformidade para o Eixo Veicular Auxiliar;
- Resolução nº 197, de 25 de julho de 2006, que regulamenta o dispositivo de acoplamento mecânico para reboque (engate) utilizado em veículos com o peso bruto de até 3.500 kg e dá outras providências;
- Resolução nº 63, de 21 de maio de 1998, que disciplina o registro e licenciamento de veículos de fabricação artesanal, conforme o art. 106 do Código de Trânsito Brasileiro;
- Qualidade nº 25 (RTQ-25) – Inspeção de Segurança Veicular em Rebocáveis Leves (PBT até 7500 N)”;
- Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro

- ABNT NBR 11409:2012, que prevê o procedimento de instalação de um para-barro em reboques e semirreboques;
- ABNT NBR 14681:2013, que aborda implementos rodoviários – Reboques leves – Correntes de segurança;
- ABNT NBR 15510:2008, que aborda reboques e semirreboques – Adaptação para a instalação do eixo auto direcional e sistema direcional ou auto direcional;
- NBR 10960, que fixa condições exigíveis para os eixos de veículos rodoviários rebocados de carga, do tipo reboque ou semirreboque. Visa atender ainda aos princípios de boa técnica e manutenção, de durabilidade adequada e bom desempenho dos componentes do eixo veicular para a segurança do trânsito;
- NBR 10961, que estabelece os requisitos e os métodos de ensaio para todos os eixos veiculares de caminhões, caminhões-tratores, ônibus, reboques e semirreboques, incluindo eixo direcional, auto direcional e eixo veicular auxiliar;
- NBR 6743, que estabelece os requisitos para adaptação dos caminhões e caminhões-tratores, originalmente equipados com dois eixos veiculares para instalação do eixo veicular auxiliar, visando atender aos princípios de boa técnica e à manutenção da necessária segurança do trânsito, da adequada durabilidade e do bom desempenho do chassi e de seus componentes;
- NBR ISO1176, que define os termos e códigos para massas de veículos rodoviários automotores definidos na ISO 3833, onde estes veículos rodoviários estão em uma condição de primeira fabricação, podendo ser veículos rodoviários completos ou não. Os códigos destinam-se a serem utilizados no intercâmbio dos dados do veículo e processamento eletrônico;

Tais resoluções e normas apontam para a fabricação e certificação de reboques e semirreboques, de tal maneira que ao se projetar seguindo as limitações e possibilidades presentes no que é proposto, tem-se um projeto de qualidade que está dentro dos padrões mínimos de segurança e conformidade.

2.2. Classificações e Variações

Reboques são essencialmente veículos constituídos de no mínimo um eixo, destinadas ao transporte e armazenamento de cargas. Para sua utilização é necessário o uso de um automóvel, uma vez que o reboque em seu conceito está sempre em um modo passivo, sendo tracionado por um outro veículo.

Para utilizar um reboque, é necessário que o veículo que a tracionará tenha um dispositivo de engate com capacidade mínima de tração de 500 kg, juntamente com uma corrente para assegurar a fixação do mesmo. O peso exercido na vertical varia de 50 kg a 70 kg. O restante do peso é distribuído ao longo da estrutura do reboque, sendo exercido em sua maior parte nos seus eixos. Junto com o engate, é necessário que haja uma tomada para alimentação da parte elétrica do reboque, que constitui em luzes repetidoras de direção, iluminação da placa, luzes de freio e lanterna, além de outros opcionais.

No que diz respeito à habilitação, o motorista com permissão para dirigir na categoria B já está apto a operar veículos com reboques quando o mesmo não ultrapassa 3.500 kg ou a lotação de oito pessoas (excluindo o condutor) quando o transporte é de passageiros.

Reboques trazem consigo a solução de transporte de diversas cargas diferentes para situações diferentes. Estes possuem diversas variações, podendo transportar desde veículos a cargas em recipientes enclausurados. Para facilitar a identificação, os reboques podem ser categorizadas diferenciadas de acordo com seu formato, tipo e carga.

2.2.1.Reboques Baú

São reboques hermeticamente fechados, como a exibida na Figura 1, utilizadas para guardar acessórios e objetos de dimensões pequenas e médias. Possui tampa e tranca para a segurança da carga, o que a torna ideal para estacionamento durante viagens. Existem algumas variações dentro desta categoria, incluindo a possibilidade de adicionar um bagageiro para aumentar sua capacidade de carga;



Figura 1: Exemplo de reboque do tipo Baú.

2.2.2. Reboques Caçamba

É semelhante ao reboque do tipo Baú, exceto que neste caso os reboques não possuem tampa, como mostra a Figura 2. Neste caso, o tamanho da carga a ser transportada não fica dependente das dimensões do habitáculo do reboque, permitindo o carregamento de objetos de proporções superiores aos do reboque. Apesar de ainda oferecer a possibilidade de proteger a carga com lonas, esta não é tão segura quanto os reboque do tipo Baú, por conta da facilidade de violação da tampa improvisada pela lona e do acesso à carga.



Figura 2: Exemplo de reboque do tipo Caçamba.

2.2.3. Reboque Fazendinha

Este tipo de reboque apresenta uma configuração semelhante ao que é encontrado em caminhões. A caçamba neste caso é constituída por madeiras e é vazada e sem tampa. Neste caso também pode se optar pela utilização de lonas, mas suas limitações são semelhantes aos do reboque tipo Caçamba. Na Figura 3 é possível encontrar um exemplo deste tipo de reboque



Figura 3: Exemplo de reboque do tipo Fazendinha.

2.2.4.Reboque de Transporte de Veículos

Reboques deste segmento estão aptas a transportar veículos de diversos tipos, possuindo variações dentro da sua categoria, como é possível visualizar na Figura 4. Tais variações podem levar o reboque ao transporte de motos, jet-skis, carros e até mesmo embarcações. Nestes casos, a carga é apoiada em lugares predeterminados na estrutura e fixada por meio de amarras.



Figura 4: Exemplo de reboque de transporte de veículos.

2.2.5.Reboque Barraca

As reboque barracas se caracterizam pela sua capacidade de adaptação, mudando completamente seu formato e transformando-se em uma tenda/barraca de camping, como visto na Figura 5. Assim como os reboques do tipo baú, os reboques barraca possuem uma tampa com trinco, garantindo assim a segurança da carga. Outra característica interessante é a facilidade de se acrescentar bagageiros que a torna ainda mais prática em viagens.



Figura 5: Exemplo de reboque do tipo Barraca.

Existem ainda outros tipos de reboques, podendo levar cargas vivas, como animais e passageiros, como exibido na Figura 6 cargas refrigeradas ou ainda baús de dimensões maiores, se aproximando às dimensões de baús encontrados em VUC's.



Figura 6: Exemplo de reboque de transporte de passageiros.

Capítulo 3

3. Parâmetros

O projeto visa atender aos quesitos de praticidade de montagem, facilidade de armazenamento e boa variedade de carga a ser transportada. Para atender estas imposições é importante que o projeto:

- Caiba dentro do porta-malas de um veículo quando na sua posição de armazenamento (desmontado);
- Ofereça a possibilidade de montar e desmontar sem o auxílio de ferramentas;

É importante salientar que cada veículo conta com suas dimensões características, que abrangem as dimensões do compartimento de bagagem. Entretanto, outro fator de extrema importância é o formato de cada porta-malas. Para oferecer uma capacidade maior de armazenamento, montadoras acabam optando por oferecer porta-malas com formatos sinuosos e irregulares, que em alguns casos chega até a ser assimétrico. As figuras Figura 7, Figura 8, Figura 9, Figura 10 buscam mostrar um pouco das características próprias de acesso e armazenamento de cada porta-malas.



Figura 7: Porta-malas do Ford Ka.



Figura 8: Porta-malas do Renault Sandero.



Figura 9: Porta-malas do Fiat Palio.

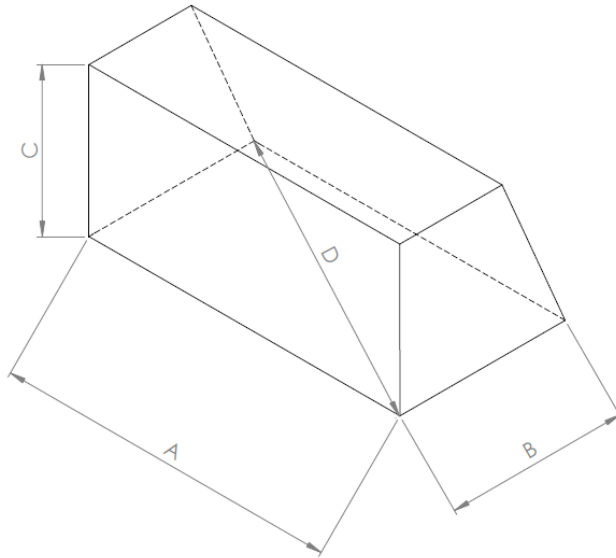


Figura 10: Porta-malas do Fiat Uno.

Tal variação pode trazer consigo impactos nas dimensões do projeto e na disponibilidade de utilização dele em determinados veículos em situações onde o rebatimento dos bancos traseiros é inviável.

Foram utilizadas medidas de porta-malas de uma seleção de carros classificados como *hatches* pequenos/de entrada, visando obter uma média das dimensões dos porta-malas de diferentes montadoras e modelos. Para evitar as variações dimensionais mencionadas acima, os valores das medições foram levemente aproximadas para baixo na maior parte dos veículos, buscando sempre se obter o pior cenário. Os resultados das medições estão na Tabela 1 a seguir, que apresenta uma figura genérica representando um porta-malas de medidas A, B, C e D que são descritos para cada modelo de veículo analisado.

Tabela 1: Dimensões dos diferentes veículos avaliados



Veículo	A (m)	B (m)	C (m)	D (m)
Fiat Uno	0,90	0,60	0,55	1,00
Ford Ka	1,00	0,60	0,58	1,10
Volkswagen Fox	0,95	0,70	0,60	1,10
Renault Sandero	1,35	0,80	0,55	1,30
Fiat Palio	1,00	0,60	0,55	0,95

Tendo em vista também o objeto a ser carregado, motocicletas, as mais vendidas possuem dimensões entre eixos por volta de 1,314 metros e 1,635 metros, e comprimento entre 2,015 metros e 2,396 metros, ditando assim uma aproximada dimensão máxima a qual o reboque deve obedecer.

Tabela 2: Dimensões das motocicletas selecionadas.

Fabricante	Modelo	Entre-eixos (m)	Peso (kg)	Comprimento (m)
Yamaha	Factor	1,325	126	2,015
	Crosser	1,350	131	2,050
	Lander	1,390	143	2,125
	Ténéré	1,390	154	2,135
Honda	CG	1,314	121	2,032
	Bros	1,356	121	2,067
	XRE	1,417	146	2,171
	CRF 150	1,328	101	1,945
	CRF 230	1,372	107	2,059

* Peso em ordem de marcha

A Tabela 2 exibe o peso e as dimensões do entre eixos das motocicletas mais vendidas de 2016 de acordo com a revista Autoesporte (AUTOESPORTE, 2016), acompanhadas de motos mais robustas de outros fabricantes. Nela, nota-se que na maior parte dos casos a diferença está no peso de cada motocicleta, e em alguns casos o comprimento, e a distância entre eixos das motocicletas estudadas estão próximas umas das outras.

Capítulo 4

4. Concepção do projeto

Neste capítulo será exibido o processo de montagem e desmontagem do reboque, seus itens principais e uma análise matemática da estrutura planejada para a construção do reboque.

4.1. Montagem

Com as limitações propostas, prevê-se que as partes do reboque sejam desmontáveis, já que não há como uma estrutura de aproximados 2,20 metros de comprimento e 1,60 metros de largura caber em um porta malas de 0,45 metros de comprimento e 0,94 metros de largura. Com isso, é necessário minimizar a estrutura, de modo que a mesma, após desmontagem, possua dimensões compatíveis com a proposta do projeto.

Desse modo, a carga será disposta em uma estrutura em forma de cruz, com duas estruturas principais, uma seguindo o comprimento do veículo motriz, onde a moto será apoiada, e outra acompanhando a largura do veículo motriz, onde serão montadas as rodas do reboque.

Para que a viga que segue o comprimento do carro comporte motocicletas de aproximadamente 2,1 metros de comprimento, esta deverá possuir dimensões maiores que as do objeto carregado. Com isso, é possível dividir esta viga em três segmentos de 0,8 metros cada, que após a montagem atinja um comprimento final de 2,2 metros. Esta disposição permite que a carga seja disposta sobre a estrutura ao mesmo tempo que em sua forma separada, as vigas impostas pelo porta-malas.

Tais vigas são compostas por chapas de aço dobradas de forma que apresente um perfil singular, e diferente em cada um dos segmentos, para que seja possível o encaixe entre as mesmas. Tal característica visa possibilitar uma disposição de armazenamento mais eficiente no porta-malas.

O primeiro segmento da viga, mais próximo do veículo motor, possui furação para encaixe do engate rápido para fixação em pinos de reboque, e os furos para fixação dos pinos removíveis, para uma maior facilidade de montagem, como demonstrado na Figura 11.

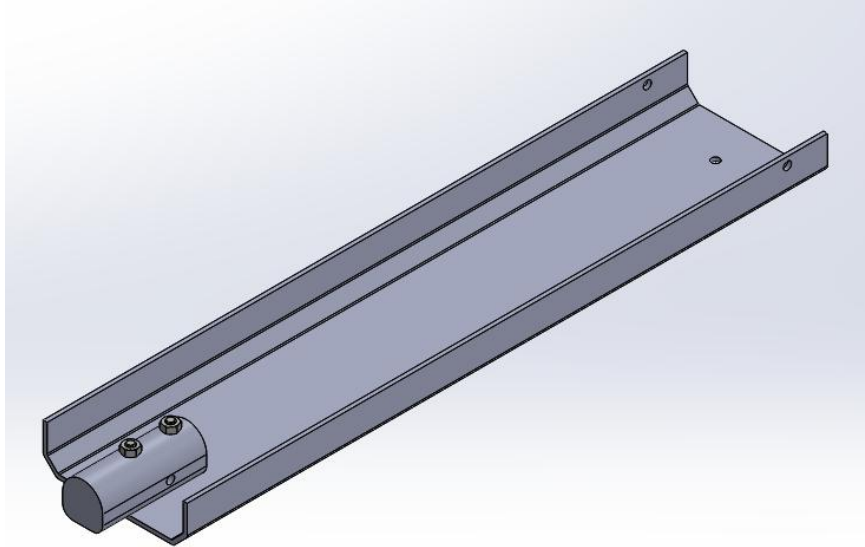


Figura 11: Primeiro segmento da viga com perfil necessário para encaixes.

O segundo segmento da viga apresenta somente os furos para fixação dos pinos removíveis, já que não há necessidade de mais nenhum acessório anexado na mesma, como visto na Figura 12.

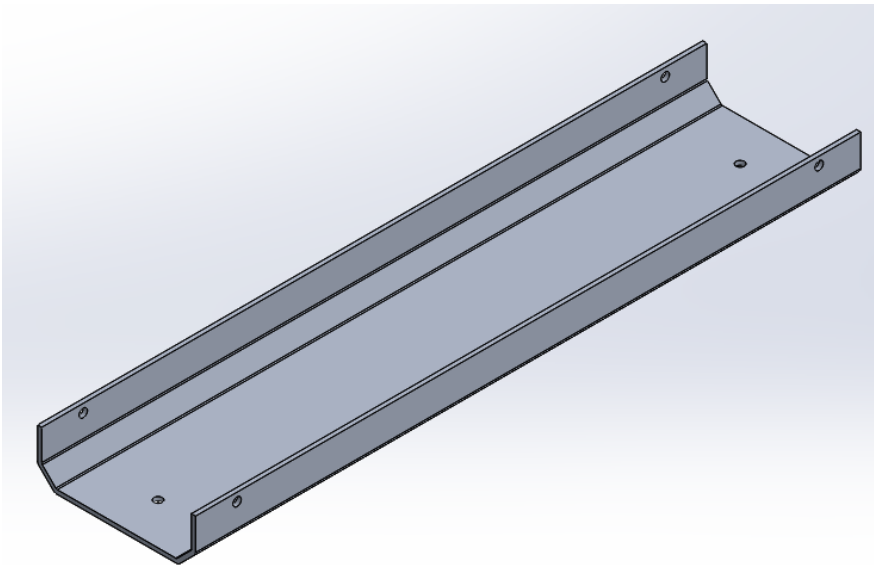


Figura 12: Segundo segmento da viga.

Já no terceiro segmento da viga, o mais afastado do motor, observa-se a necessidade de um anexo, que já vem aparafusado no mesmo, cujo propósito é fixar o eixo nas vigas que apoiam o veículo carregado, tal anexo atua como um mancal, porém como o eixo não gira, não há a necessidade de possuir um rolamento como

no caso dos mancais tradicionais. Tal anexo é fixado nas vigas de apoio da carga, já que não há a necessidade de desmontagem deste componente, visto que o eixo será simplesmente desacoplado do mancal quando a estrutura do reboque estiver desmontada. Este segmento não apresenta dimensões que atrapalham no encaixe das peças no porta-malas. Tal fixação está demonstrada na Figura 13.

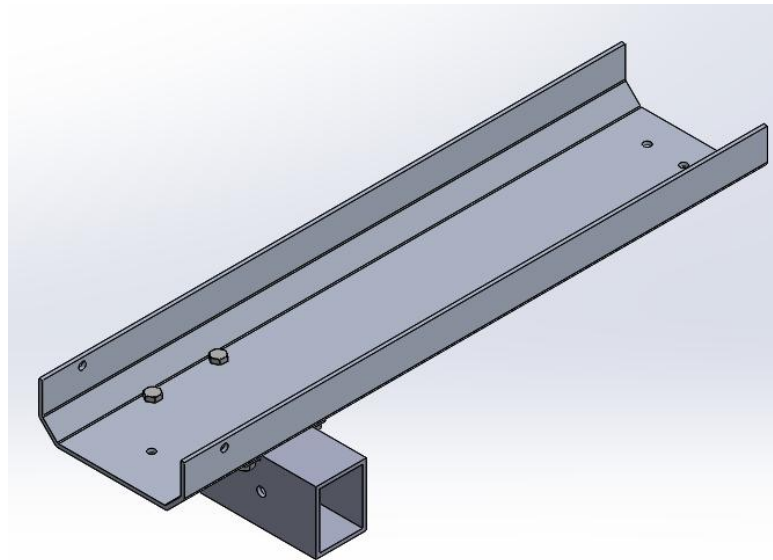


Figura 13: Terceiro segmento da viga.

Com os três segmentos da viga, pode-se fixá-las umas nas outras. Essa fixação, para uma montagem mais fácil e rápida, será feita com pinos e contra pinos com travas do tipo “R”. Tais pinos são utilizados por possibilitarem fácil fixação e remoção do conjunto, como mostrado na Figura 14.

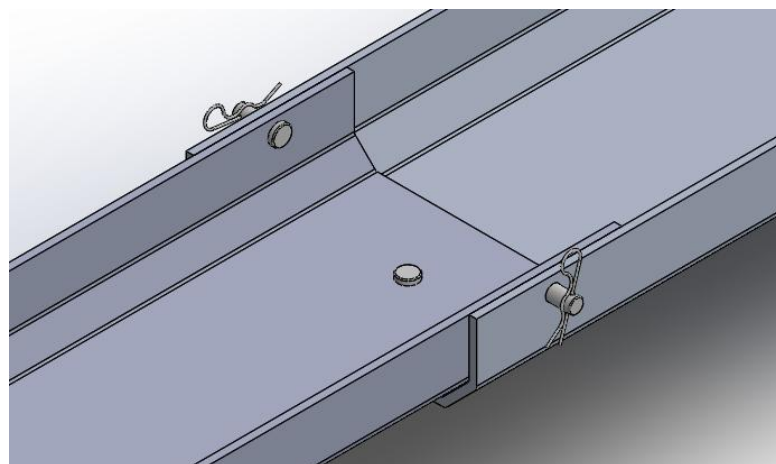


Figura 14: Exemplo do encaixe dos pinos com trava R

A viga transversal que acompanha a largura do veículo motor, também é desmontável, já que a mesma deve possuir, aproximadamente, a mesma dimensão da largura aproximada do veículo motriz do reboque. Aproximando esta dimensão para 1,6 metros com base nos veículos analisados, temos um eixo que, após sua montagem, atende as limitações de largura do projeto.

Para isso, será necessário utilizar um eixo bipartido. Cada parte do eixo com 0,8 metros de comprimento, para que seja possível a entrada no porta malas sugerido. O eixo, por sua vez, é fixado no mancal por meio de pinos com trava R, que garantem a fixação dos eixos e sua estabilidade no conjunto, representado na Figura 15.

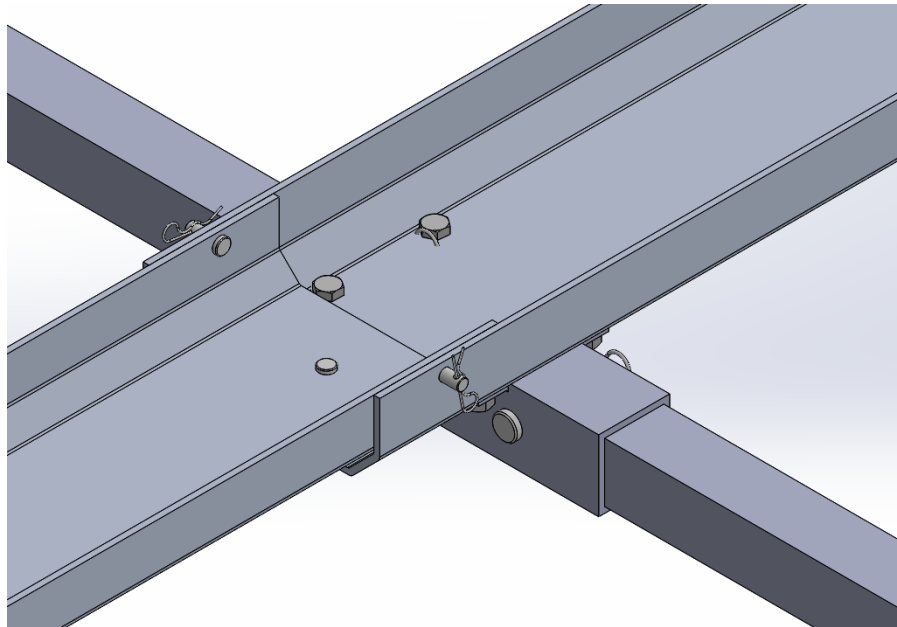


Figura 15: Representação da fixação do eixo nas vigas de suporte.

Com o eixo fixo na estrutura, será feita a fixação dos componentes de roda do reboque. Os componentes do conjunto de roda são todos fixos de forma que o conjunto todo é encaixado nos eixos na hora da montagem. O conjunto apresenta os componentes apoio do eixo, para-lamas, ponta de eixo, rolamento, cubo de roda e pneu, como pode ser visto na Figura 16 e na Figura 17.

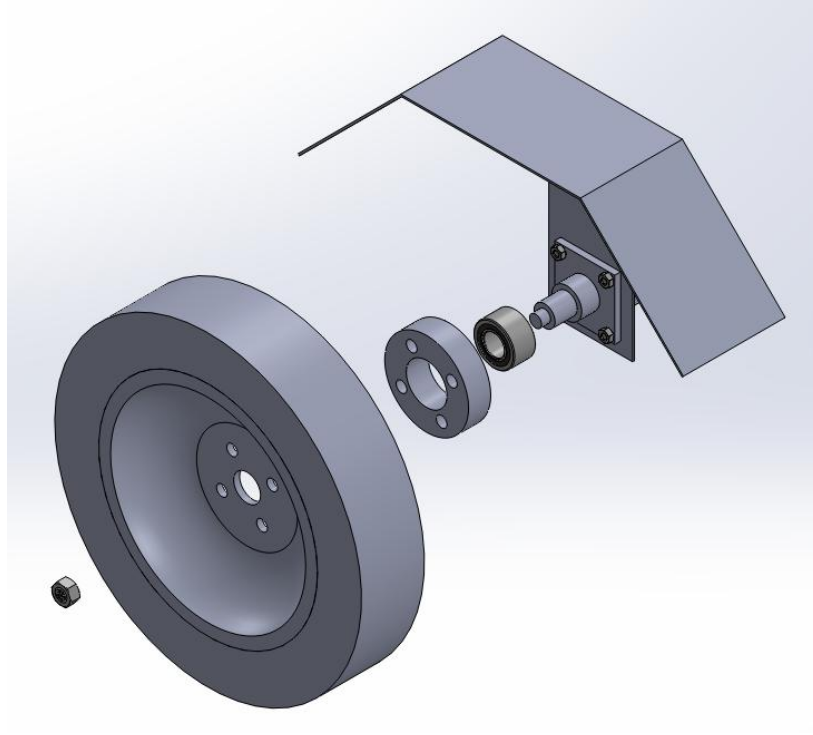


Figura 16: Representação dos elementos que compõem o conjunto das rodas.

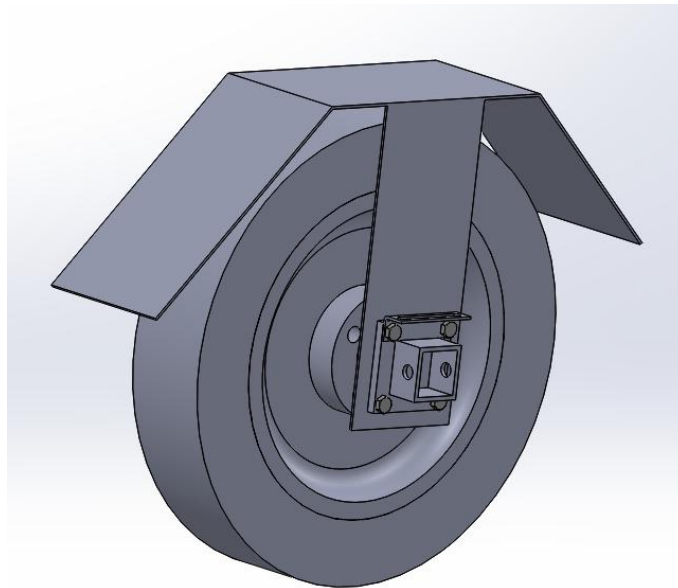


Figura 17: Representação do apoio do eixo

O apoio de eixo, para-lamas e ponta de eixo são unidos pelos mesmos quatro parafusos, de forma a tornar o conjunto mais compacto. O rolamento e cubo de roda são os mesmos utilizados em carros populares, como o Volkswagen Gol, com furação do tipo 4x100. Tal característica visa melhorar a manutenibilidade do

projeto, já que estes são facilmente encontrados em fornecedores de autopeças e fabricantes especializados.

As dimensões da roda e dos pneus foram escolhidas de forma que sejam as menores possíveis, mas que ainda assim fossem permitidas para tráfego nas vias públicas brasileiras. Sendo assim, foram escolhidas as dimensões, que são encontradas em estepes de veículos de várias montadoras. Tais pneus possuem as seguintes dimensões: 105/70 R14, ou seja, são pneus com aro 14 polegadas, possuem largura de 105 mm e 70% de razão entre a altura do flanco do pneu e a largura do mesmo. Sendo assim, possui 14 polegadas de raio, 105 milímetros de largura e 73,5 milímetros de altura de flanco.

Tais pneus, porém, vêm com uma limitação. Os fabricantes não recomendam que se ultrapasse o limite de 80 km/h com tais pneus. Tal recomendação se deve muito ao fato de que estes pneus são fabricados com a finalidade de serem pneus estepes automotivos, com dimensões reduzidas, justamente para que não ocupem tanto espaço dentro do porta-malas de seus automóveis.

Como no caso da utilização deste pneu em automóveis na configuração de pneu de reposição, para o caso de um dos pneus de rodagem se danificar, deve-se considerar que o automóvel rodando com um pneu com dimensões destoantes dos demais. Sendo assim, tal limitação é imposta como medida de segurança, a fim de minimizar o risco de acidentes devido às mudanças drásticas na dinâmica do carro, que a troca de um pneu por outro com dimensões divergentes podem causar.

Para os para-lamas do reboque, segue-se a resolução Contran nº 25, de 21 de maio de 1998, que prevê a utilização destes seguindo as restrições mostradas na *Figura 18: Restrições para dimensões do para-lamas.* Figura 18.

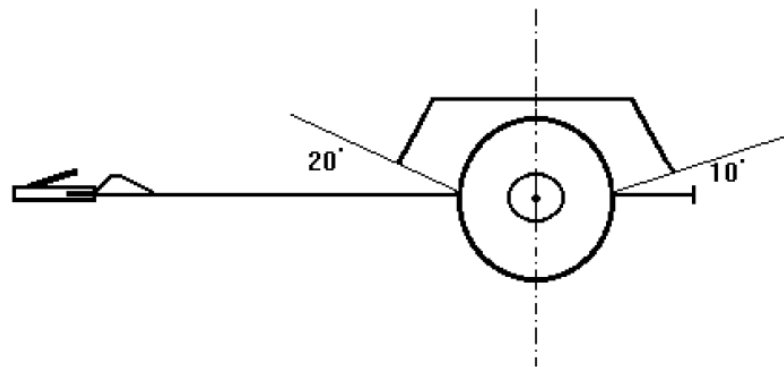


Figura 18: Restrições para dimensões do para-lamas.

Com isso, tem-se o conjunto das rodas, que pode ser visto na Figura 17, anexado ao conjunto encaixando os apoios dos eixos nos próprios eixos, como se vê na Figura 19.

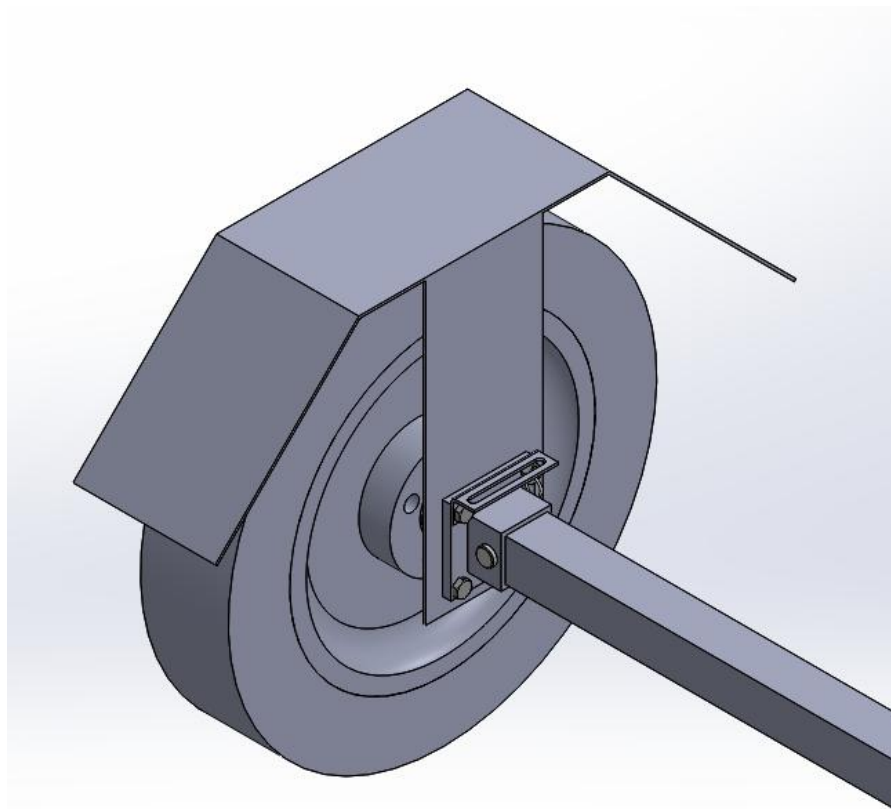


Figura 19: Representação do encaixe e fixação do eixo no conjunto de rodas.

Com todos os componentes da estrutura montados, a motocicleta pode então ser carregada no reboque, sendo fixada com o auxílio de cintas do tipo catraca. As cintas, após tracionadas impedindo o movimento lateral da motocicleta, bem como o

vertical, para que a suspensão da motocicleta não afete o comportamento dinâmico do reboque.

Com isso, realiza-se o engate do reboque no veículo motriz, por meio do engate rápido anexado ao apoio da viga em que foi aparafusada.

Por fim, os para-choques podem ser encaixados, já que eles atrapalhariam na subida da moto no reboque e no encaixe do reboque no veículo motor. Os para-choques possuem também limitações, que são descritas na resolução Contran nº 25, de 21 de maio de 1998, que por sua vez, define que as dimensões de largura do para-choques não devem superar a largura total do reboque e não podem ser inferiores a 100 milímetros de cada lado. Sendo assim, o para-choques também deverá ser dividido em duas partes. O seu encaixe e fixação estão demonstrados na Figura 20.

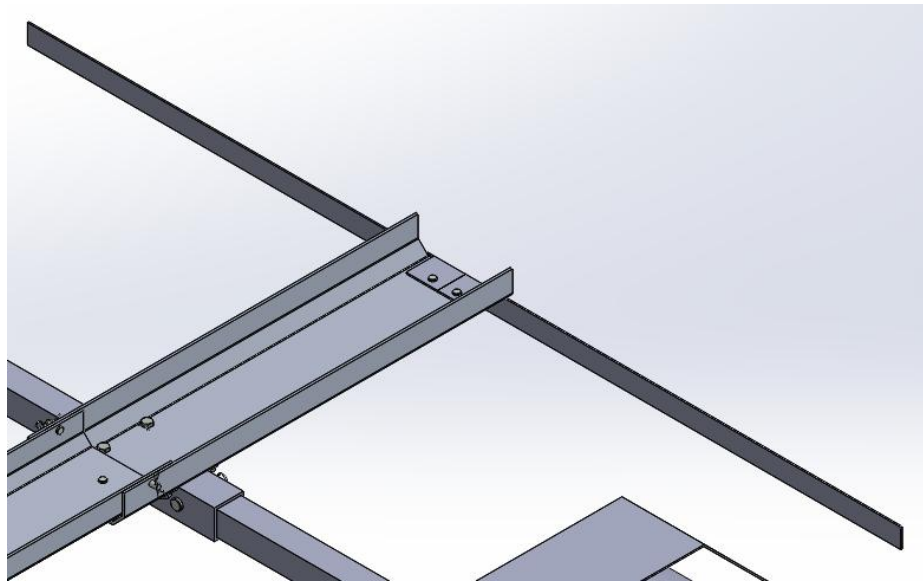


Figura 20: Representação do encaixe e fixação do para-lamas no reboque.

Então, a montagem do reboque e o seu engate no veículo motor estão concluídos, como vemos na Figura 21. Com isso, a motocicleta está presa e segura para transitar sem problemas nas condições e limitações previstas no projeto.

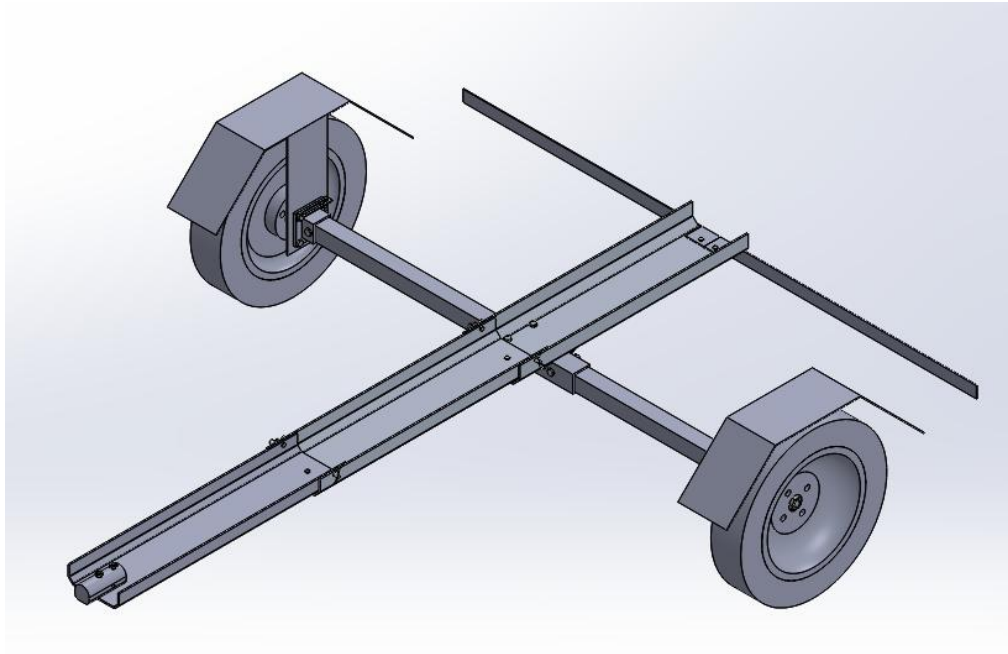


Figura 21: Representação da montagem concluída

4.2. Armazenamento

Outro fator determinante para o projeto é o armazenamento do reboque, que deve ser compacto o suficiente para que possa ser carregado em um porta-malas de um carro popular. Para isso, nenhuma dimensão do reboque no seu estado desmontado supera 0,94 metros, que é a maior dimensão possível a ser disposta sem interferências em todos os porta-malas expostos na Tabela 1.

Para melhor visualização da possibilidade de se encaixar todas as peças necessárias no volume estudado, foi feita uma aproximação das dimensões dos porta-malas no software Solidworks e cada peça foi colocada a fim de visualizar seu encaixe, posição e viabilidade da proposta estudada.

O primeiro passo é desmontar todo o reboque. Então começa-se a posicionar as vigas uma a uma no porta-malas, de forma a unir as vigas de apoio da carga como ilustrado na Figura 22.

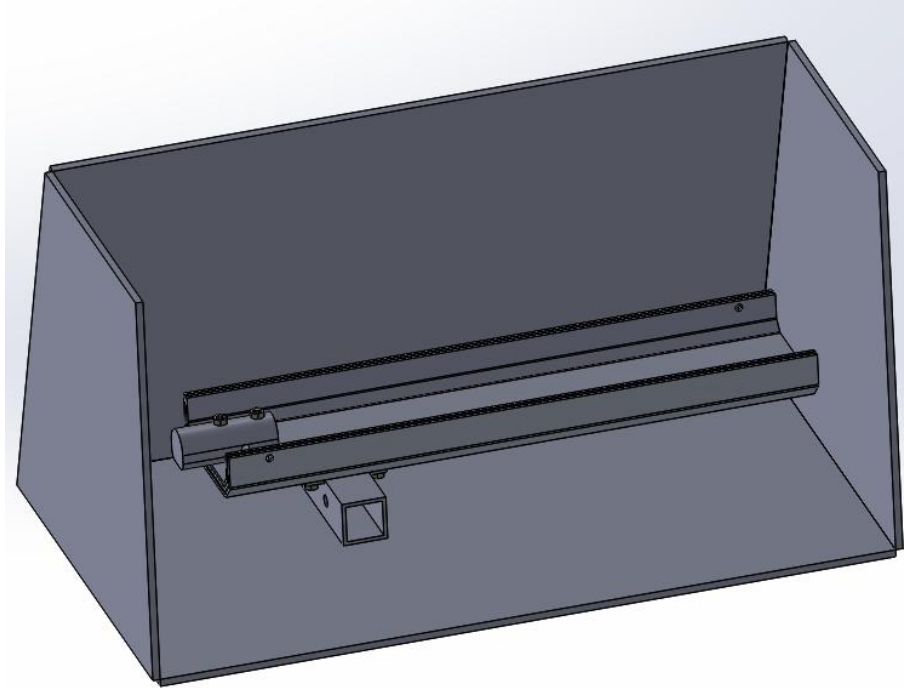


Figura 22: Posicionamento das vigas de apoio de carga.

Em seguida, os eixos poderão ser postos em cima das vigas de apoio de carga, de forma a economizar mais espaço. Há espaço suficiente para que os eixos sejam postos dentro das calhas das vigas de apoio de cargas, como na Figura 23.

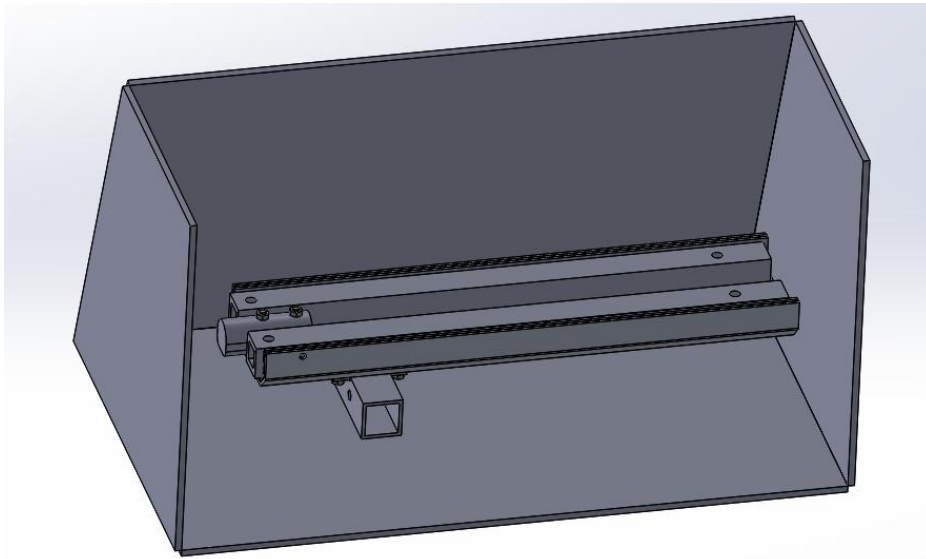


Figura 23: Eixos posicionados no porta-malas.

Então os para-choques devem ser posicionados acima dos elementos postos anteriormente, como mostrados na Figura 24.

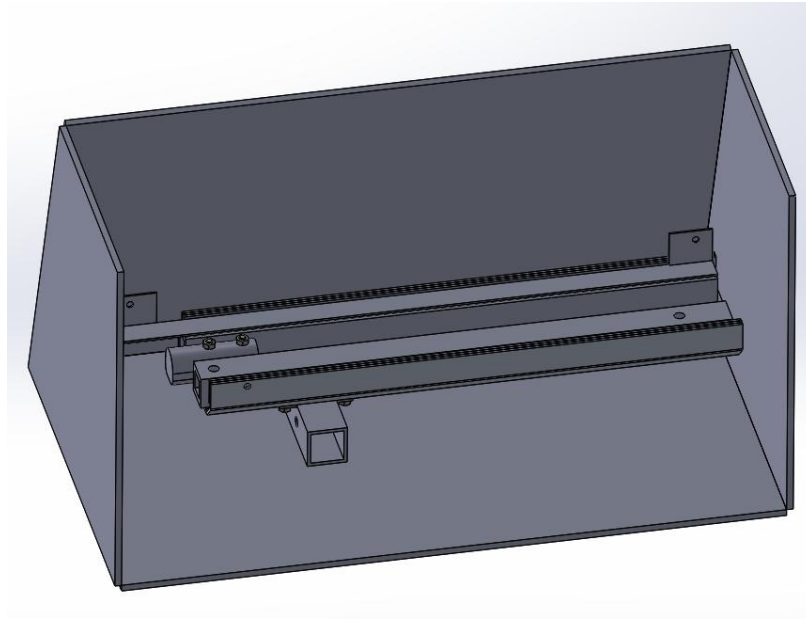


Figura 24: Posicionamento do para-choques.

Com isso, pode-se unir o conjunto formado com as cintas do tipo catraca utilizadas para fixar a moto no reboque, com a finalidade de diminuir o atrito e o movimento entre os elementos no porta-malas.

Por fim, são colocados os conjuntos de rodas, que se posicionam a frente do conjunto assentado no porta-malas nos passos anteriores, possibilitando assim que todos os elementos fiquem posicionados no bagageiro em questão, como pode ser visto na Figura 25

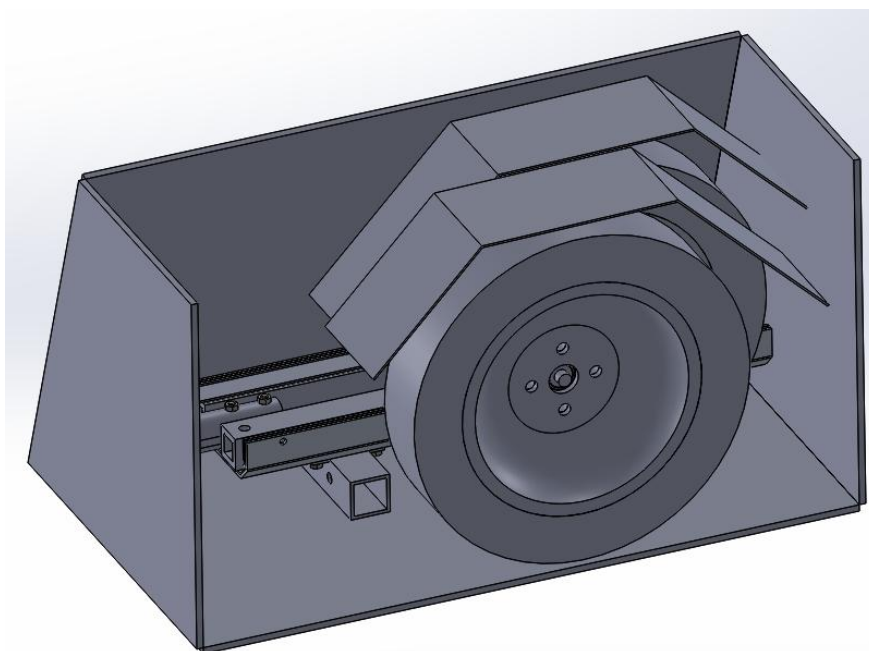


Figura 25: Colocação de todos os elementos no porta-malas.

4.3. Projeto Estrutural

Para um dimensionamento seguro, o mecanismo proposto foi analisado estaticamente. Analisando as tensões, momentos e forças cisalhantes em seus componentes. Estes estudos serão descritos no decorrer do capítulo.

4.3.1. Análise de tensões nas vigas de apoio de carga

Para uma melhor análise, as vigas de apoio de carga foram analisadas em duas etapas, sendo a primeira uma análise das vigas como um todo, já anexadas, em que fica possível visualizar e analisar reações do carregamento da motocicleta no reboque, e a segunda, uma análise das tensões máximas encontradas em cada segmento, já que cada segmento da viga de apoio de cargas possui um perfil com dimensões diferentes um do outro.

Aproximando a massa prevista da motocicleta carregada para 200 kg, e tendo em vista que esta carga é dividida entre duas rodas observam-se duas forças no sistema previsto representando o peso da motocicleta carregada dividido entre suas duas rodas. Admitindo a aceleração da gravidade como $9,81 \text{ m/s}^2$, utiliza-se a equação 4.1:

$$P_m = m \cdot g \quad (4.1)$$

Onde:

P = Peso exercido.

m = Massa aproximada da motocicleta.

g = Aceleração da gravidade.

Com isso, podemos calcular o peso exercido no sistema estudado.

$$P_m = 981 \text{ N}$$

Tendo as forças e as dimensões previstas no projeto, pode-se construir o diagrama referente às forças e reações presentes na viga de apoio de cargas. Será utilizado o software MDSolids, que analisa os dados de entrada e apresenta todos os resultados necessários para a análise, como mostra a Figura 26.

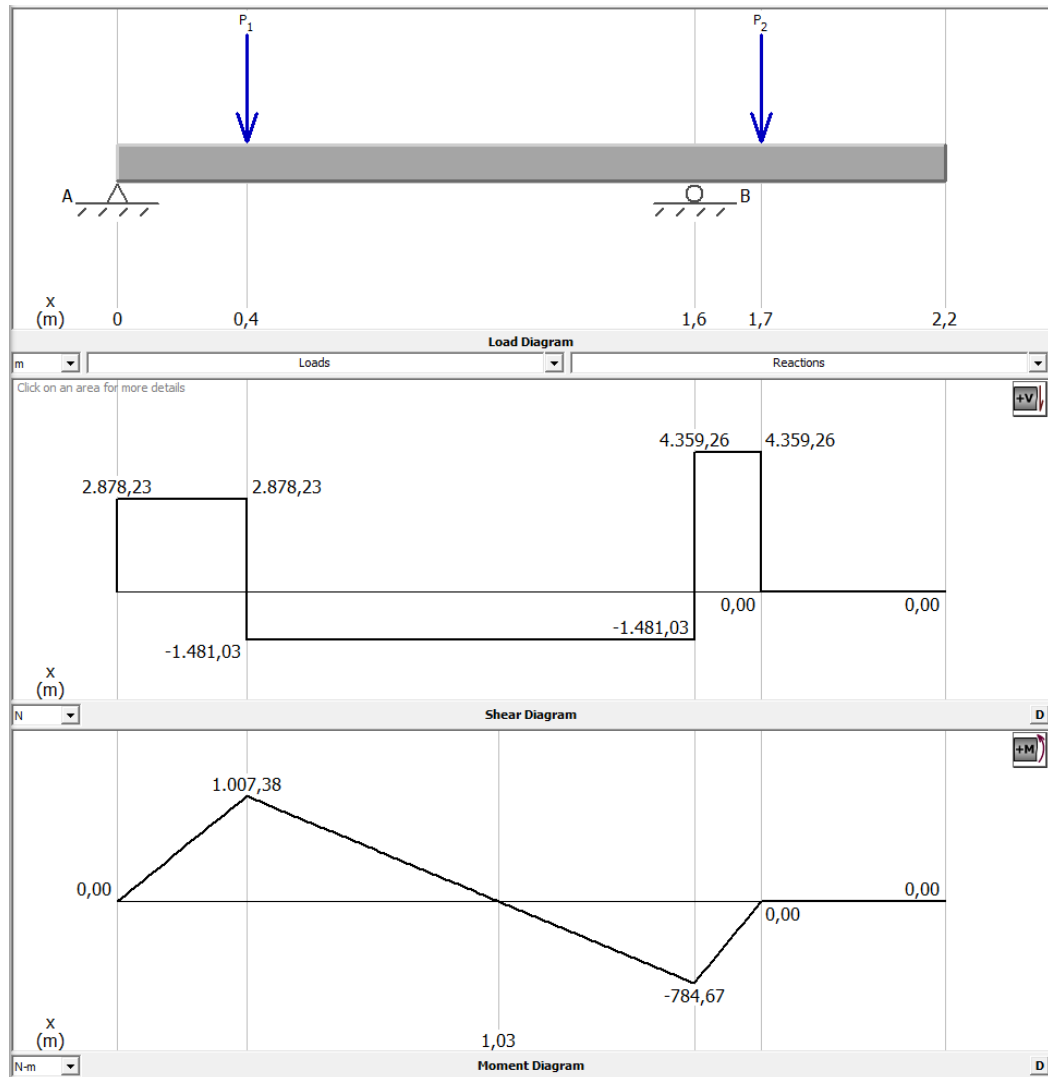


Figura 26: Modelo MDSolids para a viga de apoio de cargas

Com isso, os dados da força cortante máxima e momento fletor máximo de todas as seções podem ser obtidos. A força cortante será utilizada para calcular a tensão de cisalhamento máxima presente em cada segmento e o momento fletor máximo será utilizado para calcular a tensão máxima em cada segmento da viga de apoio de cargas.

Considerando que o primeiro segmento da viga está representado até a distância de $0,75$ m da viga, o segundo segmento está entre $0,75$ m e $1,45$ m e o terceiro segmento está entre $1,45$ m e $2,2$ m, é possível encontrar os valores de força cortante máxima e momento fletor máximo para cada segmento da viga de apoio de cargas, como visto na Tabela 3.

Tabela 3: Forças cortantes e momentos fletores máximos para cada segmento da viga de apoio de cargas

	Primeiro segmento	Segundo segmento	Terceiro segmento
Força cortante	2878,23 N	1481,03 N	4359,26 N
Momento fletor	1007,38 N m	560,66 N m	784,67 N m

Para calcular a tensão máxima nas seções estudadas, utilizamos a equação 4.2.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (4.2)$$

Onde:

$\sigma_{\text{máx}}$ = Tensão normal máxima no elemento.

M = Momento interno resultante.

c = Distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado.

I = Momento de inércia da área.

Para obter o momento de inércia dos segmentos da viga, utilizou-se o software Solidworks e sua extensão de análise de seção, onde há a possibilidade de encontrar as características do perfil selecionado da viga. Com isso, o momento de inércia do primeiro segmento foi encontrado.

$$I = 3,188 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

É necessária a localização do eixo neutro, que também pode ser encontrado com o auxílio da extensão de análise de seção do Solidworks, que pôde ser observado como sendo de 0,01313 m a partir do ponto mais inferior da seção.

Sabendo que a tensão máxima de uma seção é encontrada no ponto perpendicular ao eixo neutro mais afastado da seção, então, pode-se encontrar que a maior distância perpendicular ao eixo neutro na seção é:

$$c = 0,041 \text{ m}$$

Com os dados obtidos, podemos chegar ao resultado:

$$\sigma_{\text{máx}} = 129,57 \text{ MPa}$$

Será utilizado o critério de falha de Von Mises, como descrito na equação 4.3:

$$\sigma_e \geq \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.3)$$

Onde:

σ_{xx} = Tensão máxima encontrada no eixo x.

τ_{xy} = Tensão de cisalhamento encontrada na seção.

σ_e = Tensão de escoamento do material utilizado.

Para encontrar a tensão de cisalhamento na seção, será utilizada a equação 4.4.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{VQ}{It} \quad (4.4)$$

Onde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Tensão de cisalhamento máxima.

V = Esforço cortante.

I = Momento de inércia da seção.

t = Largura da área da seção estudada.

Q = Fator que é dado pela multiplicação da distância da linha neutra e a área da seção estudada.

Com isso:

$$\tau_{\text{máx}} = 14,796 \text{ Mpa}$$

Para uma melhor maneabilidade dos itens do projeto, já que eles devem ser carregados e descarregados de um porta-malas, os materiais foram de grande importância ao projeto. A princípio, a prioridade era que se utilizasse um material leve, com a menor densidade possível em todos os componentes, porém, com a análise das tensões exigidas no projeto, se verificou que materiais como ligas alumínio não seriam resistentes o suficiente para as tensões calculadas e não possuiriam fator de segurança suficiente.

Outros materiais de igual densidade e com resistência mecânica superior foram descartados devido aos custos dos mesmos serem muito altos. Com isso em vista, o material utilizado no projeto das vigas de apoio foi o aço ASTM 1020, que possui densidade superior, porém atende às especificações de resistência do projeto de forma segura.

Com os dados necessários para a aplicação a aplicação da equação 4.4, onde encontramos que:

$$350 > 132,08$$

Conclui-se então, que o material está adequado ao projeto da viga, já que não apresenta falha utilizando o critério de Von Mises.

O segundo segmento da viga também será analisado pelo critério de falha de von Mises, para isso, é necessário encontrar os dados da seção do segmento da viga, que são obtidos com o auxílio do software Solidworks. Com isso, têm-se o momento de inércia:

$$I = 4,423 \times 10^{-7} \text{m}^4$$

É necessária a localização do eixo neutro, que também pode ser encontrado com o auxílio da extensão de análise de seção do Solidworks, então:

$$\bar{y} = 0,0151 \text{ m}$$

Sabendo que a tensão máxima de uma seção é encontrada no ponto perpendicular ao eixo neutro mais afastado da seção, então, pode-se encontrar que a maior distância perpendicular ao eixo neutro na seção é

$$c = 0,0455 \text{ m}$$

Com esses dados, se torna possível calcular a tensão máxima na seção estudada, como observa-se na equação 4.2:

$$\sigma_{\text{máx}} = 57,62 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento na seção será obtida por meio da equação 4.4, então, observa-se o resultado:

$$\tau_{\text{máx}} = 7,17 \text{ MPa}$$

Com os dados necessários é feita a aplicação do critério de falha de Von Mises, como visto na fórmula 4.3.

$$350 > 58,95$$

Conclui-se então, que o material está adequado ao projeto da viga, já que não apresenta falha utilizando o critério de Von Mises.

Para o terceiro segmento da viga, também será realizada análise pelo critério de falha de von Mises, para isso, é necessário encontrar os dados da seção do segmento da viga, que são obtidos com o auxílio do software Solidworks. Com isso, têm-se o momento de inércia:

$$I = 6,457 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

É necessária a localização do eixo neutro, que também pode ser encontrado com o auxílio da extensão de análise de seção do Solidworks, então:

$$\bar{y} = 0,0179 \text{ m}$$

Sabendo que a tensão máxima de uma seção é encontrada no ponto perpendicular ao eixo neutro mais afastado da seção, então, pode-se encontrar que a maior distância perpendicular ao eixo neutro na seção é

$$c = 0,0512 \text{ m}$$

Com esses dados, se torna possível calcular a tensão máxima na seção estudada, então, utilizando a equação 4.2, pode ser encontrado que:

$$\sigma_{\text{máx}} = 62,25 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento na seção será obtida por meio da equação 4.4, então, com os dados da Tabela 4, foi obtido:

$$\tau_{\text{máx}} = 18,34 \text{ MPa}$$

Com isto, foi feita a aplicação do critério de falha de Von Mises, como visto na fórmula 4.3.

$$350 > 69,88$$

Conclui-se então, que o material está adequado ao projeto da viga, já que não apresenta falha em nenhum dos segmentos apresentados utilizando o critério de Von Mises.

4.3.2. Análise dos pinos de fixação da montagem das vigas de apoio à carga

O dimensionamento dos pinos foi realizado tendo em vista a equação 4.5.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{V_{\text{máx}}}{A} \quad (4.5)$$

Onde:

$V_{\text{máx}}$ = Maior força cortante encontrada em todos os segmentos da viga

A = Área do parafuso

Então:

$$\tau_{\text{máx}} = 55,478 \text{ MPa}$$

Tendo em vista que a tensão máxima é muito inferior ao limite de escoamento do material, se conclui que o material se deforma elasticamente e não há ocorrência de falhas.

4.3.3. Análise dos parafusos de fixação da montagem das vigas de apoio à carga

Para dimensionar os parafusos encontrados no terceiro segmento da viga, que fazem a união da mesma com o apoio dos eixos, teremos que encontrar o fluxo de cisalhamento em cada parafuso, seguindo a equação do fluxo de cisalhamento 4.6:

$$q = \frac{VQ}{I} \quad (4.6)$$

Onde:

q = Fluxo de cisalhamento.

V = Força cortante na seção onde serão aplicados os parafusos.

Q = Momento estático da área.

I = é o momento de inércia da seção onde serão estudados os parafusos.

Então:

$$q = 7692,416 \text{ N/m}$$

Então, como na seção, estão aplicados 2 parafusos e há uma distância de 0,09 m até a próxima fileira de parafusos, encontra-se que a força exercida em cada parafuso é de:

$$F_p = 346,159 \text{ N}$$

Com isso, observa-se que o parafuso escolhido M10 suporta as cargas exigidas no projeto, como apresentado na Tabela 3.

Tabela 4: Catálogo de resistências dos parafusos

2.2. Cargas de prova para parafusos métricos com rosca normal (grossa) - MA Carga de prueba para los tornillos métricos con rosca gruesa / Proof loads - ISO metric coarse thread bolt							
Rosca Thread	Seção resistente nominal Area de esfuerzo nominal Nominal stress area mm ²	Classe de resistência / Clase de resistencia / Property class					
		Carga de prova / Carga de prueba / Proof load N					
		4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9
M3	5,03	1 560	1 910	2 920	3 270	4 180	4 880
M3,5	6,78	2 100	2 580	3 940	4 410	5 630	6 580
M4	8,78	2 720	3 340	5 100	5 710	7 290	8 520
M5	14,2	4 400	5 400	8 230	9 230	11 800	13 800
M6	20,1	6 230	7 640	11 600	13 100	16 700	19 500
M7	28,9	8 960	11 000	16 800	18 800	24 000	28 000
M8	36,6	11 400	13 900	21 200	23 800	30 400	35 500
M10	58	18 000	22 000	33 700	37 700	48 100	56 300
M12	84,3	26 100	32 000	48 900	54 800	70 000	81 800
M14	115	35 600	43 700	66 700	74 800	95 500	112 000
M16	157	48 700	59 700	91 000	102 000	130 000	152 000
M18	192	59 500	73 000	115 000	—	159 000	186 000
M20	245	76 000	93 100	147 000	—	203 000	238 000
M22	303	93 900	115 000	182 000	—	252 000	294 000
M24	353	109 000	134 000	212 000	—	293 000	342 000
M27	459	142 000	174 000	275 000	—	381 000	445 000
M30	561	174 000	213 000	337 000	—	466 000	544 000
M33	694	215 000	264 000	416 000	—	576 000	673 000
M36	817	253 000	310 000	490 000	—	678 000	792 000
M39	976	303 000	371 000	586 000	—	810 000	947 000

4.3.4. Análise dos parafusos de fixação da ponta de eixo, para-lamas e apoio de eixo

Para analisar a união do conjunto ponta de eixo, para-lamas e apoio de eixo, ilustrados na Figura 27, a equação (4.6) pode ser utilizada, demonstrando o fluxo de cisalhamento na seção estudada.

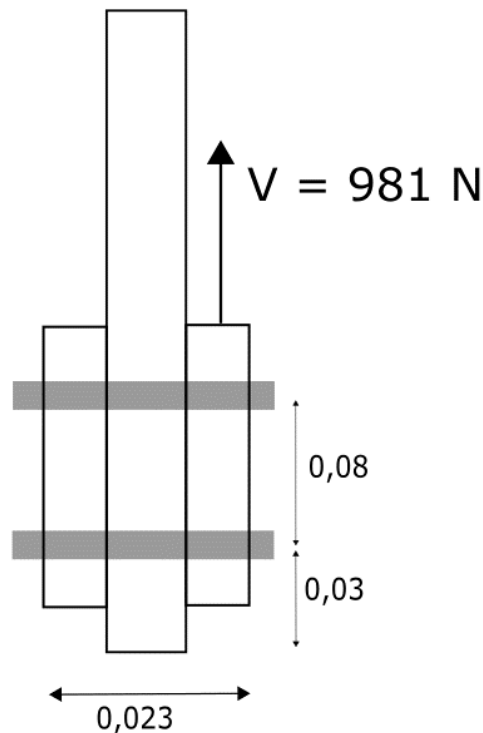


Figura 27: Detalhe da seção com parafusos da união da ponta de eixo, pára-lamas e apoio de eixo.

Com isso, o valor de q pode ser encontrado, utilizando a equação 4.6.

$$q = 12231,291 \text{ N/m}$$

Então, como na seção estudada, estão aplicados 2 parafusos com uma distância de 0,08 m entre eles, e ainda existe outra fileira com 2 parafusos espaçados em 0,08 m, que por sua vez está a uma distância de 0,08 m da primeira fileira. Portanto encontra-se que a força exercida em cada parafuso é de:

$$F_p = 489,251 \text{ N}$$

Que, como pode ser visto na Tabela 4, é muito menor do que a força permitida pelo parafuso M10 escolhido.

4.3.5. Análise de tensões dos eixos fixos

Para o dimensionamento do eixo, que é um eixo fixo, a análise será conduzida considerando o mesmo como uma viga. Tal viga foi considerada como engastada com os esforços ocorrendo no sentido negativo, ou seja, considerando o reflexo do peso da carga atuando na ponta do eixo mais próxima às rodas do

reboque, o que tornaria o modelo mais próximo das reações reais que ocorrem ao carregar o reboque com sua carga a ser transportada.

O diagrama equivalente construído no software MDSolids pode ser visto na Figura 28 onde há a representação do diagrama de forças, cortante e momentos.

A força exercida na extremidade do eixo mais próxima da roda foi considerada como metade do sistema estudado, considerando que o modelo é simétrico e há outra parte do eixo suportando também a outra metade da carga, como demonstrado na Figura 28.

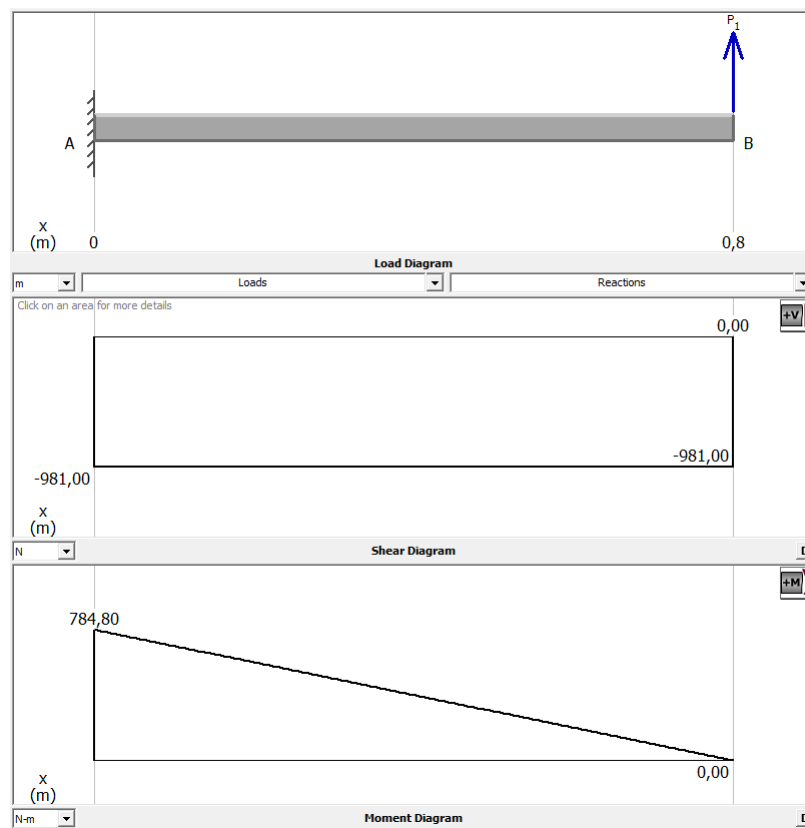


Figura 28: Modelo MDSolids para o segmento do eixo.

Com isso, e com os dados de momento de inércia e posição da linha neutra encontrados no software Solidworks, permitindo encontrar a tensão máxima no sistema pela equação 4.2.

Então, pode ser encontrado o valor:

$$\sigma_{\text{máx}} = 37,869 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento na seção será obtida por meio da equação 4.4, então, temos que:

$$\tau_{\text{máx}} = 4,328 \text{ MPa}$$

Com os dados necessários é feita a aplicação do critério de falha de Von Mises, como visto na equação 4.3.

$$38,604 > 350$$

Conclui-se então, que o material está adequado ao projeto da viga, já que não apresenta falha utilizando o critério de Von Mises e devido a tensão máxima calculada ser muito inferior à tensão de escoamento do material.

4.3.6. Análise de tensões nas pontas de eixo

Para o dimensionamento da ponta de eixo, que é o local onde o rolamento se encaixa, também será representado como uma viga engastada, em que a força no sistema é a força que o conjunto das rodas exerce sobre a ponta de eixo, que foi aproximada para uma força distribuída em toda a seção em contato com o rolamento, como pode ser visto na Figura 29.

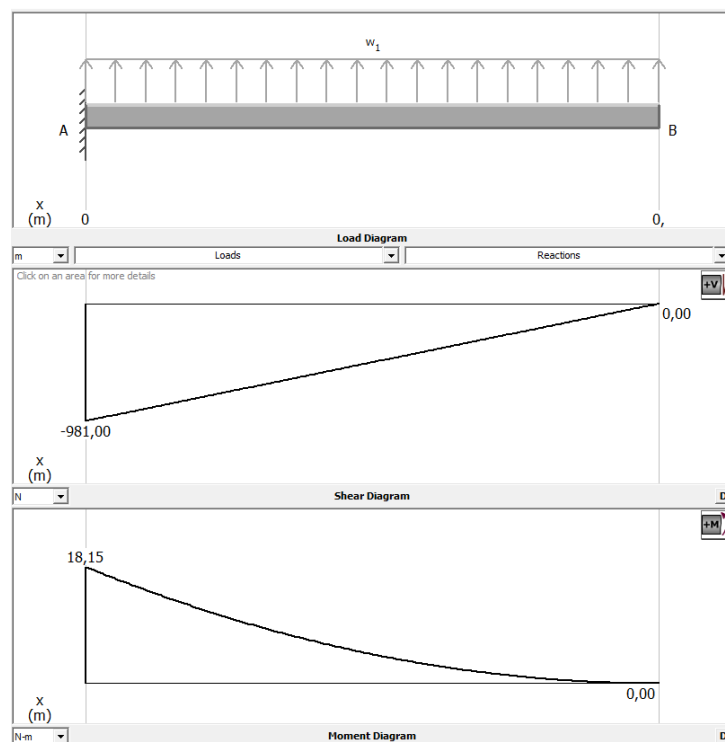


Figura 29: Modelo MDSolids para a ponta de eixo.

Com os dados de momento de inércia e posição da linha neutra encontrados no software Solidworks e utilizando os dados obtidos pela Figura 29, podemos encontrar a tensão máxima no sistema pela equação 4.2.

Então, pode ser encontrado o valor:

$$\sigma_{\text{máx}} = 4,327 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento na seção será obtida por meio da equação 4.4.

$$\tau_{\text{máx}} = 6,0498 \text{ MPa}$$

Com os dados necessários, aplicamos critério de falha de Von Mises, visto na equação 4.3.

$$11,337 > 350$$

Pode ser concluído que o material está adequado ao projeto da viga, já que não apresenta falha utilizando o critério de Von Mises e devido a tensão máxima calculada ser muito inferior à tensão de escoamento do material.

Capítulo 5

5. Análise Dinâmica em 2D

Visando compreender o comportamento dinâmico do reboque durante a rodagem, foi feito um modelo bidimensional do mesmo. Com isso, efeitos de torção provocados pelo deslocamento angular das estruturas do reboque e do carro não serão contemplados pelo estudo.

Para analisar o comportamento dinâmico do reboque, deve-se levar em consideração a movimentação deste montado, carregado e acoplado a um carro de passeio. Esta configuração foi escolhida por se tratar do layout no qual o projeto estará sujeito na maior parte do tempo em termos de transporte, uma vez que ao descarregar o reboque o mesmo pode simplesmente ser desmontado, não havendo a necessidade de ser transportado acoplado e sem carga.

O estudo consiste em sujeitar o sistema a uma excitação de base oriunda de uma lombada, que teve suas dimensões baseadas na resolução 39/98 do CONTRAN. (1998). Os ensaios virtuais foram feitos com o auxílio do software Matlab, onde após a simulação são apresentados gráficos que auxiliam na compreensão do comportamento do modelo.

A excitação de base causada pela lombada é expressa da seguinte forma:

$$y = \frac{y_0}{2} (1 - \cos wt) \quad (5.1)$$

A equação 5.1 representa o deslocamento vertical provocado pela excitação de base.

Onde:

y_0 – Deslocamento máximo provocado pela lombada

w – Frequência angular

t – Tempo referente ao posicionamento da roda sobre a lombada

Como a equação 5.1 da excitação de base indica, é necessário determinar os tempos de entrada das rodas na lombada. O tempo de entrada de cada roda será

calculado analogamente para todas as rodas do sistema, através do equacionamento descrito abaixo da Figura 30: Representação do modelo carregado.

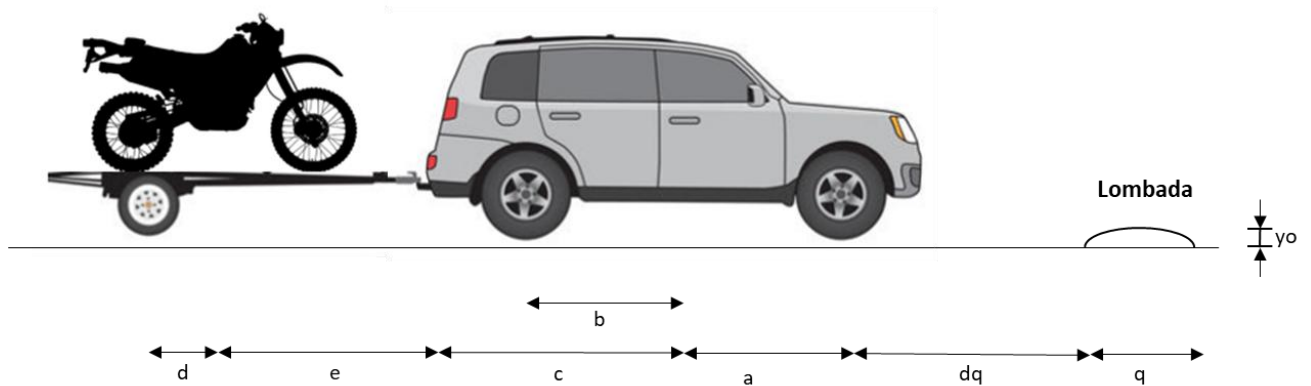


Figura 30: Representação do modelo carregado

$$t_{entrada1} = \frac{dq}{v_c}, \quad (5.2)$$

$$t_{entrada2} = t_{entrada1} \frac{(a + b)}{v_c}, \quad (5.3)$$

$$t_{entrada3} = t_{entrada1} \frac{(a+c+e)}{v_c}, \quad (5.4)$$

Onde:

$t_{entrada1}$ – Tempo de entrada da roda dianteira do carro na lombada

$t_{entrada2}$ – Tempo de entrada da roda traseira do carro na lombada

$t_{entrada3}$ – Tempo de entrada da roda do reboque no quebra-molas

dq – Distância até a lombada

q – Comprimento da lombada

v_c – Velocidade do carro

Com estes dados é possível obter também os tempos de saída das rodas da lombada, como demonstrado nas equações abaixo.

$$t_{saída1} = t_{entrada1} \frac{dq}{v_c}, \quad (5.5)$$

$$t_{saída2} = t_{entrada2} \frac{dq}{v_c}, \quad (5.6)$$

$$t_{entrada3} = t_{saída3} \frac{dq}{v_c} \quad (5.7)$$

Sendo:

- $t_{saída1}$ – Tempo de saída da roda dianteira do carro do quebra-molas
- $t_{saída2}$ – Tempo de saída da roda traseira do carro do quebra-molas
- $t_{saída3}$ – Tempo de saída da roda do reboque do quebra-molas

Com as equações expostas acima é possível notar que a excitação de base está diretamente ligada aos tempos de entrada, distância do carro até a lombada, dimensões do veículo e velocidade.

5.1. Análise do Veículo

Para a análise realizada neste estudo, o carro a tracionar o reboque é tratado como um corpo rígido. Desta maneira, as deformações na estrutura do veículo são desconsideradas e não interferem na dinâmica do sistema. Com isto, o carro é estudado com um total de quatro graus de liberdade, sendo estes indicados abaixo e na Figura 31.

- x_1 – Deslocamento vertical da roda dianteira do carro
- x_2 – Deslocamento vertical da roda traseira do carro
- x_0 – Deslocamento vertical do carro
- θ_1 – Ângulo de arfagem do centro de massa do carro

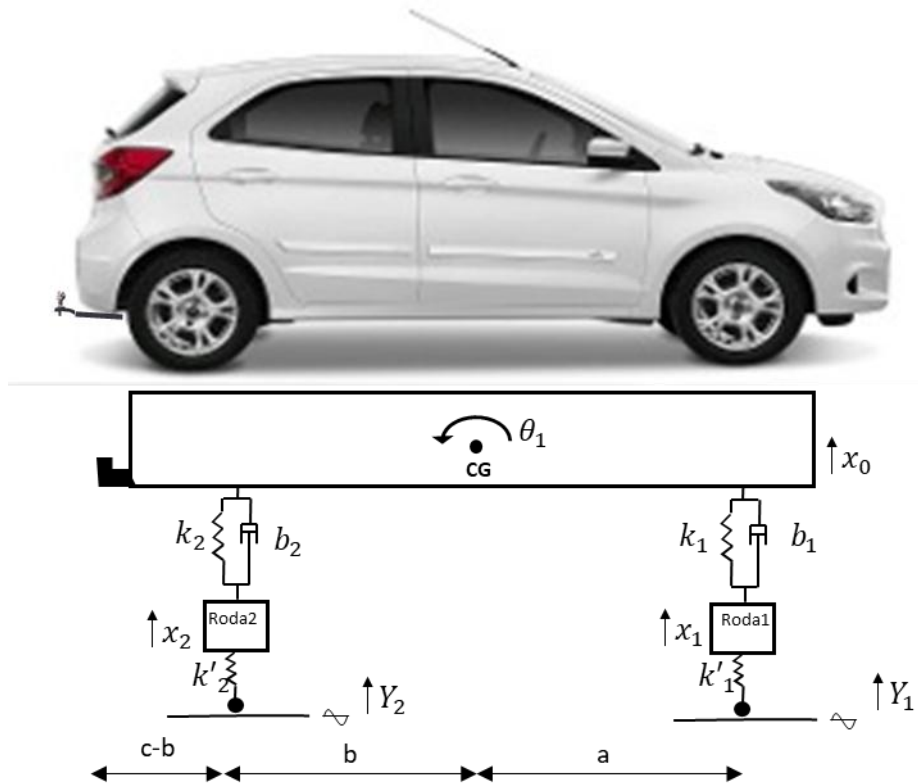


Figura 31: Representação do carro

Onde:

- a – Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade
- b – Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade
- c – Distância do engate ao centro de gravidade
- k_1 – Rigidez das molas do eixo dianteiro
- k_2 – Rigidez das molas do eixo traseiro
- b_1 – Constante de amortecimento dos amortecedores do eixo frontal
- b_2 – Constante de amortecimento dos amortecedores do eixo traseiro
- k'_1 – Rigidez do pneu dianteiro
- k'_2 – Rigidez do pneu traseiro
- Y_1 – Excitação de base no eixo dianteiro
- Y_2 – Excitação de base no eixo traseiro

Por se tratar de um *hatch* médio, onde sua distribuição de peso é relativamente simétrica, foi adotado o centro do entre eixos do carro como a posição do seu centro de gravidade.

Com o objetivo de elaborar o equacionamento do deslocamento do veículo, foi feito o somatório das forças e momentos atuantes nas rodas e no chassi em relação aos seus respectivos centros de gravidade. A força F representa a força no acoplamento do reboque no carro, onde seu valor varia de acordo com o deslocamento e a interação entre estes objetos.

Separando os componentes do veículo da maneira supracitada, visando compreender as forças atuantes nestes elementos, tem-se na Figura 32 o diagrama de corpo livre referente à roda dianteira do carro (roda 1):

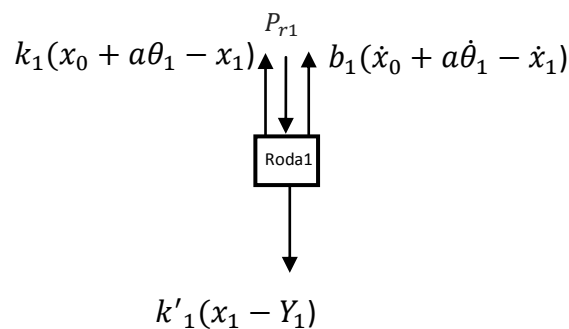


Figura 32: DLC da roda dianteira do carro

$$\sum F_x = m_{r1}\ddot{x}_1 \quad \uparrow +$$

$$k_1(x_0 + a\theta_1 - x_1) - P_{r1} + b_1(\dot{x}_0 + a\dot{\theta}_1 - \dot{x}_1) - k'_1(x_1 - Y_1) = m_{r1}\ddot{x}_1 \quad (5.8)$$

Onde P_{r1} é o peso da roda 1.

Analogamente, temos a Figura 33 para a roda traseira do carro (roda 2):

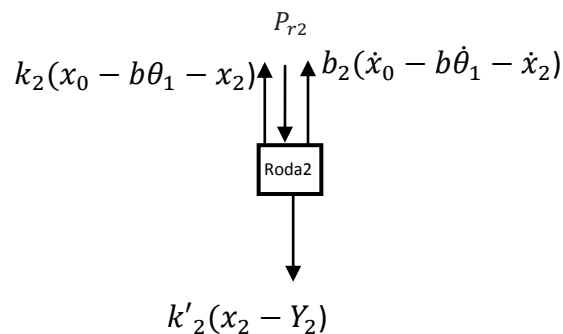


Figura 33 - DCL Roda Traseira

$$\sum F_x = m_{r2}\ddot{x}_2 \quad \uparrow +$$

$$k_2(x_0 - b\theta_1 - x_2) - P_{r2} + b_2(\dot{x}_0 - b\dot{\theta}_1 - \dot{x}_2) - k'_2(x_2 - Y_2) = m_{r2}\ddot{x}_2 \quad (5.9)$$

Onde P_{r2} é o peso da roda 2.

Por fim, temos a Figura 34 mostra o DCL para a análise do carro:

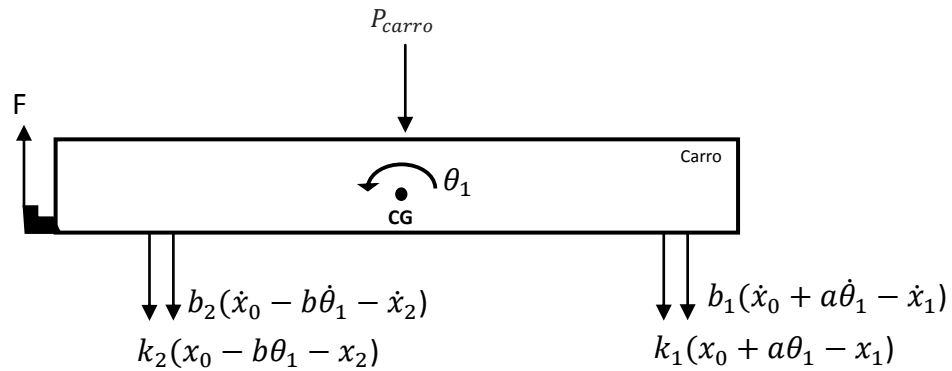


Figura 34: DCL do Carro

$$\sum F_x = m_{carro} \ddot{x}_0 \quad \uparrow +$$

$$F - P_{carro} - k_2(x_0 - b\theta_1 - x_2) - b_2(\dot{x}_0 - b\dot{\theta}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_0 + a\theta_1 - x_1) - b_1(\dot{x}_0 + a\dot{\theta}_1 - \dot{x}_1) = m_{carro} \ddot{x}_0 \quad (5.10)$$

$$\sum T = I_{carro} \ddot{\theta}_1 \quad (+)$$

$$-Fc + k_2(x_0 - b\theta_1 - x_2) \cdot b + b_2(\dot{x}_0 - b\dot{\theta}_1 - \dot{x}_2) \cdot b - k_1(x_0 + a\theta_1 - x_1) \cdot a - b_1(\dot{x}_0 + a\dot{\theta}_1 - \dot{x}_1) \cdot a = I_{carro} \ddot{\theta}_1 \quad (5.11)$$

5.2. Análise do Reboque

Para analisar o comportamento dinâmico do reboque, o mesmo é considerado como um corpo rígido, de maneira análoga à feita com o carro que o traciona. Sendo assim, as deformações na estrutura são desconsideradas para o cálculo do deslocamento do seu centro de gravidade.

Para este componente, serão considerados dois graus de liberdade, sendo estes indicados abaixo e na Figura 35.

x_0 – Deslocamento vertical do reboque

θ_2 – Ângulo de arfagem do centro de massa do reboque

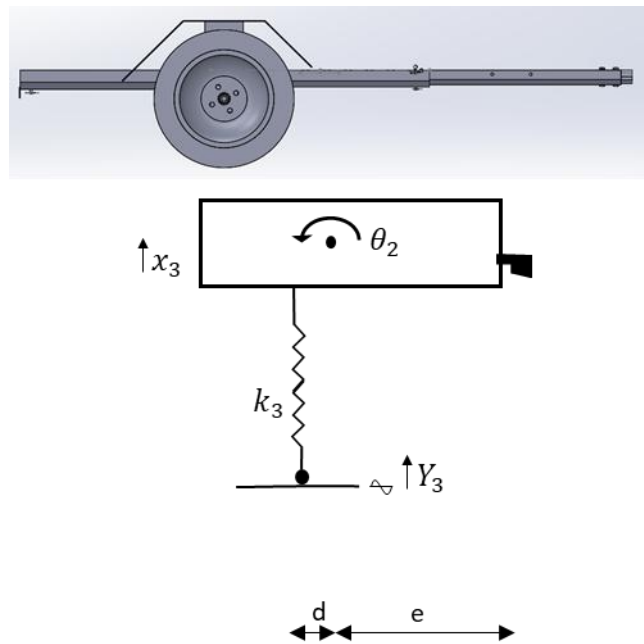


Figura 35: Reboque

Onde:

- d – Distância do eixo do reboque ao seu centro de gravidade
- e – Distância do engate ao centro de gravidade do reboque
- Y_3 – Excitação de base na roda do reboque
- k_3 – Rigidez do pneu do reboque

Visando estudar as forças atuantes no reboque, é necessário elaborar um DCL da mesma. Para tal, pode-se considerar a estrutura, rodas e carga a se transportar como um único elemento, uma vez que a flexibilidade e movimento entre estes componentes são desconsiderados. Com isso, tem-se a Figura 36:

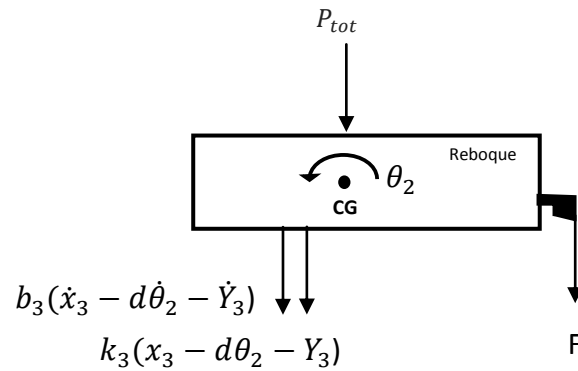


Figura 36: DCL Reboque

$$\sum F_x = m_{reboque} \ddot{x}_3 \quad \uparrow +$$

$$-k_3(x_3 - d\theta_2 - Y_3) - b_3(\dot{x}_3 - d\dot{\theta}_2 - \dot{Y}_3) - F - P_{tot} = m_{tot} \ddot{x}_3 \quad (5.12)$$

$$\sum T = I_{reboque} \ddot{\theta}_2$$

$$k_3(x_3 - d\theta_2 - Y_3) \cdot d + b_3(\dot{x}_3 - d\dot{\theta}_2 - \dot{Y}_3) \cdot d - F \cdot e = I_{reboque} \ddot{\theta}_2 \quad (5.13)$$

Onde $P_{tot} = P_{total} = P_{reboque} + P_{moto} + P_{r3}$ são o peso total da estrutura, do reboque e da roda do reboque.

5.3. Análise do Sistema Acoplado

Nesta etapa, busca-se compreender comportamento dinâmico do reboque durante sua operação. Para tal, o mesmo é considerado acoplado ao veículo que o tracionará. Isto será feito através da união dos dois modelos representados na seção anterior (carro e reboque) através do engate, no qual atuará uma força F , variável de acordo com a excitação de base nestes corpos.

Com tal modelo de acoplamento, é possível visualizar de maneira eficaz comportamentos como deslocamento vertical e ângulo de arfagem dos dois corpos, uma vez que o comportamento de um corpo afeta diretamente o outro. O modelo dos veículos acoplados é representado pelo modelo físico na Figura 37.

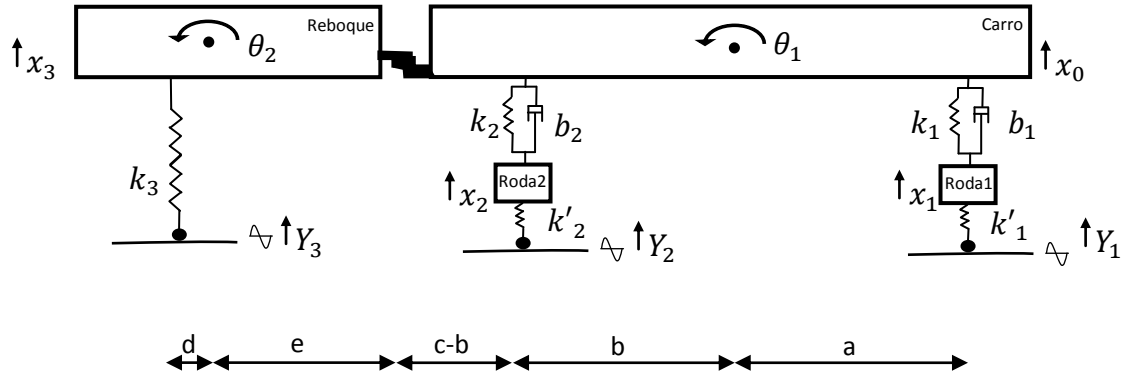


Figura 37: Diagrama do Acoplamento

Para definir as equações de movimento do acoplamento, deve-se recorrer às equações 5.8, 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13. Reestruturando tais equacionamentos, obtém-se:

$$m_{r1}\ddot{x}_1 - b_1\dot{x}_0 + b_1\dot{x}_1 - b_1a\dot{\theta}_1 - k_1x_0 + (k_1 + k'_1)x_1 - k_1a\theta_1 = -P_{r1} + k'_1Y_1 \quad (5.14)$$

para a roda dianteira do carro,

$$m_{r2}\ddot{x}_2 - b_2\dot{x}_0 - b_2\dot{x}_2 + b_2b\dot{\theta}_1 - k_2x_0 + (k_2 + k'_2)x_2 + k_2b\theta_1 = -P_{r2} - k'_2Y_2 \quad (5.15)$$

para a roda traseira do carro,

$$m_{carro}\ddot{x}_0 + (b_2 + b_1)\dot{x}_0 - b_1\dot{x}_1 - b_2\dot{x}_2 + (b_1a - b_2b)\dot{\theta}_1 + (k_1 + k_2)x_0 - k_1x_1 - k_2x_2 + (k_1a - k_2b)\theta_1 = F - P_{carro} \quad (5.16)$$

$$I_{carro}\ddot{\theta}_1 + (b_1a - b_2b)\dot{x}_0 - b_1a\dot{x}_1 + (b_1a^2 + b_2b^2)\dot{\theta}_1 + (k_1a - k_2b)x_0 - k_1ax_1 + b_2b\dot{x}_2 + k_2bx_2 + (k_1a^2 + k_2b^2)\theta_1 = -Fc \quad (5.17)$$

para o carro e,

$$m_{tot}\ddot{x}_3 + b_3\dot{x}_3 - b_3d\dot{\theta}_2 + k_3x_3 - k_3d\theta_2 = b_3\dot{Y}_3 + k_3Y_3 - F - P_{tot} \quad (5.18)$$

$$I_{reboque}\ddot{\theta}_2 - b_3d\dot{x}_3 + b_3d^2\dot{\theta}_2 - k_3dx_3 + k_3d^2\theta_2 = -b_3d\dot{Y}_3 - k_3dY_3 - Fe \quad (5.19)$$

para o reboque.

Com estas equações, é possível montar um modelo matemático do tipo,

$$M\ddot{\vec{X}} + B\dot{\vec{X}} + K\vec{X} = \vec{F} \quad (5.20)$$

Onde a matriz de massa M é expressa por

$$M = \begin{bmatrix} m_{r1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{r2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{carro} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{carro} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{total} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{carro} \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

A matriz de amortecimento B por

$$B = \begin{bmatrix} b_1 & 0 & -b_1 & -b_1 \cdot a & 0 & 0 \\ 0 & b_2 & -b_2 & b_2 \cdot b & 0 & 0 \\ -b_1 & -b_2 & b_1 + b_2 & b_1 \cdot a - b_2 \cdot b & 0 & 0 \\ -b_1 \cdot a & b_2 \cdot b & b_1 \cdot a - b_2 \cdot b & b_1 \cdot a^2 + b_2 \cdot b^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_3 & -b_3 \cdot d \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -b_3 \cdot d & b_3 \cdot d^2 \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

A matriz de rigidez K por

$$K = \begin{bmatrix} k_1 + k'_1 & 0 & -k_1 & -k_1 \cdot a & 0 & 0 \\ 0 & k_2 + k'_2 & -k_2 & k_2 \cdot b & 0 & 0 \\ -k_1 & -k_2 & k_1 + k_2 & k_1 \cdot a - k_2 \cdot b & 0 & 0 \\ -k_1 \cdot a & k_2 \cdot b & k_1 \cdot a - k_2 \cdot b & k_1 \cdot a^2 + k_2 \cdot b^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_3 & -k_3 \cdot d \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_3 \cdot d & k_3 \cdot d^2 \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

Para os vetores de deslocamento, representados na equação 5.20 por \vec{F} , temos:

$$\begin{bmatrix} k'_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k'_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c \\ 0 & 0 & k_3 & b_3 & -1 \\ 0 & 0 & -k_3 \cdot d & -b_3 \cdot d & -e \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \dot{Y}_3 \\ F \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -P_{r1} \\ -P_{r2} \\ -P_{carro} \\ 0 \\ -P_{tot} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Para os demais vetores \ddot{X} , \dot{X} e X , relacionados as matrizes M , B e K , respectivamente, tem-se:

$$\ddot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_0 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{x}_0 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_0 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_0 \\ \theta_1 \\ x_3 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

Uma vez estruturadas as equações de movimento em forma de matrizes, pode-se inseri-las no software Matlab em busca da obtenção dos resultados das simulações.

5.3.1. Parâmetros da Simulação

Antes de iniciar a simulação, é necessário definir os parâmetros do sistema. Para obtenção de resultados confiáveis, é necessário definir tais entradas da maneira mais próxima à encontrada nos veículos da categoria selecionada, bem como os dados específicos do reboque.

Para as dimensões do veículo, foram utilizadas as informações da ficha técnica do Ford Ka 2017, acoplado ao reboque do projeto por meio de um engate padrão. Tal sistema está carregado transportando uma motocicleta com peso baseado na Yamaha Ténéré 2017, que é extraído de sua ficha técnica, onde tem-se:

$$a = 1,246 \text{ m}$$

$$b = 1,246 \text{ m}$$

$$c = 1,267 \text{ m}$$

$$l = 2,492 \text{ m}$$

$$d = 1,097 \text{ m}$$

$$e = 0,380 \text{ m}$$

$$m_{\text{carro}} = 1450 \text{ kg}$$

$$m_{r1} = 8 \text{ kg}$$

$$m_{r2} = 8 \text{ kg}$$

$$m_{\text{moto}} = 154 \text{ kg}$$

$$m_{r3} = 4 \text{ kg}$$

$$m_{\text{reboque}} = 60,64 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$I_{\text{carro}} = 2453,5 \text{ kg. m/s}^2$$

$$I_{\text{moto}} = 481,1 \text{ kg. m/s}^2$$

$$b_1 = 1554 \text{ N. s/m}$$

$$b_2 = 3144,2 \text{ N. s/m}$$

$$b_3 = 0 \text{ N. s/m}$$

$$k_1 = 16878,32 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 19000 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 33355,84 \text{ N/m}$$

$$k'_1 = 190000 \text{ N/m}$$

$$k'_2 = 190000 \text{ N/m}$$

$$k_{\text{engate}} = 250000 \text{ N/m}$$

$$d = 0,5 \text{ m}$$

$$dq = 1,5 \text{ m}$$

$$y_0 = 0,2 \text{ m}$$

$$vc = 10 \text{ km/h}$$

Além das informações obtidas na ficha técnica dos veículos mencionados e no projeto do reboque, dados específicos como, constante elástica dos pneus, constante de amortecimento e rigidez da suspensão do carro foram obtidas nas tabelas de Ruthes (RUTHES, 2016) e no APÊNDICE IV para o caso da rigidez do pneu do reboque, que difere dos demais do sistema. Para os dados da lombada, as informações foram baseadas na Resolução 39/98 do CONTRAN. (1998).

5.3.2. Resultados da Simulação

O sistema elaborado no APÊNDICE I com base nos parâmetros adotados acima foi sujeito a duas situações para estudo do seu comportamento.

Primeiramente, o sistema foi considerado sujeito apenas à ação da gravidade, onde seu peso gera um forçamento capaz de deslocar verticalmente o sistema, gerando oscilações a serem analisadas adiante.

Em outro estágio, submeteu-se o sistema a ação de uma lombada, que tem suas especificações explicitadas na seção Parâmetros da Simulação.

5.3.2.1. Efeito exclusivo da Ação dos Pesos

Para sujeitar o modelo às ações das forças peso de seus componentes, foi desenvolvido uma programação no Matlab APÊNDICE III, que submete o sistema à situação desejada.

Após executar a simulação pode-se segmentar o sistema em roda dianteira, roda traseira, carro e reboque. Com isso, para os componentes do carro tem-se:

A Figura 38 com o deslocamento vertical da roda dianteira do carro sobre o tempo,

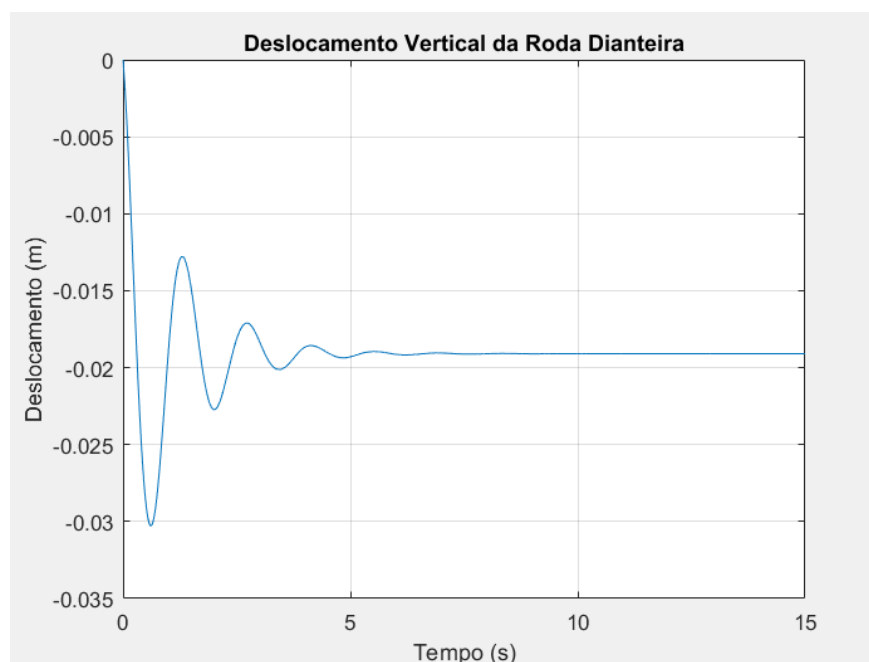


Figura 38: Deslocamento Vertical 1 da Roda Dianteira

A Figura 39 com a velocidade vertical da roda dianteira do carro em função do tempo,

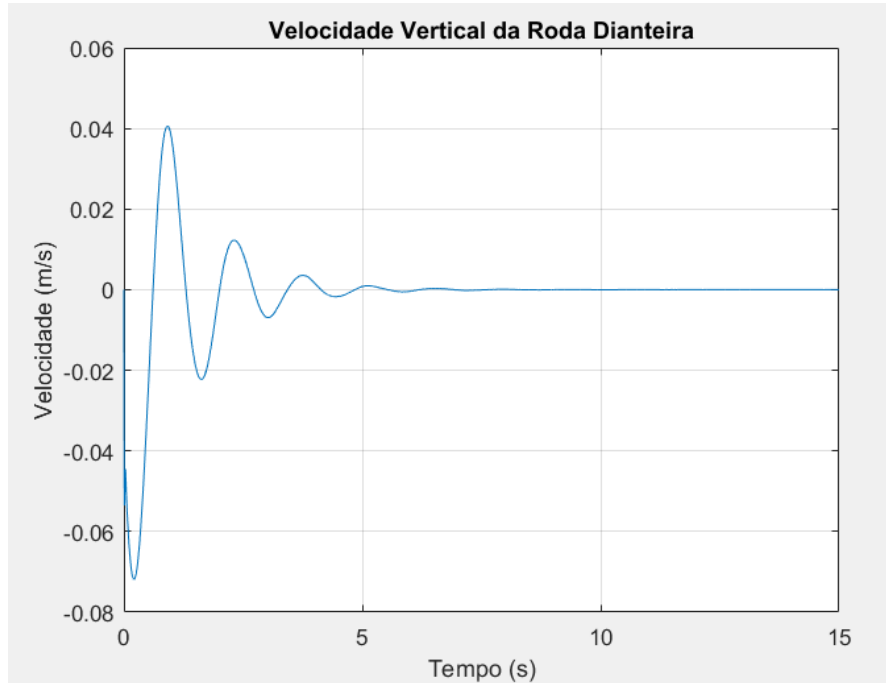


Figura 39: Velocidade Vertical 1 da Roda Dianteira

A Figura 40 como deslocamento vertical da roda traseira do carro sobre o tempo,

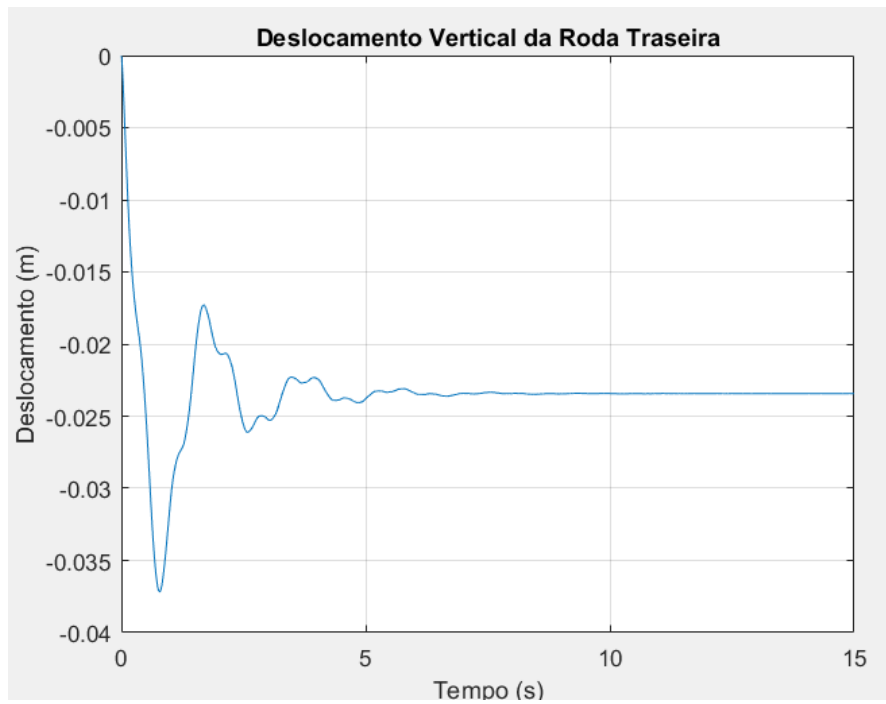


Figura 40: Deslocamento Vertical 1 da Roda Traseira

A Figura 41 com a velocidade ao longo do deslocamento vertical da roda traseira do carro sobre o tempo,

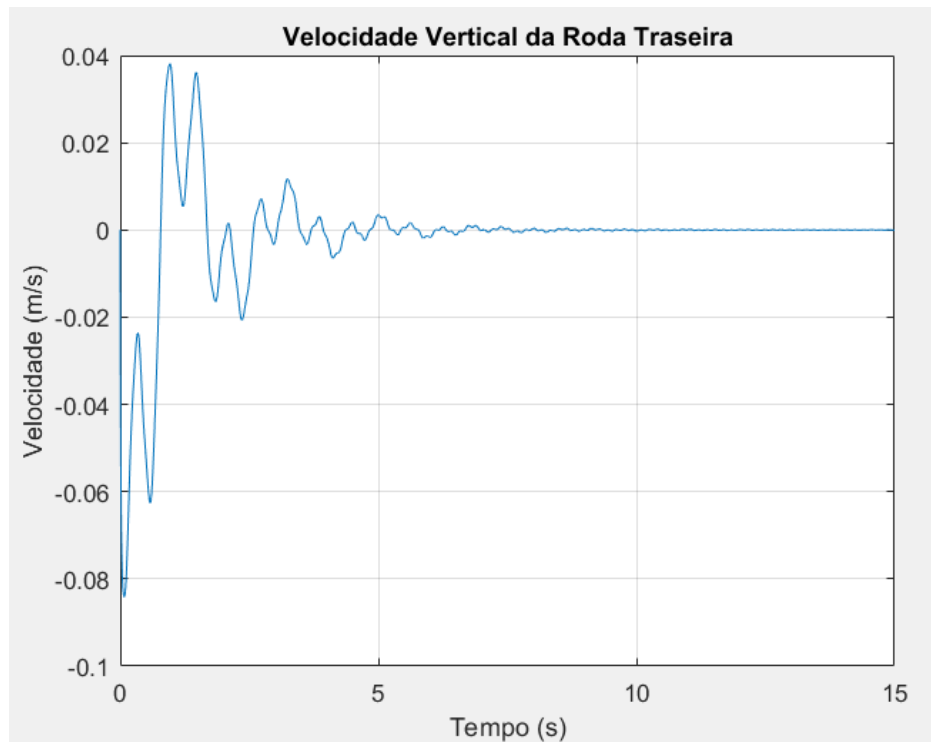


Figura 41: Velocidade Vertical 1 da Roda Traseira

A Figura 42 com o deslocamento vertical do carro sobre o tempo,

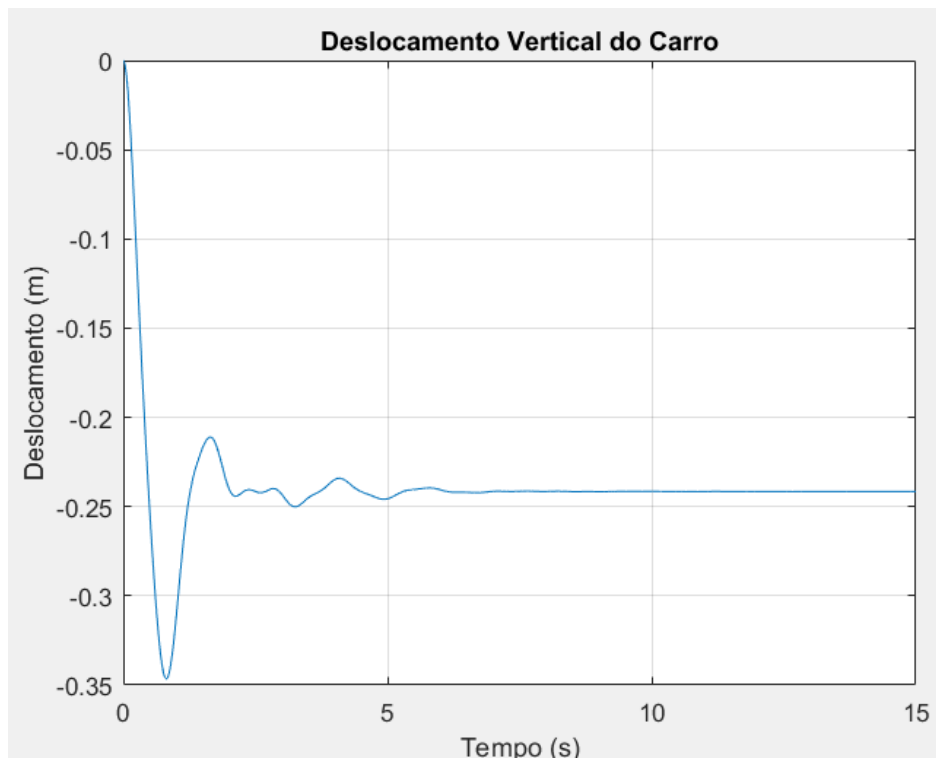


Figura 42: Deslocamento Vertical 1 do Carro

A Figura 43 Como velocidade ao longo do deslocamento vertical do carro sobre o tempo.

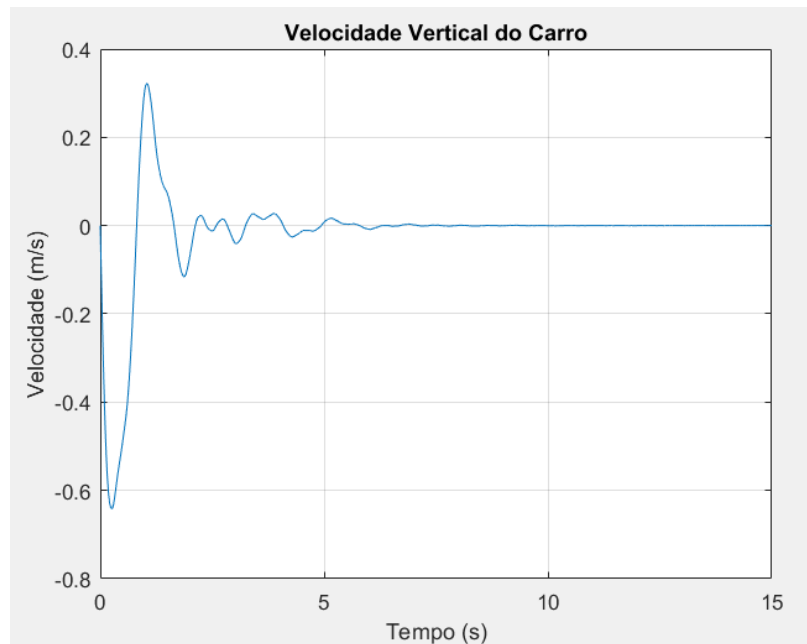


Figura 43: Velocidade Vertical 1 do Carro

Da mesma forma, é possível analisar para o reboque:

A Figura 44 para o deslocamento vertical do reboque ao longo do tempo,

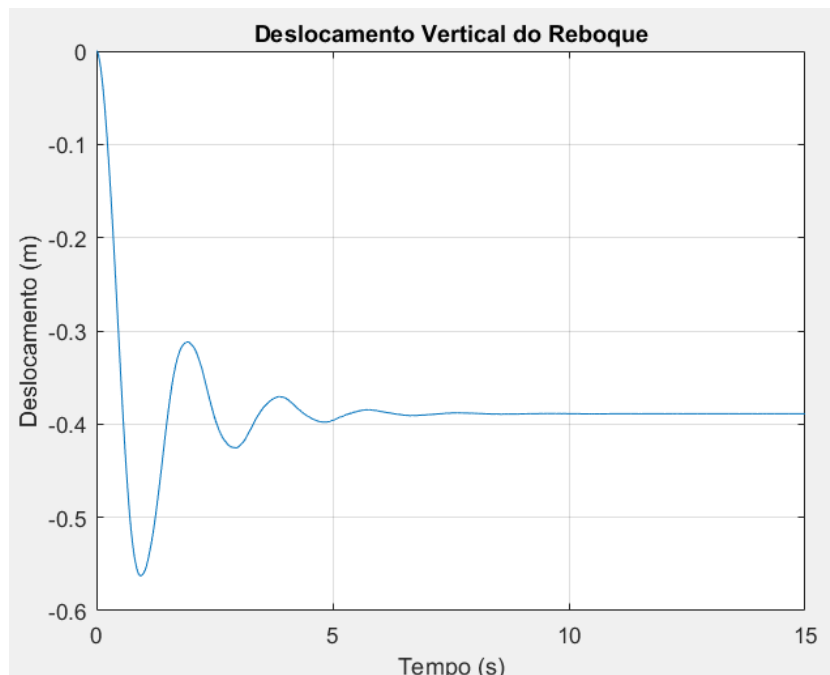


Figura 44: Deslocamento Vertical 1 do Reboque

A Figura 45 para a velocidade ao longo do deslocamento vertical do reboque sobre o tempo.

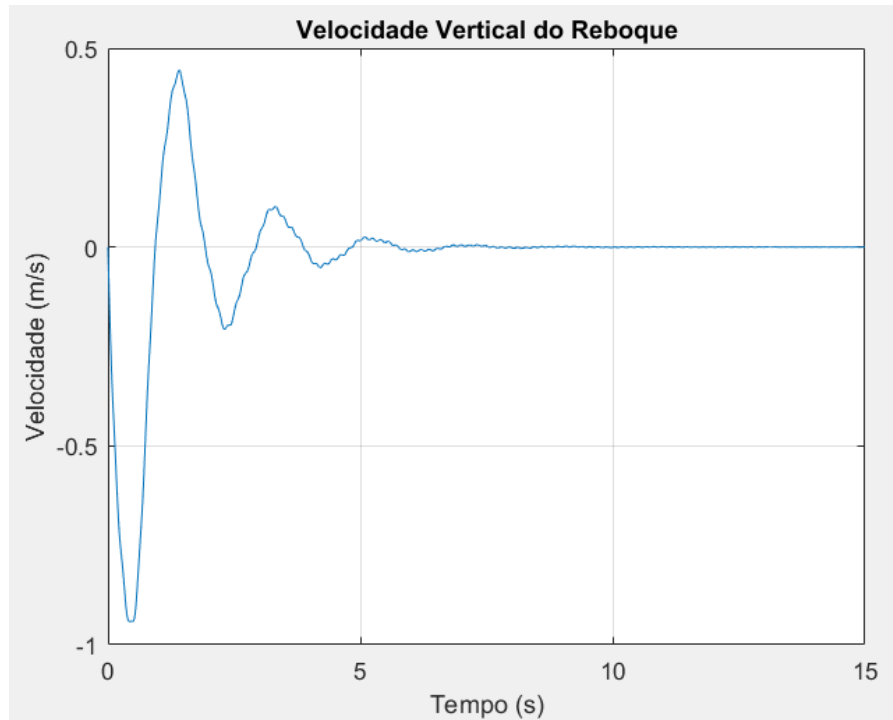


Figura 45: Velocidade Vertical 1 do Reboque

Após a ação das forças, tanto o reboque quanto o carro sofrerão variações no seu ângulo de arfagem, que se estabilizarão em uma posição diferente da sua configuração inicial. Com isso o comportamento do carro é descrito na Figura 46 como:

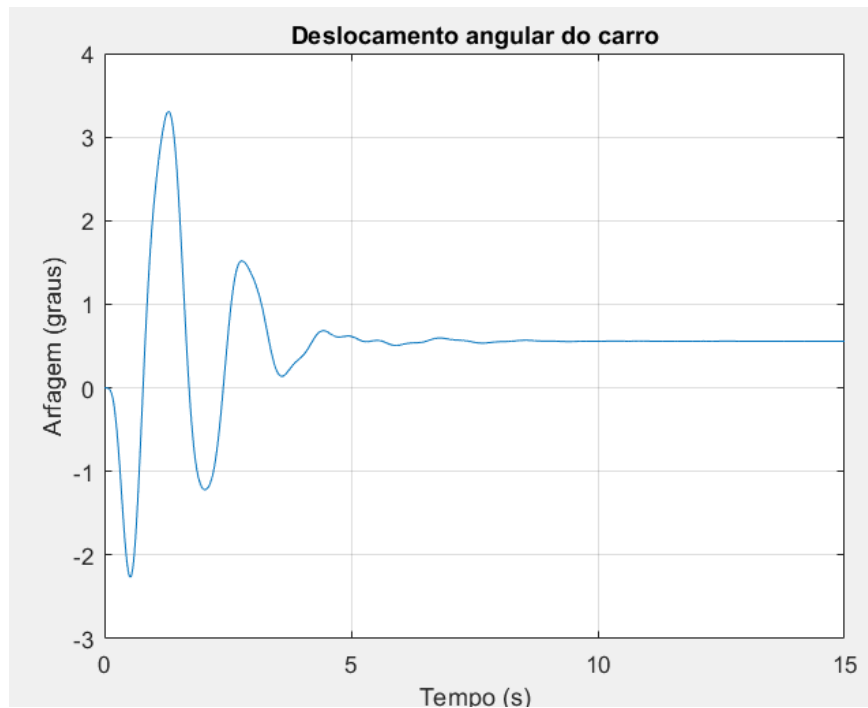


Figura 46: Arfagem 1 do Carro

Para o reboque, temos o comportamento expresso na Figura 47 como:

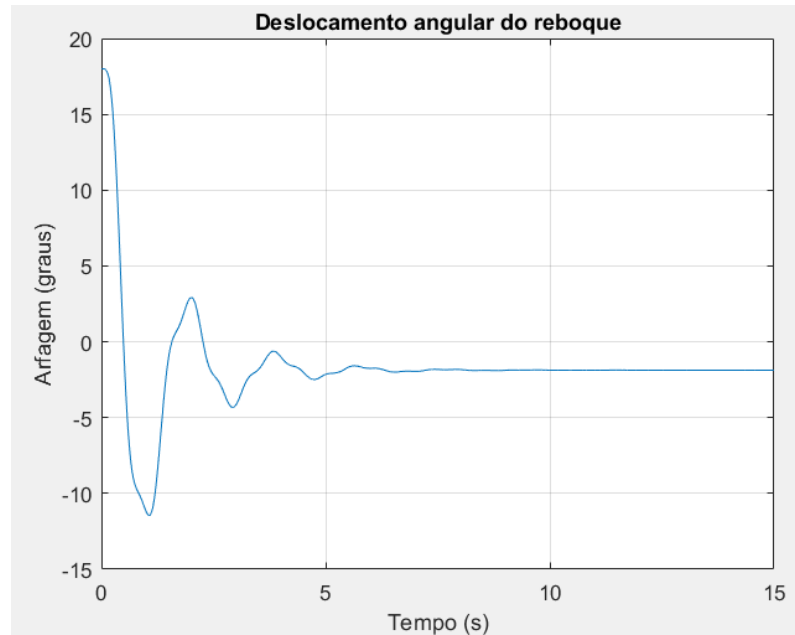


Figura 47: Arfagem 2 do Reboque

A união entre o carro e o reboque é garantida unicamente através do engate. Para unir estes componentes, o engate foi tratado como uma mola fictícia, de rigidez elevada, que gera uma deformação nesta conexão. Por se tratar de uma mola fictícia, tal deformação deve ser a menor possível, visando não interferir no comportamento dos outros componentes do sistema.

As forças atuantes no engate podem ser obtidas através da simulação, bem como a deformação presente nesta mola fictícia. Tais dados podem ser expressos com suas variações ao longo do tempo nas Figuras Figura 48 e Figura 49.

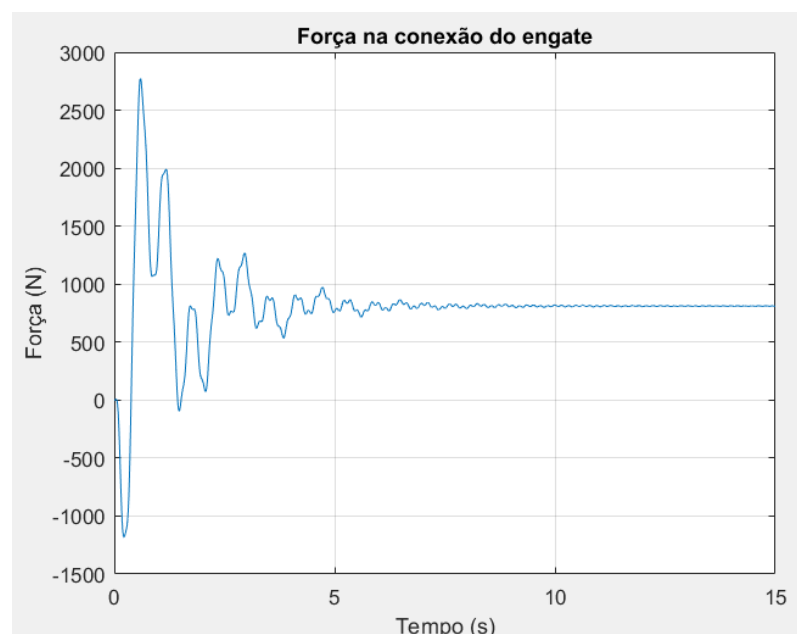


Figura 48: Força 1 na conexão do engate

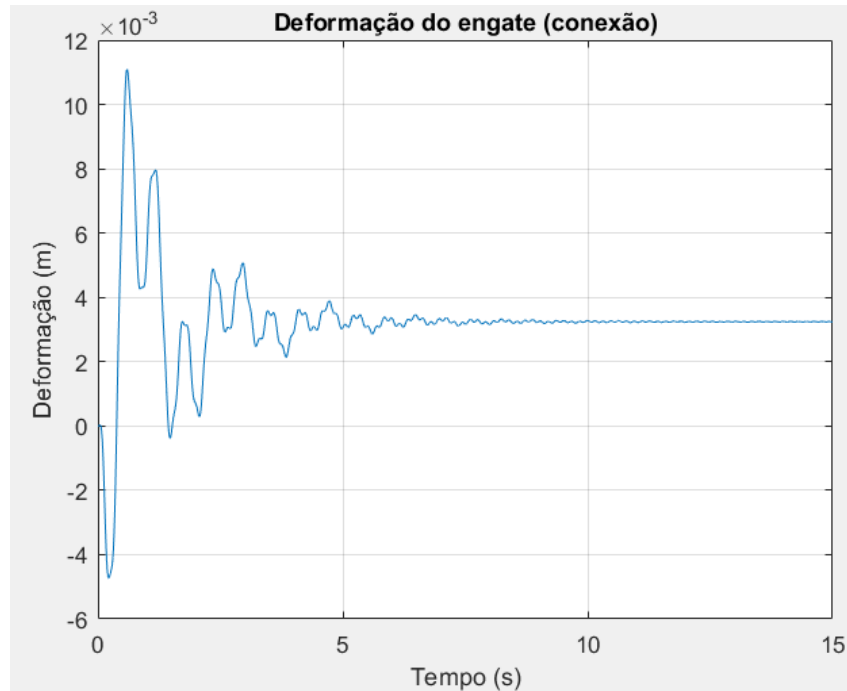


Figura 49: Deformação 1 na conexão do engate

Com as informações expostas acima é possível entender o comportamento do sistema como um todo, assim como validar o acoplamento através da deformação na conexão do engate, que se manteve dentro do esperado para esta simulação.

5.3.2.2. Sistema Exposto à Lombada

A seguir, sujeita-se o modelo à excitação de base proveniente da lombada previamente descrita. Tal simulação se dará submetendo a programação APÊNDICE I ao APÊNDICE II, de maneira análoga à feita na seção anterior.

Para esta simulação, o modelo será segmentado como carro e reboque, mantendo as rodas do carro inclusos na simulação e interagindo com o movimento do sistema como um todo. Desta maneira, é possível se obter:

A Figura 50 com o deslocamento vertical do carro em função do tempo,

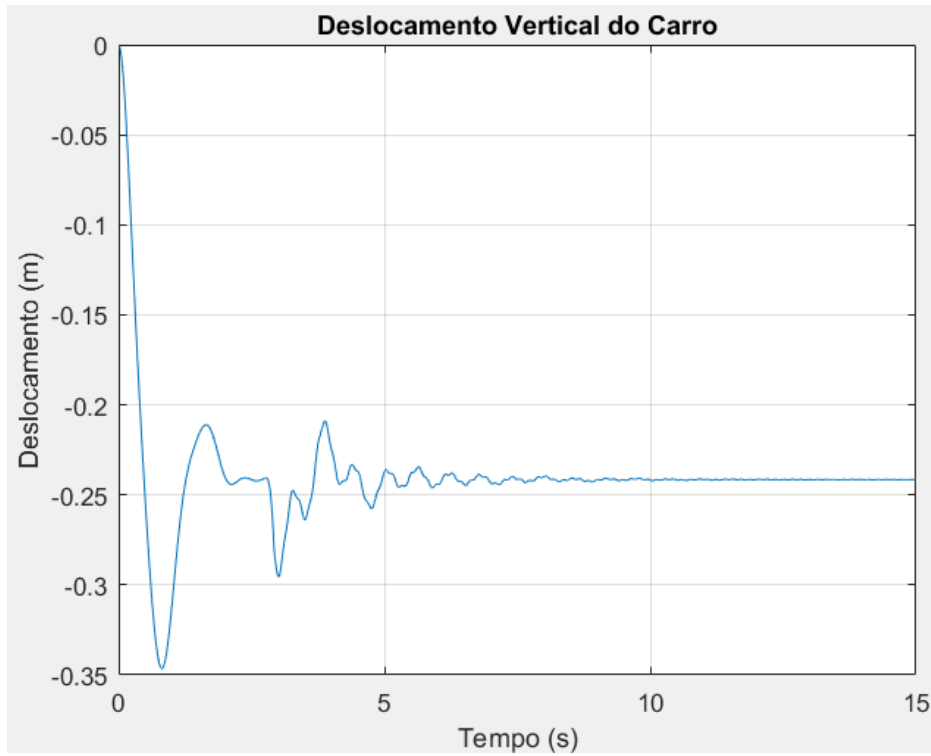


Figura 50: Deslocamento Vertical 2 do Carro com a massa suspensa

A Figura 51 com a velocidade ao longo do deslocamento vertical do carro em função do tempo.

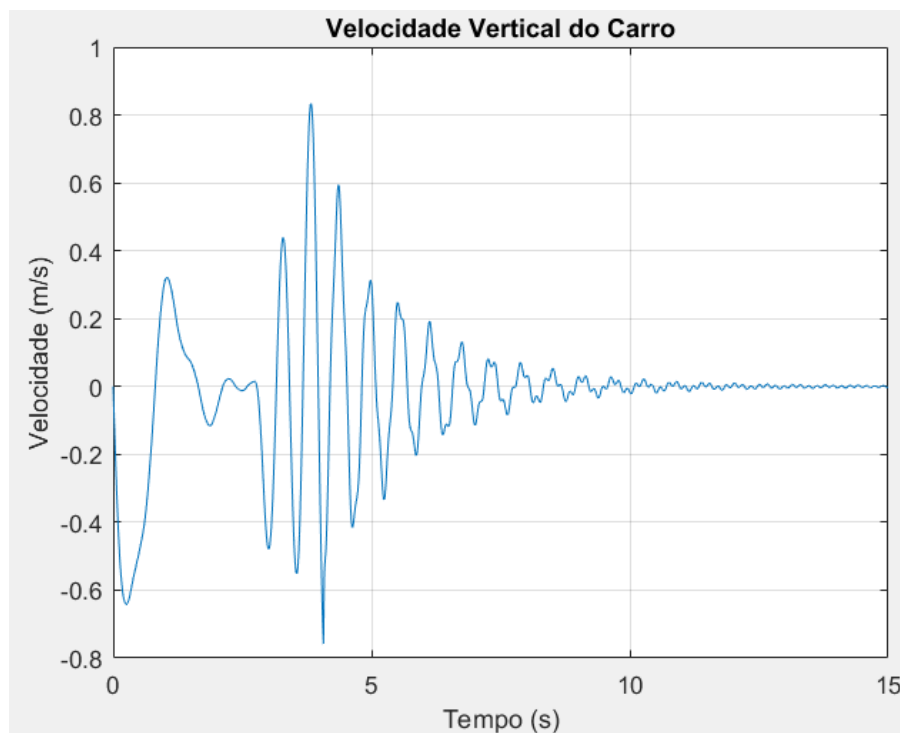


Figura 51: Velocidade Vertical 2 do Carro

Da mesma forma, é possível analisar para o reboque:

A Figura 52 indicando o deslocamento vertical do reboque ao longo do tempo,

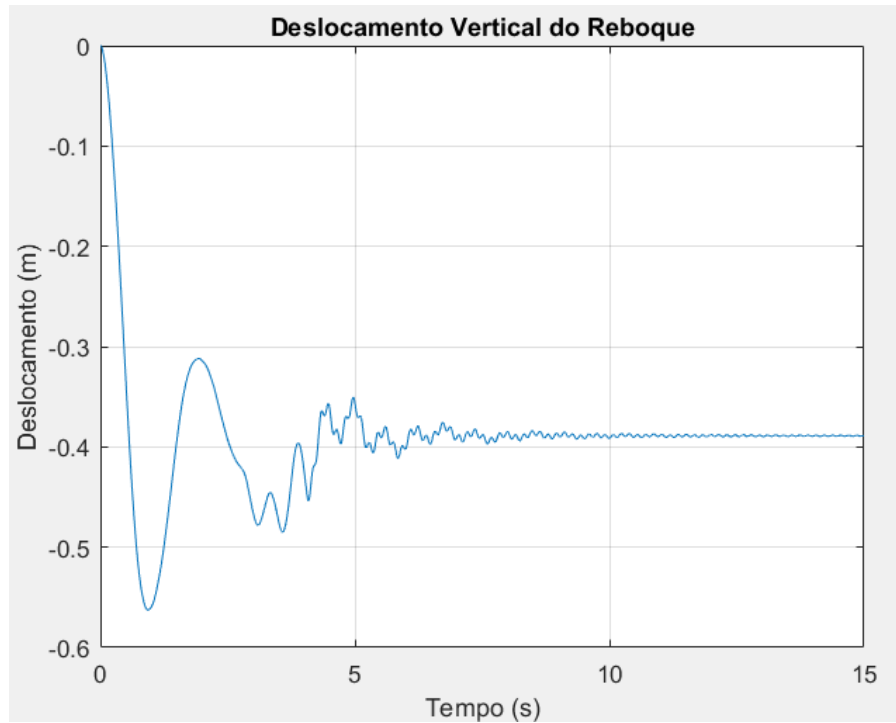


Figura 52: Deslocamento Vertical 2 do Reboque

A Figura 53 expressando a velocidade ao longo do deslocamento vertical do reboque sobre o tempo.

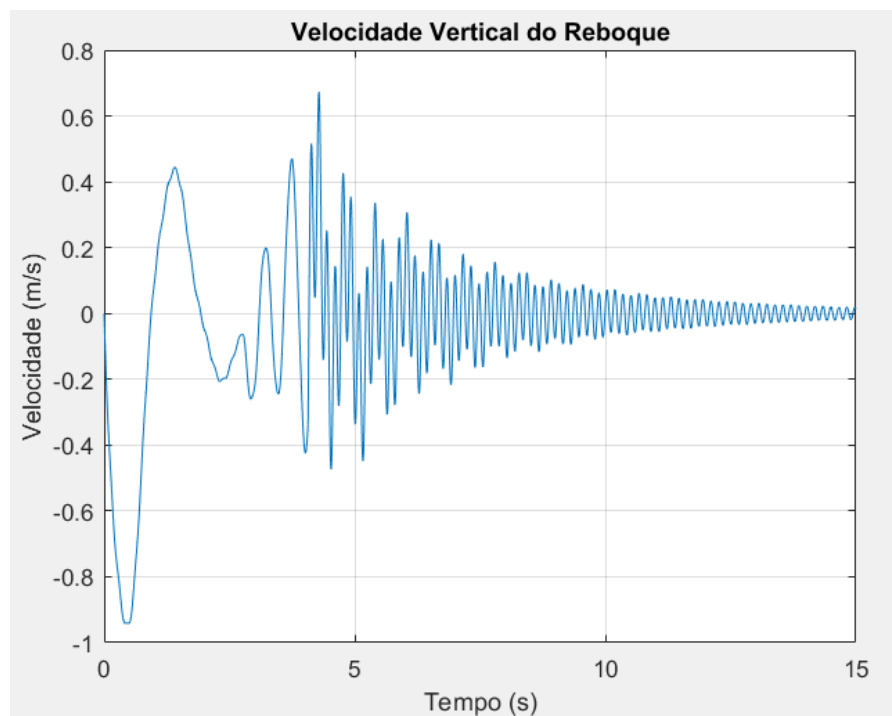


Figura 53: Velocidade Vertical 2 do Reboque

Assim como na simulação anterior, é possível afirmar que após a ação das forças, tanto o reboque quanto o carro sofrerão variações no seu ângulo de arfagem, que se estabilizarão em uma posição diferente da sua configuração inicial. Com isso o comportamento do carro é descrito na Figura 54 como:

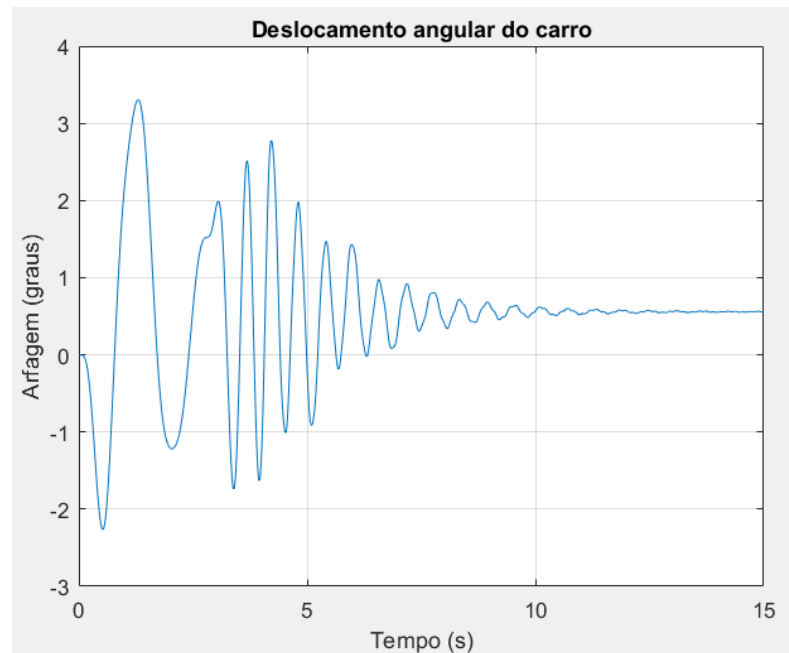


Figura 54 - Arfagem 2 do Carro

Para o reboque, temos um comportamento expresso na Figura 55 como:

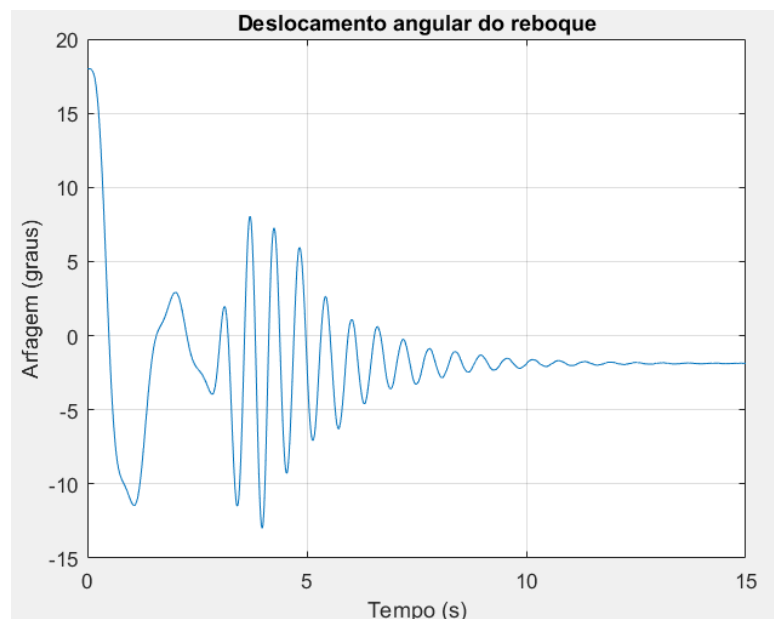


Figura 55 - Arfagem 2 do Reboque

Para esta simulação, a maneira de analisar o engate e trata-lo como conexão entre o carro e o reboque se mantém a mesma que a da simulação anterior, tratando este como uma mola fictícia com um coeficiente de rigidez k_{engate} . Sua deformação deve se manter a menor possível dentro da análise, para que esta oscilação não interfira no comportamento do sistema como um todo.

A simulação exibe a variação da força e da deformação presente no engate ao longo do tempo e se apresenta da seguinte forma:

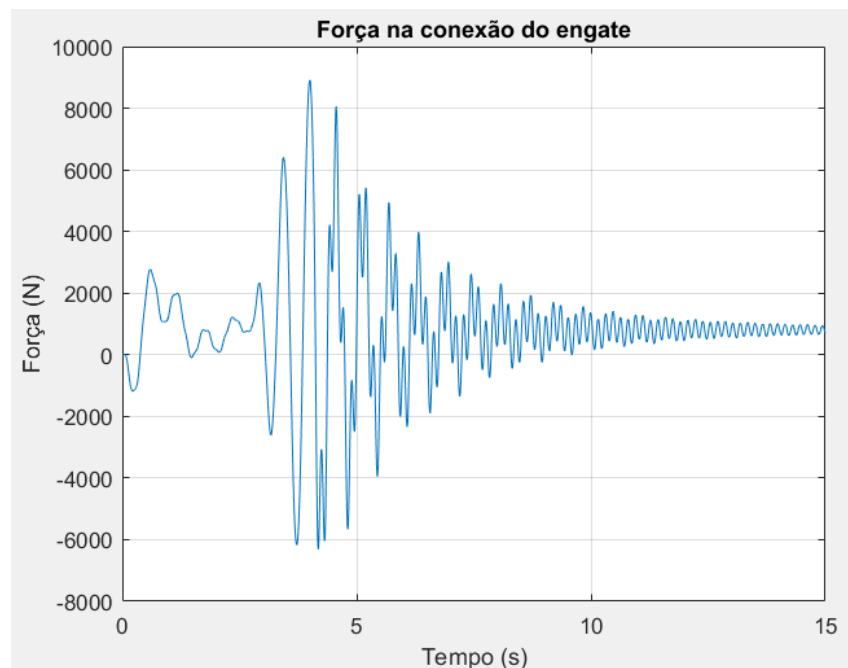


Figura 56 - Força 2 na conexão do engate

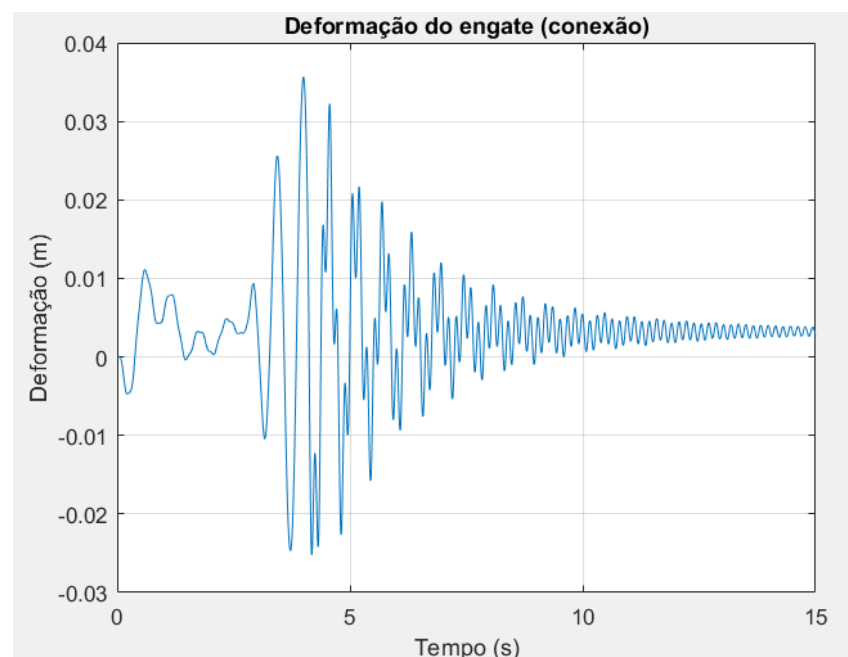


Figura 57 - Deformação 2 na conexão do engate

Os gráficos extraídos da simulação indicam que o comportamento da mola fictícia do engate está dentro do esperado, com uma deformação baixa se comparada aos deslocamentos do sistema, validando novamente o acoplamento entre o carro e o reboque.

5.3.3. Análise dos Resultados

Os resultados indicam um grande deslocamento gerado desde os primeiros ensaios, onde só são aplicadas as forças provenientes da massa suspensa. Tal massa aplicada comprime as molas do sistema, melhorando assim sua estabilidade.

Analisando os resultados do ponto de vista do reboque, é possível notar um alto índice de oscilações. Tal comportamento já é esperado pela natureza do projeto, que por possuir suspensão rígida conta apenas com a compressão dos pneus para absorção das excitações de base.

Nota-se também que o comportamento do reboque causa um efeito direto no posicionamento e movimentação dos componentes do carro, que ocorre graças ao acoplamento, mostrando assim a importância de analisar este sistema carro-reboque como sendo um sistema único.

Capítulo 6

6. Precificação do Projeto

Para que o projeto seja viável, deve-se avaliar não só os componentes estruturais e seu comportamento dinâmico. Há de se levar em conta seus custos de fabricação, para agregar competitividade no segmento de reboques.

Nesta análise, é feita uma estimativa de custo para fabricação do reboque em questão. Entretanto, os valores listados são os encontrados no mercado varejista. Para a fabricação do reboque em grande escala, é necessário um estudo mais aprofundado, se obtendo assim um valor mais próximo da realidade de uma fábrica de reboques.

Será considerado um processo de fabricação de quatorze horas, com o custo de R\$ 42,00 por hora trabalhada. Em adição a este, será aplicado um custo de 20% sobre valor final, simulando os custos inerentes às certificações e regulamentações.

Em busca de retorno financeiro, será estipulada uma margem de lucro de 80% sobre o valor total, para que a simulação de preço seja informativa tanto do ponto de vista de manufatura quanto do ponto de vista de valores para o usuário final.

Para esta precificação, não serão contabilizados os pinos e contra pinos (Trava do tipo "R"), uma vez que estes podem ser obtidos de várias maneiras diferentes (usinagem de tarugos, compra no mercado varejista e compra no mercado atacadista), o que poderia interferir muito no valor final.

Após cotar os componentes do projeto em mercados diversos como lojas de autopeças, serralherias e borracharias, tem-se a Tabela 5 - Valor Estimado dos Componentes do Reboque.

Tabela 5 - Valor Estimado dos Componentes do Reboque

Produto	Quantidade	Valor Unitário	Valor no Reboque
Engate Rápido com tubo de conexão	1	R\$ 99,80	R\$99,80
Viga de apoio da carga (1/3)	1	R\$ 42,50	R\$ 42,50
Viga de apoio da carga (2/3)	1	R\$ 42,50	R\$ 42,50
Viga de apoio da carga (3/3)	1	R\$ 42,50	R\$ 42,50
Suporte do eixo	1	R\$ 12,40	R\$ 12,40
Eixo	2	R\$ 38,20	R\$ 76,40
Para-lamas	2	R\$ 20,00	R\$ 40,00
Ponta de eixo	2	R\$ 50,90	R\$ 101,80
Cubo de roda com rolamento	2	R\$ 56,24	R\$ 112,48
Pneus e rodas	2	R\$ 140,00	R\$ 280,00
Parachoque traseiro	2	R\$ 21,90	R\$ 43,80
Tomada 3 pinos	1	R\$ 13,20	R\$ 13,20
Lanternas	2	R\$ 13,90	R\$ 27,80
Fiação	2	R\$ 5,90	R\$ 5,90
Kit de Cintas Catraca	1	R\$ 38,28	R\$ 38,28
Mão-de-obra	14	R\$ 42,00	R\$ 588,00
Processos	5	R\$ 40,00	R\$ 200,00
Lucro		80%	80%
VALOR TOTAL DO REBOQUE			R\$ 3541,25

O custo de fabricação de uma unidade, sem a adição da mão-de-obra e gastos provenientes dos processos de fabricação e regulamentação, é de R\$ 979,36. Após adicionar estes fatores, o custo por reboque passa a ser R\$ 1967,36 por unidade, chegando então a R\$ 3.541,25 por unidade após a aplicação da margem de lucro.

Mesmo com os valores encontrados sendo estimados sobre o ponto de vista de um cenário negativo, o projeto ainda se apresenta de maneira vantajosa. Quando comparado a projetos similares, seu custo ainda está baixo uma vez ponderadas as soluções que ele propõe quando comparado a um reboque de estrutura rígida.

Capítulo 7

7. Conclusão

Através das simulações, a análise matemática revela que o projeto é viável e todos os seus componentes estão propriamente dimensionados conforme os requisitos do projeto. No entanto, vale ressaltar que ocorre a heterogeneidade de materiais, como a não utilização de alumínio em áreas onde há maior carga exigida, fazendo com que o material escolhido para suportar as cargas tenha uma densidade muito maior, o que não impede ou inviabiliza o projeto, mas torna a montagem e a desmontagem do reboque mais trabalhosa por se tratar da não utilização de materiais leves em todo o projeto.

A natureza de um projeto modular de suspensão rígida revela um baixo custo de fabricação e a praticidade de não se ter um módulo de suspensão ocupando um espaço maior quando armazenado ou talvez exigindo a presença de ferramentas para montagem e desmontagem da estrutura. Entretanto, a análise dinâmica revela que isso traz consequências referentes ao comportamento dinâmico do sistema como um todo, uma vez que o reboque está sujeito a um índice de oscilações maior que o encontrado em sistemas com suspensão mais sofisticada.

7.1. Projetos Futuros

Com as conclusões tiradas do projeto proposto, existe a possibilidade de impor modificações e melhorias acerca do reboque, tais como:

- Análise da estrutura sobre outros tipos de excitação de base, visando compreender melhor o comportamento do sistema em diferentes situações;
- Promover o estudo do projeto quando exposto à ação de uma curva, para estudar os efeitos de rolagem e se obter mais informações relativas à estabilidade do projeto
- Submeter a estrutura a uma análise de elementos finitos, para se obter o máximo de realismo nas simulações;
- Estudar a aplicação de sistemas compactos de amortecimento sem fugir das propostas de portabilidade do projeto;

- Verificar a viabilidade de aplicação de materiais mais sofisticados no reboque;
- Elaborar um estudo econômico mais aprofundado sobre os custos de fabricação do projeto;
- Alterar a estrutura base para que o reboque seja capaz de transportar cargas variadas.

Bibliografia

- INMETRO. **Legislação INMETRO.** Disponível em: < http://www.inmetro.gov.br/LEGISLACAO/detalhe.asp?seq_classe=1&seq_ato=880>. Acesso em: 21 de setembro de 2016
- PLANALTO. **Código de Trânsito Brasileiro.** Disponível em: < http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/L9503Compilado.htm>. Acesso em: 10 de outubro de 2016
- EXAME. **abril.com.** Disponível em: < <http://exame.abril.com.br/negocios/os-50-carros-mais-vendidos-em-outubro-de-2016/>>. Acesso em: 17 de novembro de 2016
- Ford. **Ford Ka**
Disponível em:< <https://www.ford.com.br/content/dam/Ford/website-assets/latam/br/nameplate/Ka/brochures/Ka-FichaTecnica-MY18.pdf>>. Acesso em 28 de novembro de 2016
- KIA Motors. **KIA Bongo.**
Disponível em: <<https://www.kia.com.br/Veiculos/Versoes/bongo>>. Acesso em: 18 de novembro de 2016.
- IKERDNA. **Meios de Transporte.** Disponível em: <<http://meios-de-transporte.info/>>. Acesso em: 29 de novembro de 2016
- G1. **globo.com.** Disponível em: < <http://g1.globo.com/carros/noticia/2016/12/veja-10-carros-e-10-motos-mais-vendidos-em-novembro-de-2016.html>>. Acesso em: 6 de dezembro de 2016
- YAMAHA. **Motocicletas.** Disponível em: <<https://www.yamahamotor.com.br/produtos/motocicletas>>. Acesso em: 7 de dezembro de 2016
- HONDA. **Modelos.** Disponível em: <<http://www.honda.com.br/motos/modelos>>. Acesso em: 7 de dezembro de 2016
- HARLEY-DAVIDSON. **Motocicletas.** Disponível em <http://www.harley-davidson.com/pt_BR/Motorcycles/motorcycles.html>. Acesso em: 7 de dezembro de 2016

- BMW. **Motorrad Brasil.** Disponível em http://www.bmw-motorrad.com.br/br/pt/index.html?content=http://www.bmw-motorrad.com.br/br/pt/bike/enduro/f800gs/f800gs_overview.html¬rack=1>. Acesso em: 7 de dezembro de 2016
- TRIUMPH. **Triumph Motorcycles.** Disponível em: <<http://www.triumphmotorcycles.com.br/>>. Acesso em: 7 de dezembro de 2016
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais.** 7. Ed. São Paulo: Pearson, 2009
- GERE J. M. e GOODNO B. J. **Mecânica dos Materiais.** 7. Ed. São Paulo: Cengage, 2011.
- AUTOESPORTE, g1.globo.com. Disponível em <<https://g1.globo.com/carros/noticia/veja-10-carros-e-10-motos-mais-vendidos-em-janeiro-de-2017.ghtml>>. Acesso em 15 de janeiro de 2017
- CONTRAN. 1998. Resoluções. Disponível em: <www.denatran.gov.br>. Acesso em: 30 de julho de 2017.
- MDSolids Version 4.1.0. Disponível em:<<http://web.mst.edu/~mdsolids/download.htm>>. Acesso em: 07 de setembro de 2017
- SolidWorks 2014 SP5. Massachusetts, EUA: SOLIDWORKS Corp., 2014 1 CD-ROM.
- Matlab 2016a Versão 9.0. MathWorks, 2016. 1 CD-ROM
- RUTHES, J. P. **Análise de Sensibilidade de Suspensão Veicular.** 2016. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, no curso de Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Joinville, 2016
- CISER. **Catálogo de parafusos.** Disponível em <<http://www.ciser.com.br/produtos/tabela-de-precos>>. Acesso em: 13 de outubro de 2017
- MAGNAMET. **Catálogo de pinos e travas.** Disponível em <<http://www.magnamet.com.br/fabrica-industria-contrapinos-travas.html>>. Acesso em: 25 de outubro de 2017

- RAO S. **Vibrações Mecânicas**. 4. Ed. São Paulo: Pearson Editora, 2011

APÊNDICE I: Programa principal.m do sistema acoplado

```

clear
close all
global g a b c d e Pcarro k1 k2 k3 k1linha k2linha keq1 keq2
kengate ...
Mmoto Mr1 Mr2 Mr3 Mcarreta Mcarro Mtot Ptot Pmoto Pr1 Pr2 Pr3
...
Pcarreta Icarro Icarreta b1 b2 b3 v vc ...
M B K K1 B1 Aa Bb Cc F yo q dq def tentrada1 tsaida1 tentrada2
tsaida2 tentrada3 tsaida3 l y1 y2 y3
%
% Parâmetros do Problema
%
g=9.81; % Aceleração da gravidade [m/s^2]
a=1.246; % Distância da suspensão dianteira ao CG do carro [m]
b=1.246; % Distância da suspensão traseira ao CG do carro [m]
c=1.267; % Distância do engate do carro ao CG do carro [m]
d=1.097; % Distância do engate ao CG da carreta[m]
e=0.380; % Distância do eixo ao CG da carreta[m]
l=2.492; % Distância entre-eixos do carro [m]
Mcarro=1450; % Massa do veículo baseada no peso bruto [kg]
Mcarreta=60.64; % Massa da carreta [kg]
Mmoto=154; % Massa da moto [kg]
Mr1=8; % Massa da roda dianteira do carro [kg]
Mr2=8; % Massa da roda traseira do carro [kg]
Mr3=4; % Massa da roda da carreta [kg]
Mtot=Mcarreta+Mmoto+Mr3; % Massa total da carreta [kg]
Pcarro=Mcarro*g/2; % Peso do veículo baseado no peso bruto
(efetivo) [N]
Pcarreta=Mcarreta*g/2; % Peso da carreta (efetivo) [N]
Pmoto=Mmoto*g/2; % Peso da moto (efetivo) [kg]
Pr1=Mr1*g; %Peso da roda dianteira do carro [kg]
Pr2=Mr2*g; %Peso da roda traseira do carro [kg]
Pr3=Mr3*g; %Peso da roda da carreta [kg]
Ptot=Pcarreta+Pmoto+Pr3; %Peso total da carreta carregada [kg]
Icarro=2453.5; %Momento de inercia do carro [Kg*m^2]
Icarreta=481.1; %Momento de inercia do carro [N/m^2]
b1=1554; %Constante de amortecimento dianteira do carro [Ns/m]
b2=3144.2; %Constante de amortecimento traseira do carro
[Ns/m]
b3=0; %Constante de amortecimento do chassis da carreta [Ns/m]
k1=16878.32; %Coeficiente elástico da suspensão dianteira do
carro [N/m]

```

```

k2=19000; %Coeficiente elástico da suspensão traseira do carro
[N/m]
k3=33355.94; %Coeficiente elástico do pneu da carreta [N/m]
k1linha=190000; %Coeficiente elástico do pneu dianteiro do
carro [N/m]
k2linha=190000; %Coeficiente elástico do pneu traseiro do
carro [N/m]
kengate=250000; %Coeficiente elástico do chassi da carreta
[N/m]
v=10; %Velocidade do carro [km/h]
vc=v/3.6; %Velocidade do carro [m/s]
%%%%%%%%%DADOS QUEBRA-MOLAS%%%%%%%%%
yo=0.1; %altura quebra molas (m)
q=3.7; %comprimento quebra molas (m)
dq=1.5; %distancia roda da frente até quebra-mola (m)
% tempos para quebra-molas
tentrada1=dq/vc; %distância da primeira roda até o quebra-
molas
tsaida1=tentrada1+(q/vc); %instante em que a primeira roda sai
do quebra-molas
tentrada2=tentrada1+(a+b)/vc; %Instante de entrada da segunda
roda
tsaida2=tentrada2+(q/vc); %instante de saída da segunda roda
tentrada3=tentrada2+(a+c+d)/vc; %Instante de entrada da roda
da carreta
tsaida3=tentrada3+(q/vc); %Instante de saída da roda do
reboque
%
%%%%%%%%%
%%%%%%%%% MATRIZES DO SISTEMA %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%
% Matriz Massa %
M=[Mr1 0 0 0 0 0;0 Mr2 0 0 0 0;0 0 Mcarro 0 0 0;0 0 0 Icarro 0
0;...%
0 0 0 0 Mtot 0;0 0 0 0 0 Icarreta];
% Matriz Amortecimento %
B=[b1 0 -b1 -b1*a 0 0;0 b2 -b2 b2*b 0 0;...%
-b1 -b2 (b1+b2) (b1*a-b2*b) 0 0;...%
-b1*a b2*b (b1*a-b2*b) (b1*(a^2)+b2*(b^2)) 0 0;0 0 0 0 b3 -
b3*d;...%
0 0 0 0 b3*d b3*(d^2)];
% Matriz Rigidez %
K=[k1+k1linha 0 -k1 -k1*a 0 0;...%
0 k2+k2linha -k2 k2*b 0 0;-k1 -k2 k1+k2 (k1*a-k2*b) 0
0;...%
-k1*a k2*b k1*a-k2*b (k1*(a^2)+k2*(b^2)) 0 0;...%
0 0 0 0 k3 -k3*d;0 0 0 0 -k3*d k3*(d^2)];
%%%%%%%%%
%%%%%%%%%
Aa=[zeros(6) eye(6);-inv(M)*K -inv(M)*B];
%
```

```

Cc=[-k1linha 0 0 0 0;0 -k2linha 0 0 0;0 0 0 0 -1;0 0 0 0 c;0 0
-k3 -b3 1;0 0 k3*d b3*d e];
Bb=[zeros(6,5);inv(M)*Cc];
%
tspan=[0 15];
y0=[0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
[t,y]=ode45('equacaoPF',tspan,y0);
n=length(t);
%
%
def=(y(1:n,3)-c*y(1:n,4)-y(1:n,5)+e*y(1:n,6)); %Deformação da
conexão do engate
F=kengate*def;
x1=y(1:n,1); %Deslocamento da roda dianteira do carro
x2=y(1:n,2); %Deslocamento da roda traseira do carro
x0=y(1:n,3); %Deslocamento vertical do carro
teta1=y(1:n,4); %Deslocamento angular do carro
x3=y(1:n,5); %Deslocamento vertical da carreta
teta2=y(1:n,6); %Deslocamento angular da carreta
v1=y(1:n,7); %Velocidade da roda dianteira
v2=y(1:n,8); %Velocidade da roda traseira
v0=y(1:n,9); %Velocidade do carro
tetalponto=y(1:n,10);
v3=y(1:n,11); %Velocidade da carreta
teta2ponto=y(1:n,12);
%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%
% DESACOPLAMENTOS %
%%%%%%%%%%%%%%
Froda1=k1linha*(x1-y1);
Froda2=k1linha*(x2-y2);
Froda3=k1linha*(x3-y3);
% Conversão para Radianos %
tetalgr=(teta1)*57.2958;
teta2gr=(teta2)*57.2958+18;
%
%%% GRÁFICOS %%%
% Roda dianteira
figure(1)
plot(t,-x1)
title('Deslocamento Vertical da Roda Dianteira')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
%
figure(2)
plot(t,v1)
title('Velocidade Vertical da Roda Dianteira')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on

```

```

%
% Roda Traseira
figure(3)
plot(t,-x2)
title('Deslocamento Vertical da Roda Traseira')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
%
figure(4)
plot(t,v2)
title('Velocidade Vertical da Roda Traseira')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
%
% Carro
figure(5)
plot(t,x0)
title('Deslocamento Vertical do Carro')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
%
figure(6)
plot(t,v0)
title('Velocidade Vertical do Carro')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
%
% Carreta
figure(7)
plot(t,x3)
title('Deslocamento Vertical do Reboque')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
%
figure(8)
plot(t,v3)
title('Velocidade Vertical do Reboque')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Deslocamento (m/s)')
grid on
%
% Engate
figure(9)
plot(t,def)
title('Deformação do engate (conexão)')
xlabel('Tempo (s)')

```



```

ylabel('Deslocamento (m)')
grid on
%
% Engate
figure(10)
plot(t,F)
title('Força na conexão do engate')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
grid on
%
% Ângulo do carro
figure (11)
plot(t,teta1gr)
title('Deslocamento angular do carro')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on
%
figure (12)
plot(t,teta2gr)
title('Deslocamento angular do reboque')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Arfagem (graus)')
grid on
set(gca, 'XLim', [ 0 inf ])
%
figure (13)
plot(t,-Froda1)
title('Força atuante na roda dianteira do carro')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
grid on
%
figure (14)
plot(t,-Froda2)
title('Força atuante na roda traseira do carro')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
grid on
%
figure (15)
plot(t,Froda3)
title('Força atuante na roda do reboque')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Força (N)')
grid on

```

APENDICE II: Programa de aplicação da massa suspensa

equacaoPF2.m

```
function yp=equacaoPF2(t,y)
global a b c e Pcarro ...
Ptot Pr1 Pr2 yo y1 y2 y3 y3t ...
vc M F Flinha def kengate dq Aa Bb
%
t
%%%%%%%%%%%%EXCITAÇÃO DE BASE%%%%%%%%%%%%
    y1=0;
    y2=0;
    y3=0;
    y3t=0;
%%%%%%%%%%%%
%
%
%
def=(y(3)-c*y(4)-y(5)+e*y(6)); %Deformação da conexão do
engate
F=kengate*def;
yy=[y1;y2;y3;y3t;F];
For=[zeros(6);inv(M)];
Pes=[-Pr1;-Pr2;-Pcarro;0;-Ptot;0];
yp=(Aa*y)+(Bb*yy)+(For*Pes);
```

APENDICE III: Programa de aplicação da massa suspensa e da lombada equacaoPF.m

```
function yp=equacaoPF(t,y)
global a b c e Pcarro ...
Ptot Pr1 Pr2 yo y1 y2 y3 y3t ...
vc M F Flinha def kengate l d q dq Aa Bb tentrada1 tsaida1
tentrada2 tsaida2 tentrada3 tsaida3
%
t
tentrada1=dq/vc;
tsaida1=tentrada1+(q/vc);
tentrada2=tentrada1+(a+b)/vc;
tsaida2=tentrada2+(q/vc);
tentrada3=tentrada2+(a+c+d)/vc;
tsaida3=tentrada3+(q/vc);
%%%%%%%%%%%%EXCITAÇÃO DE BASE%%%%%%%%%%%%
%testing123
if t<tentrada1
    y1=0;
    y2=0;
    y3=0;
    y3t=0;
else
    if t<tsaida1
        y1=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada1)));
        y2=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada1))); %roda
traseira
        y3=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada1)));
        y3t=(yo/2)*((2*pi*vc/dq)*sin((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada1)));
%roda traseira derivada tempo
    else
        y1=0;
        y2=0;
        y3=0;
        y3t=0;
    end
end
if t<tentrada2
    y1=0;
    y2=0;
```

```

        y3=0;
        y3t=0;
    else
        if t<tsaida2
            y1=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada2)));
            y2=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada2)));    %roda
        traseira
            y3=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-(tentrada2))));
            y3t=(yo/2)*((2*pi*vc/dq)*sin((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada2)));
        %roda traseira derivada tempo
    else
        y1=0;
        y2=0;
        y3=0;
        y3t=0;
    end
end
if t<tentrada3
    y1=0;
    y2=0;
    y3=0;
    y3t=0;
else
    if t<tsaida3
        y1=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada3)));
        y2=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada3)));    %roda
    traseira
        y3=(yo/2)*(1-cos((2*pi*vc/dq)*(t-(tentrada3))));
        y3t=(yo/2)*((2*pi*vc/dq)*sin((2*pi*vc/dq)*(t-tentrada3)));
    %roda traseira derivada tempo
    else
        y1=0;
        y2=0;
        y3=0;
        y3t=0;
    end
end
end
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%
def=(y(3)-c*y(4)-y(5)+e*y(6)); %Deformação da conexão do
engate
F=kengate*def;
%
yy=[y1;y2;y3;y3t;F];
For=[zeros(6);inv(M)];
Pes=[-Pr1;-Pr2;-Pcarro;0;-Ptot;0];
yp=(Aa*y)+(Bb*yy)+(For*Pes);

```

APENDICE III: Obtenção da Constante Elástica do Pneu do Reboque

Para que as simulações do modelo tivessem um grau de precisão maior, foi necessário calcular o coeficiente de rigidez de um pneu 105/70 14, uma vez que não foi possível encontrar tal dado na literatura.

Através da Lei de Hooke, é possível relacionar um forçamento F a um deslocamento Z , extraindo a constante elástica k de uma mola com o auxílio da expressão $F = k * Z$.

Assumindo um efeito mola para o pneu, é possível se obter sua constante elástica k .

Foi construído um dispositivo semelhante ao da Figura 58 abaixo:

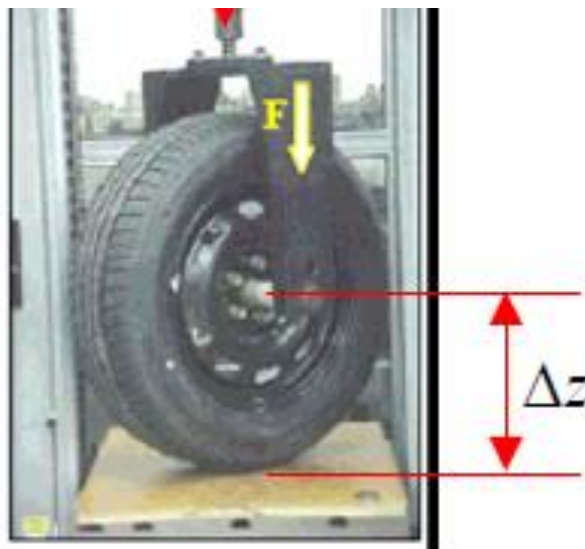


Figura 58: Dispositivo para obtenção da constante elástica de pneus

Após sujeitar o pneu aos carregamentos pré-determinados, foi possível obter os seguintes resultados apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Resultado dos Ensaios para obtenção do coeficiente de rigidez

Ensaio 1				
Massa Aplicada (kg)	k1	Posição (cm)	Deslocamento (m)	Valor médio de K
10	24525,00	7,4	0,004	37332,50
20	32700,00	7,2	0,006	
30	36787,50	7	0,008	
40	43600,00	6,9	0,009	
50	49050,00	6,8	0,01	
Ensaio 2				
Massa Aplicada (kg)	K2	Posição (cm)	Deslocamento (m)	Valor médio de K
10	16350,00	7,4	0,006	29370,55
20	24525,00	7,2	0,008	
30	29430,00	7	0,01	
40	35672,73	6,9	0,011	
50	40875,00	6,8	0,012	
Ensaio 3				
Massa Aplicada (kg)	K1	Posição (cm)	Deslocamento (m)	Valor médio de K
10	49050,00	8	0,002	33364,78
20	28028,57	7,5	0,007	
30	24525,00	7	0,012	
40	30184,62	6,9	0,013	
50	35035,71	6,8	0,014	

Foram realizados três ensaios com carregamentos de dez em dez quilos no pneu selecionado com o mesmo calibrado conforme especificado pelo fabricante.

Com os dados obtidos, tem-se três valores para o coeficiente de rigidez do pneu. Para a simulação, será adotado o valor médio dos ensaios realizados, onde:

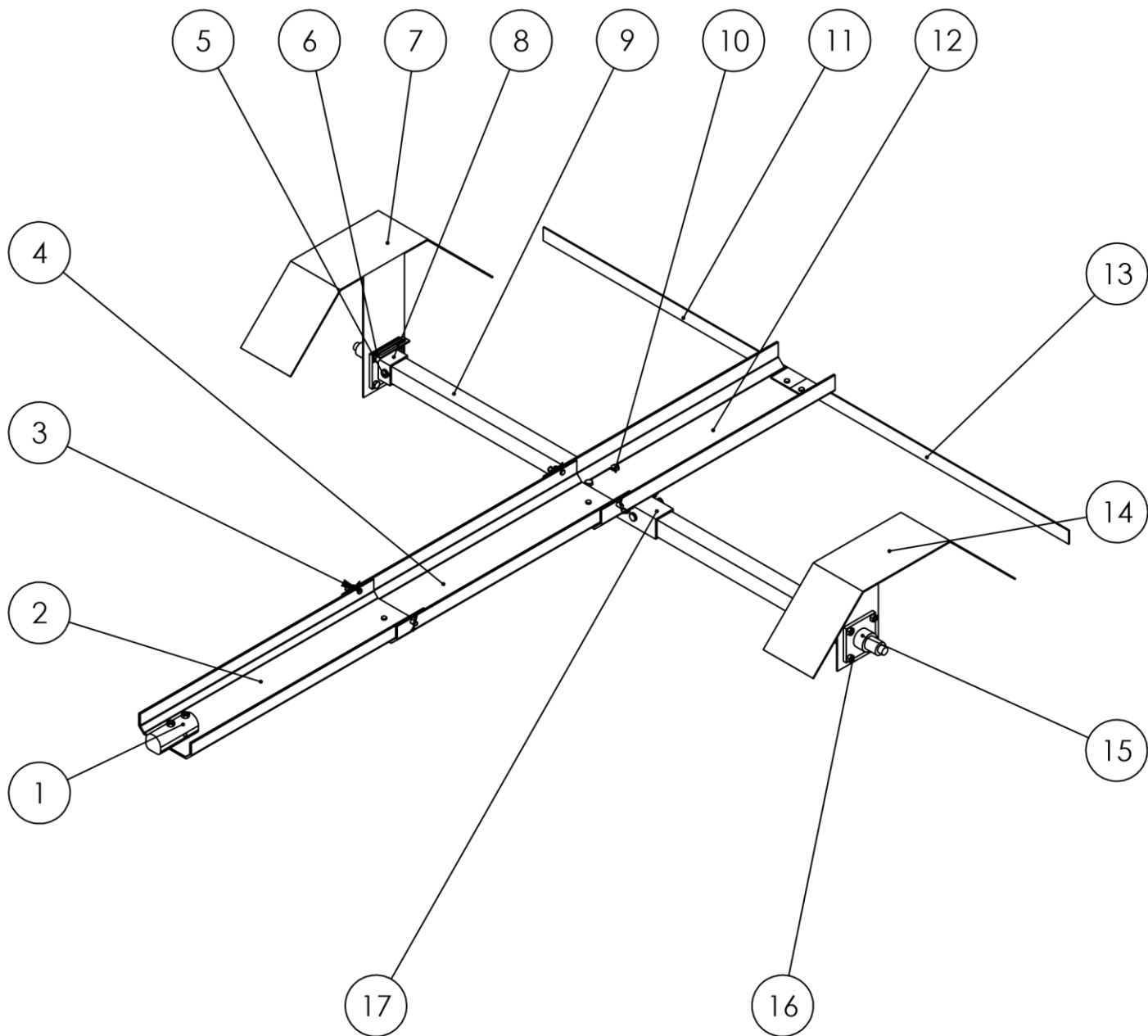
$$k = 3355,94 \text{ N/m}$$

APÊNDICE IV: Desenhos Técnicos de Projeto

Página	Descrição	Escala
1	Lista de componentes	-
2	Reboque montado em vista isométrica	1:15
3	Reboque montado em vista frontal	1:15
4	Reboque montado em vista superior	1:15
5	Apoio para engate rápido	1:2
6	Primeiro segmento de viga	1:3
7	Segundo segmento de viga	1:3
8	Apoio para cordas	1:2
9	Para-lamas lado direito	1:5
10	União do pára-lamas com eixo	1:2
11	Eixo	1:2
12	Pára-choques do lado direito	1:2
13	Terceiro segmento de viga	1:4
14	Pára-choques do lado esquerdo	1:2
15	Pára-lamas do lado direito	1:5
16	Ponta de eixo	1:2
17	União dos eixos	1:3

Nº	Nome	Descrição	Quantidade	Localização
1	Apoio Engate		1	Folha 5
2	Primeiro segmento da viga		1	Folha 6
3	Pino com trava R para fixar vigas	10 mm de diâmetro e 21 mm de comprimento útil	8	
4	Segundo Segmento da viga		1	Folha 7
5	Pino com trava R 20 mm de diâmetro	20 mm de diâmetro e 65 mm de comprimento útil	4	
6	Apoio para cordas		2	Folha 8
7	Pára-lamas lado direito		1	Folha 9
8	União pára-lamas com eixo		2	Folha 10
9	Eixo		2	Folha 11
10	Parafuso para fixação da viga e união doseixos	M10 x 20mm	4	
11	Pára-choques lado direito		1	Folha 12
12	Terceiro segmento da viga		1	Folha 13
13	Pára-choques lado esquerdo		1	Folha 14
14	Pára-lamas lado esquerdo		1	Folha 15
15	Ponta de eixo		2	Folha 16
16	Parafuso para fixação do ponta de eixo e pára-lamas	M10 x 35 mm	8	
17	União dos eixos		1	Folha 17

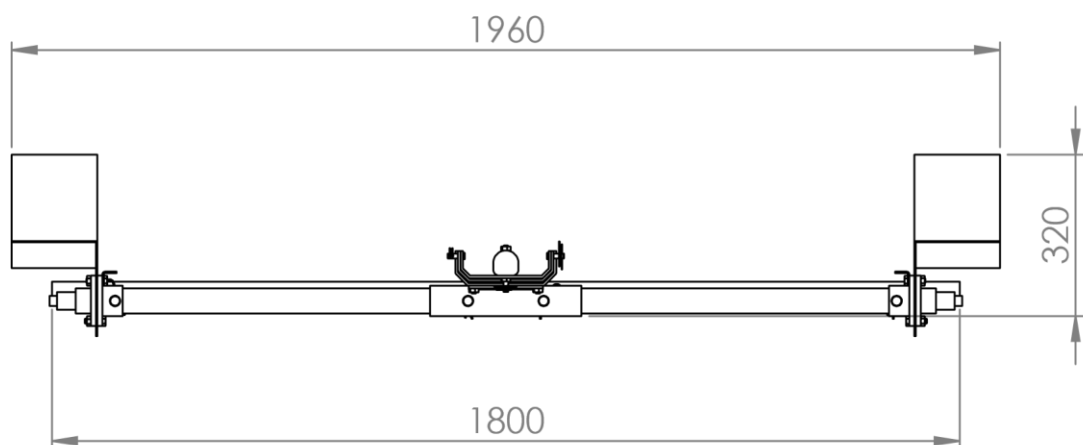
ALUNO				
PROF.				
DATA	VISTO			
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
	Reboque desmontável para transporte de veículos de duas rodas			1
		NÚMERO DO DESENHO		
		1.1		


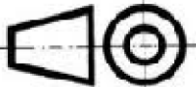


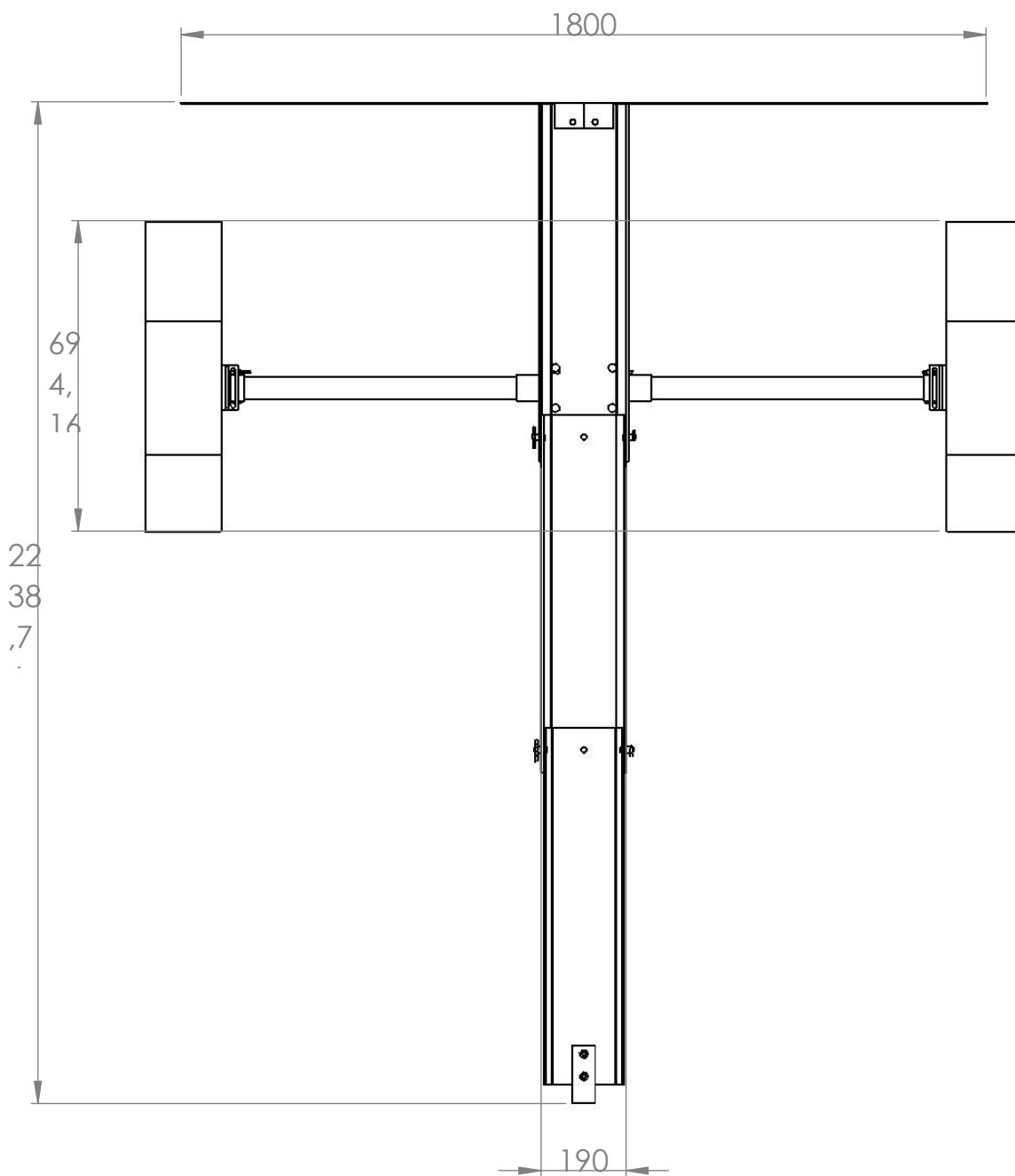
ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:15	Reboque montado em vista isométrica			2
		NÚMERO DO DESENHO		
		2.1		



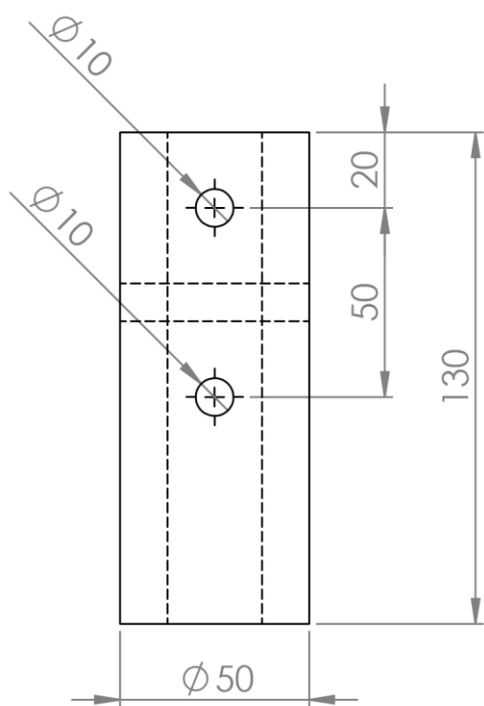
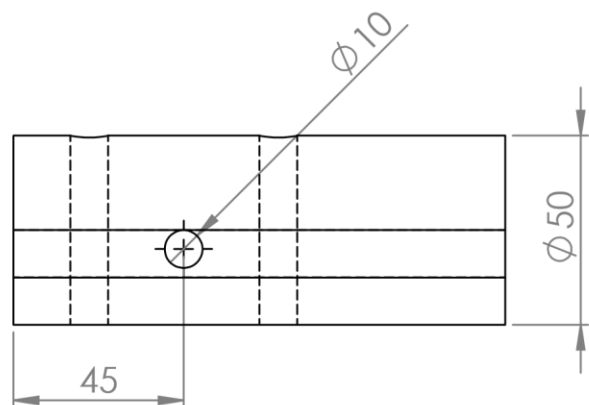
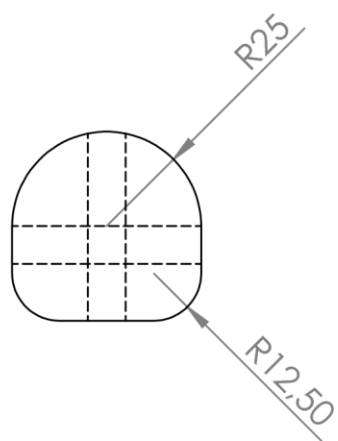
ALUNO				
PROF.				
DATA		VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:15	Vista frontal da montagem do reboque			3
		NÚMERO DO DESENHO		
		2.2		



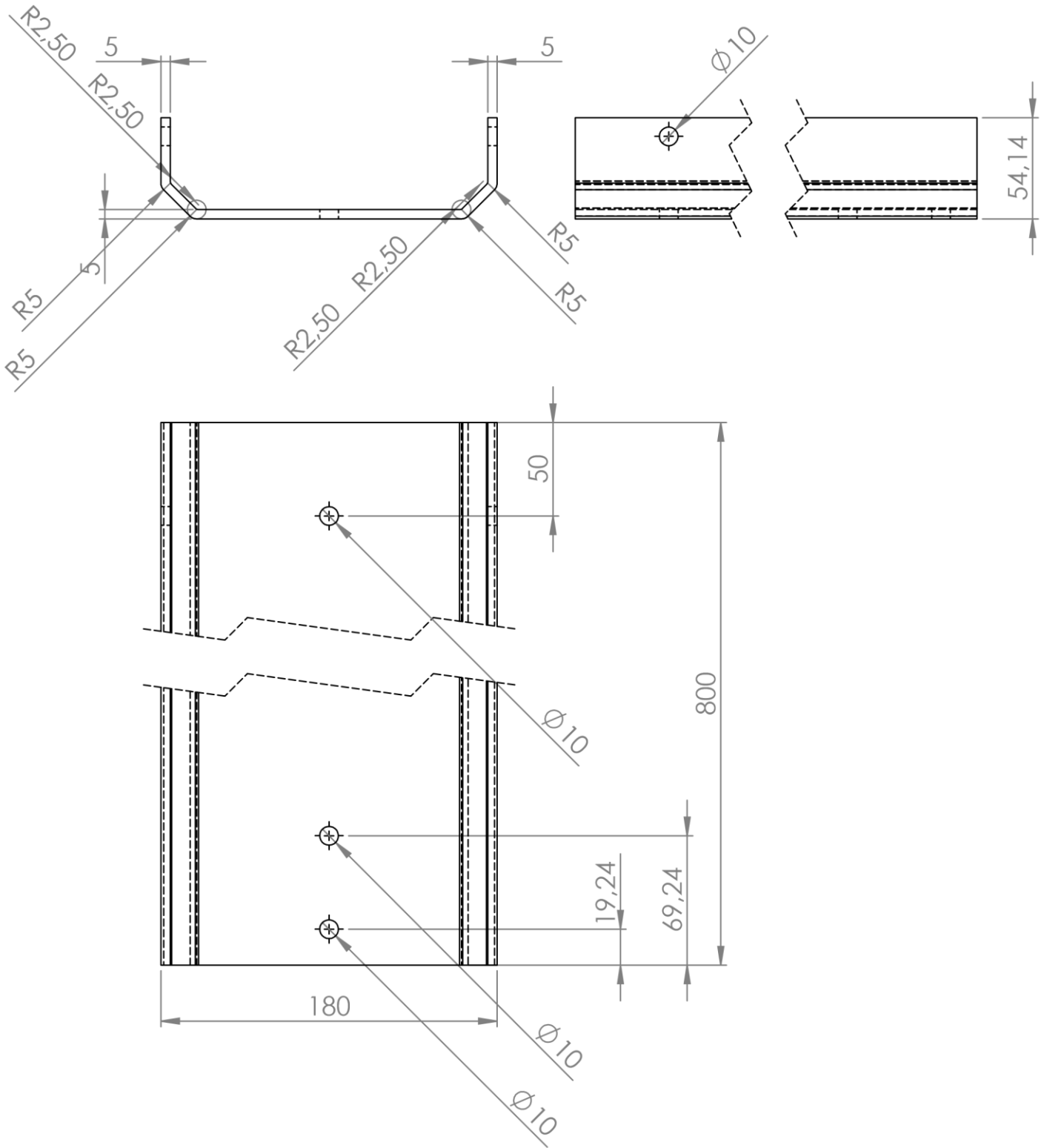
ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:15	Vista superior da montagem reboque			4
		NÚMERO DO DESENHO		
		2.3		



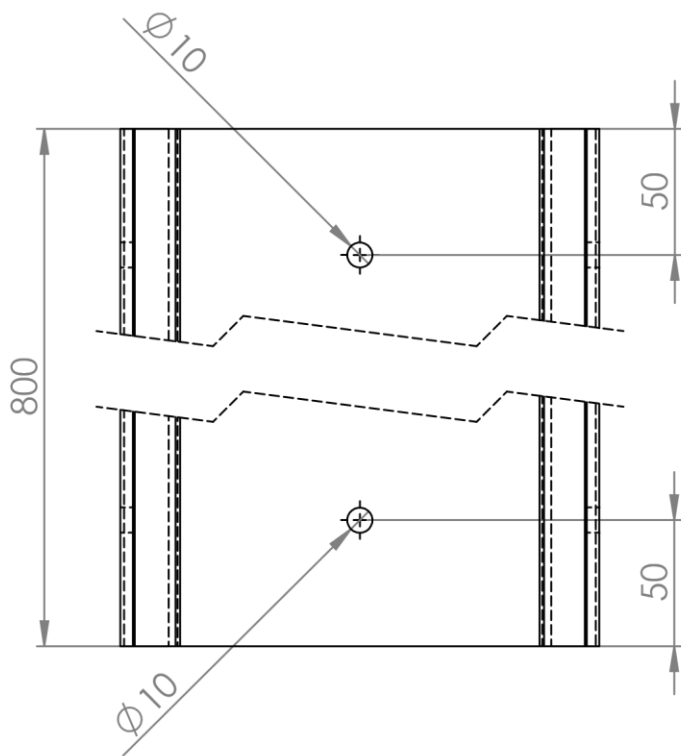
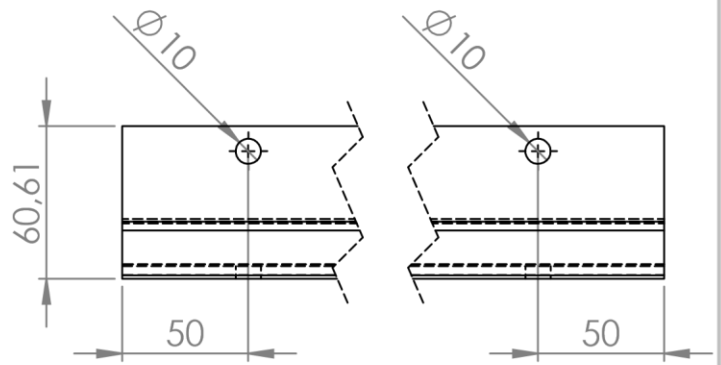
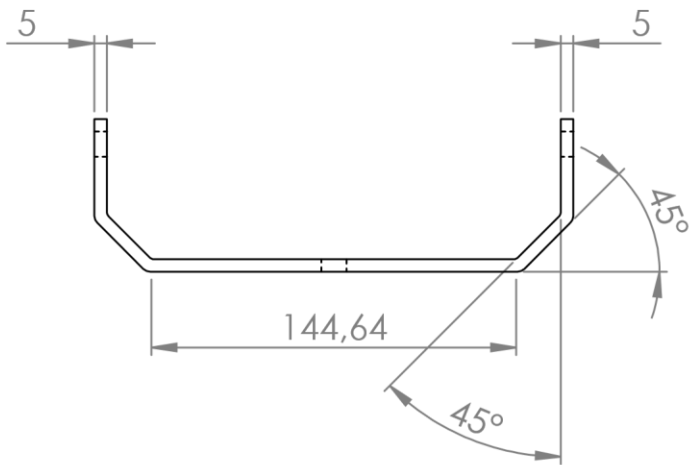
ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Peça 1 Apóio para engate rápido			5
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.1		



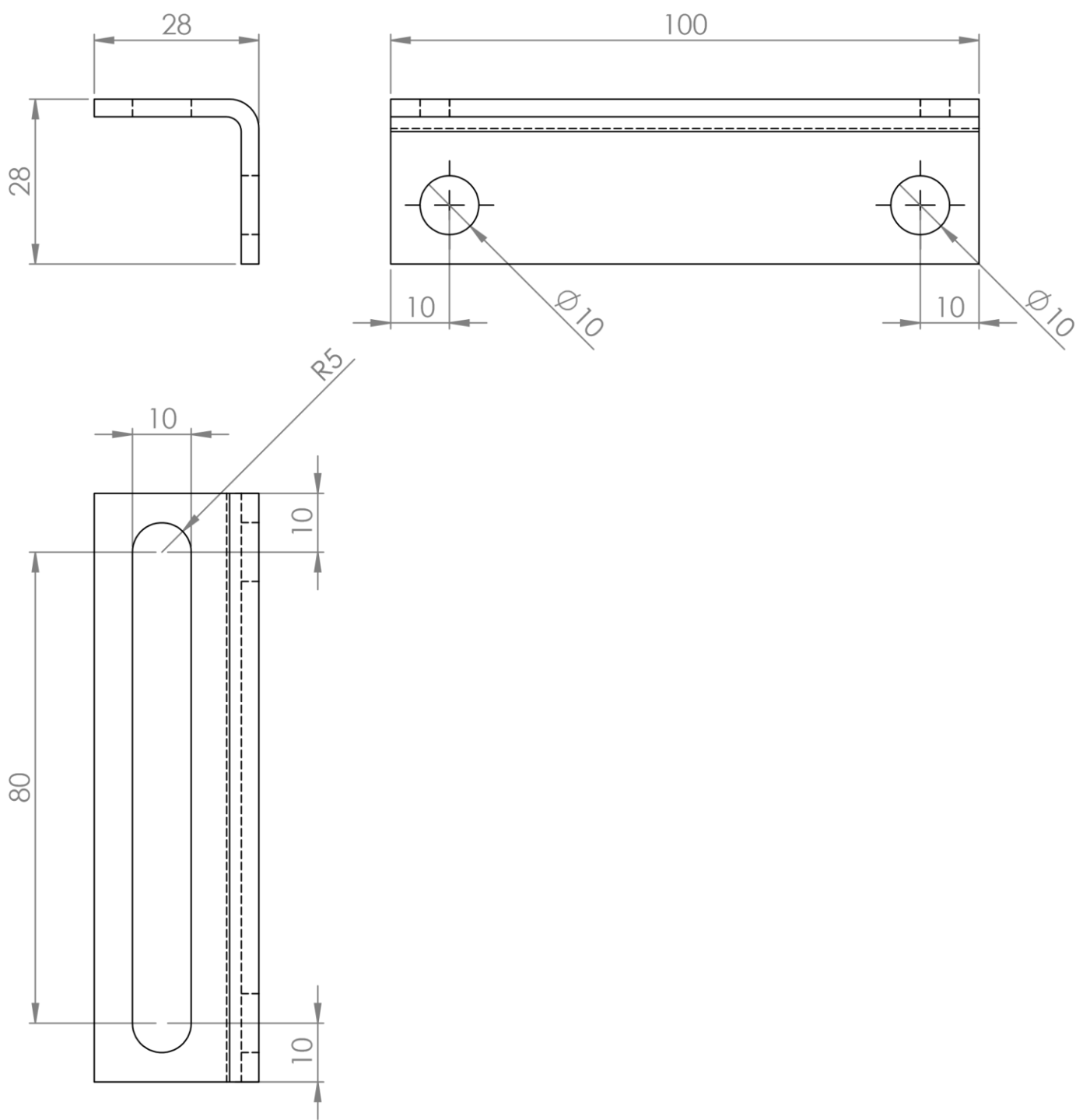
ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	Peça 2 Primeiro segmento de viga			6
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.2		



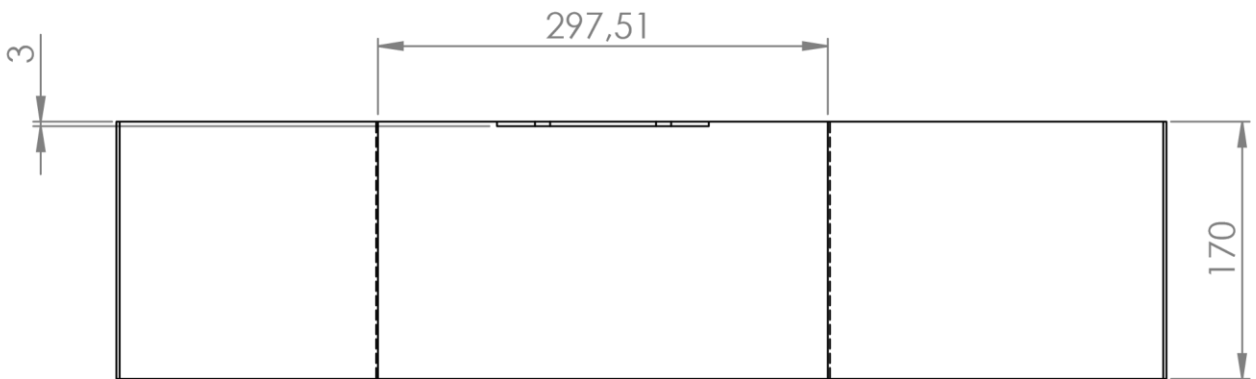
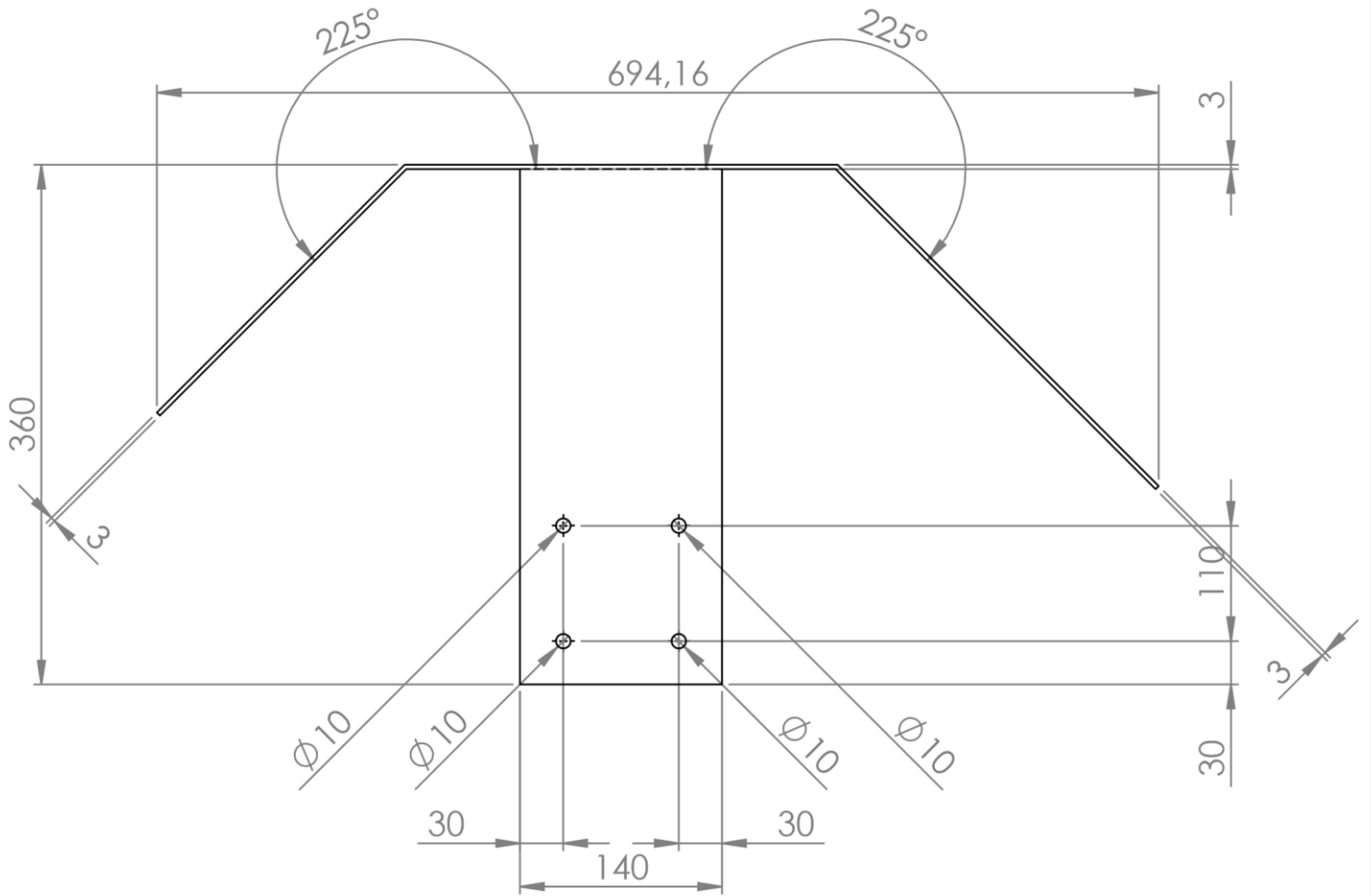
ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	Peça 4 Segundo segmento da viga			7
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.3		



ALUNO	
PROF.	
DATA	VISTO



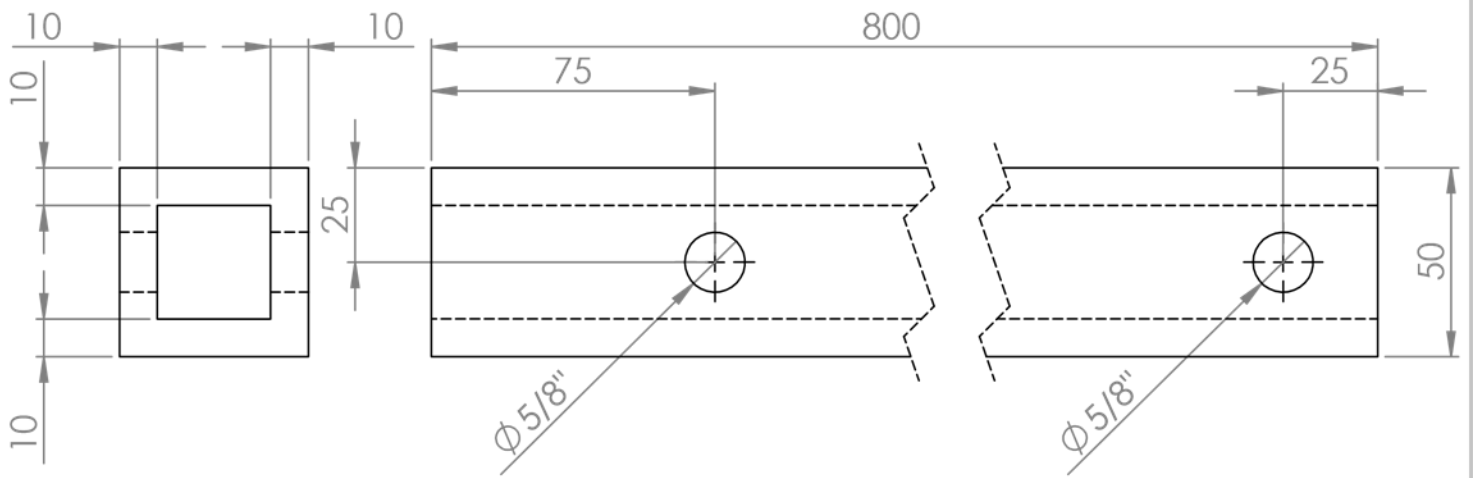
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Peça 6 Apoio para cordas			8
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.4		



ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:5	Peça 7 Pára-lamas direita		



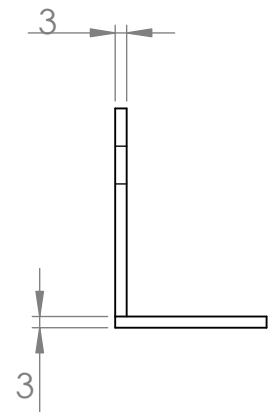
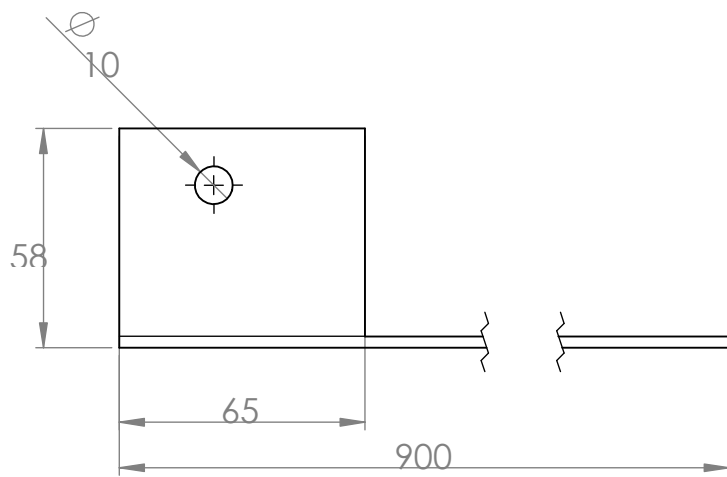
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		9
NÚMERO DO DESENHO		
3.5		





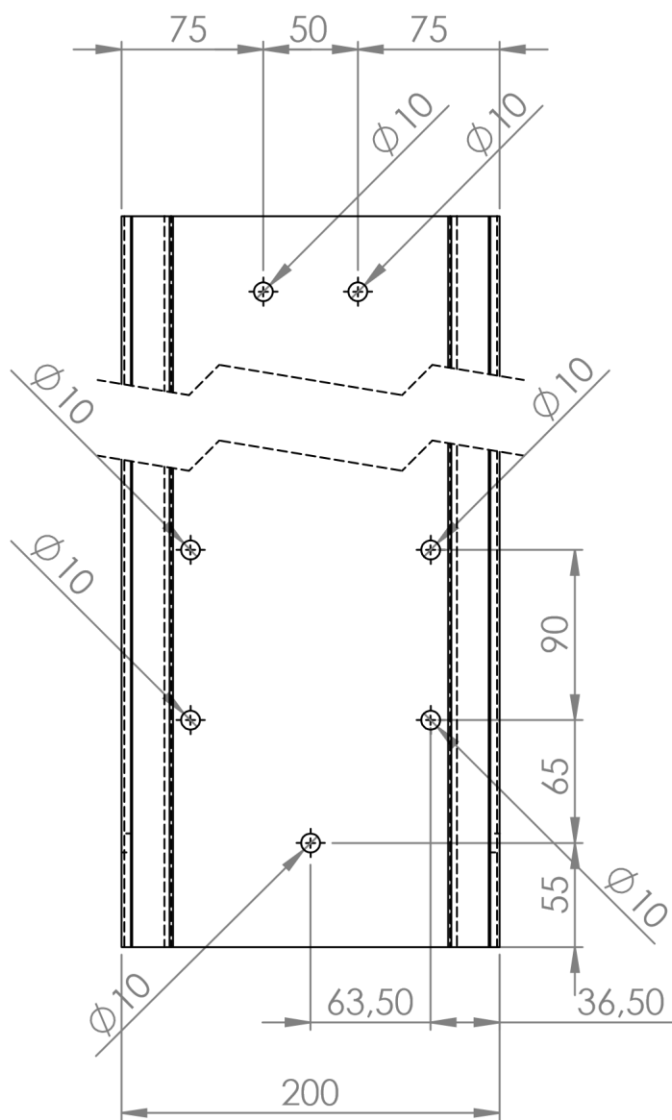
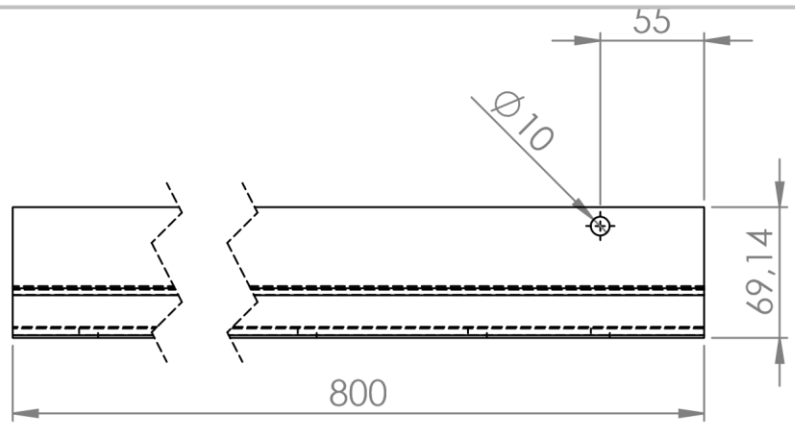
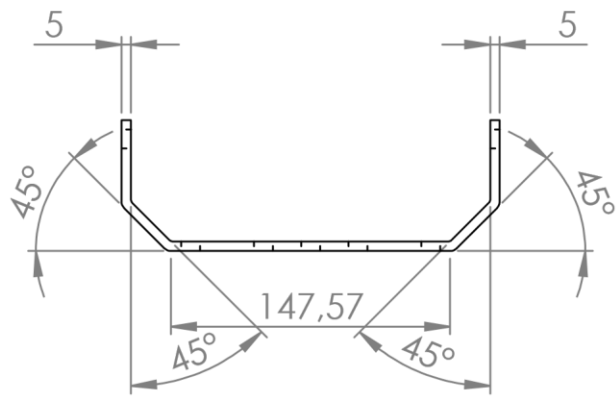
ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:2	Peça 9 Eixo bipartido		



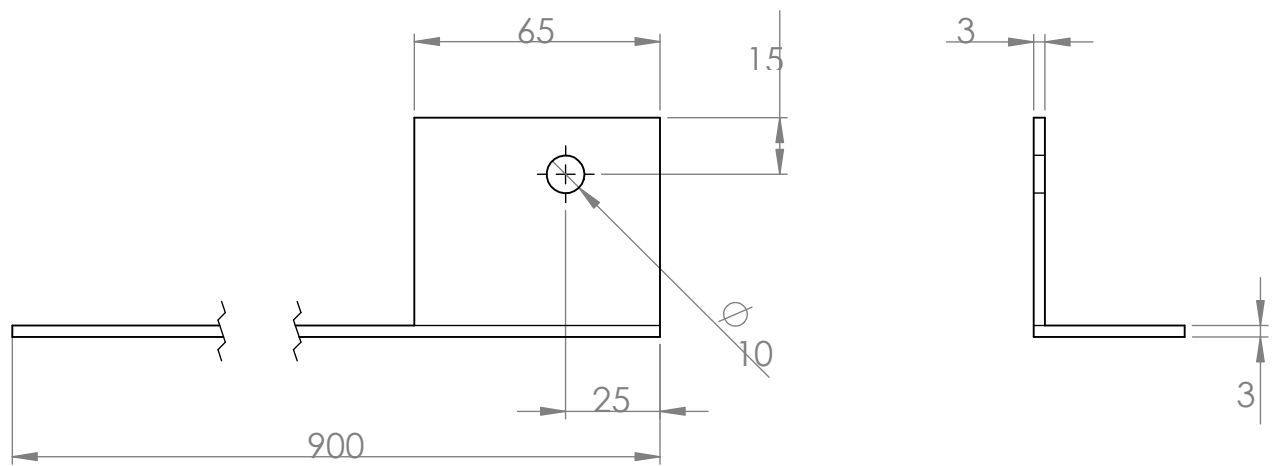
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		11
NÚMERO DO DESENHO		
3.7		



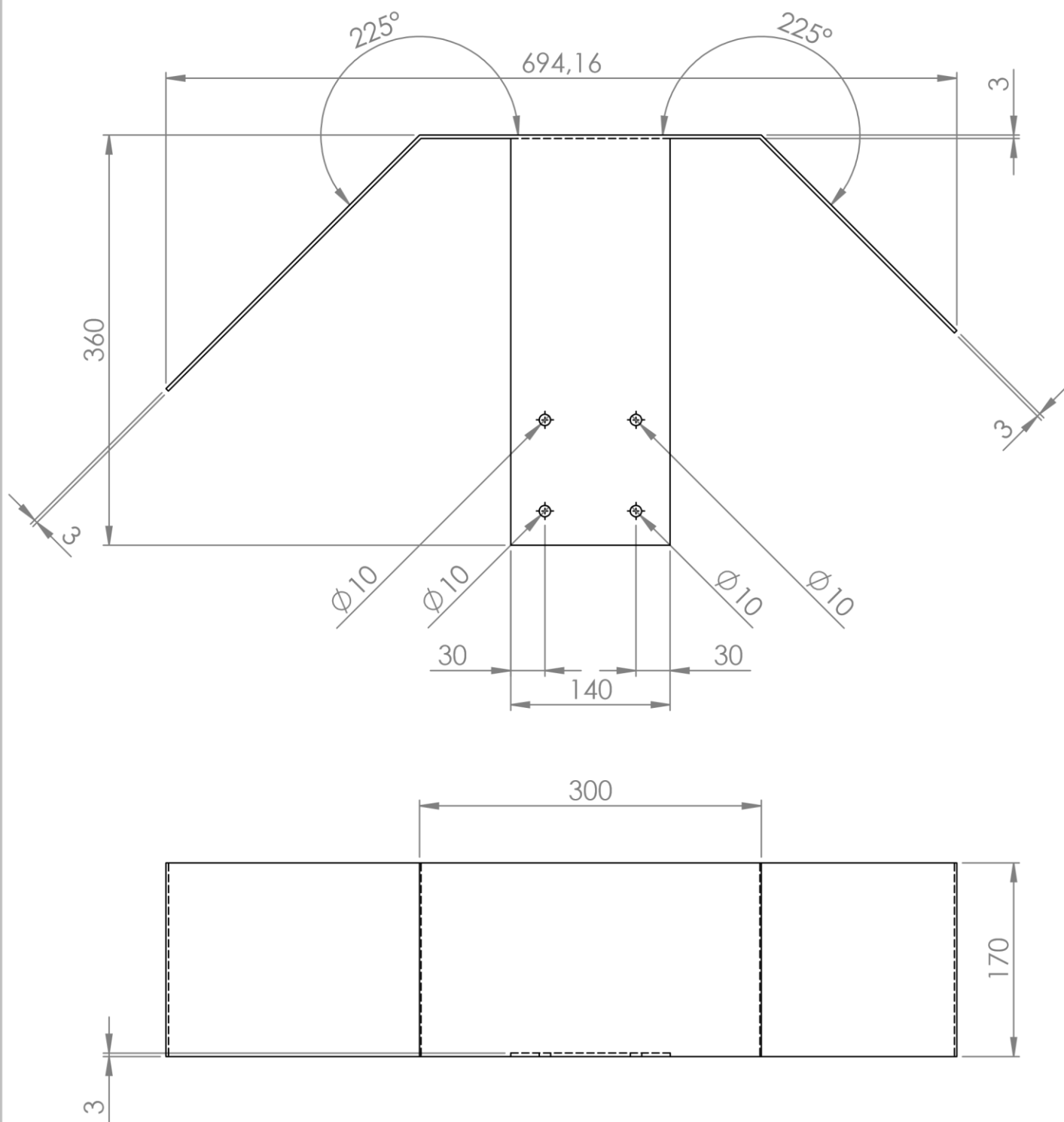
ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA N°
1:2	Pára-choques direita			12
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.8		


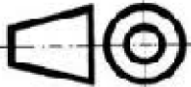


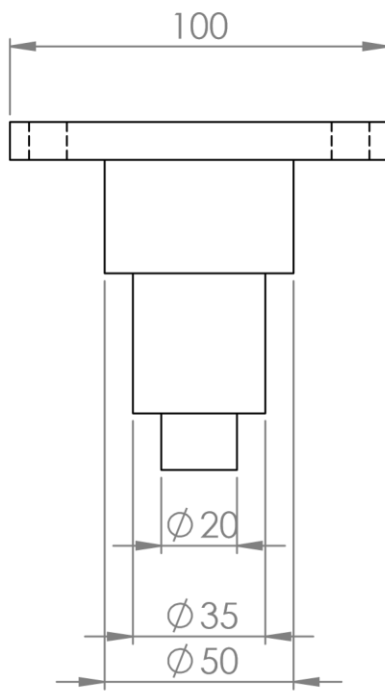
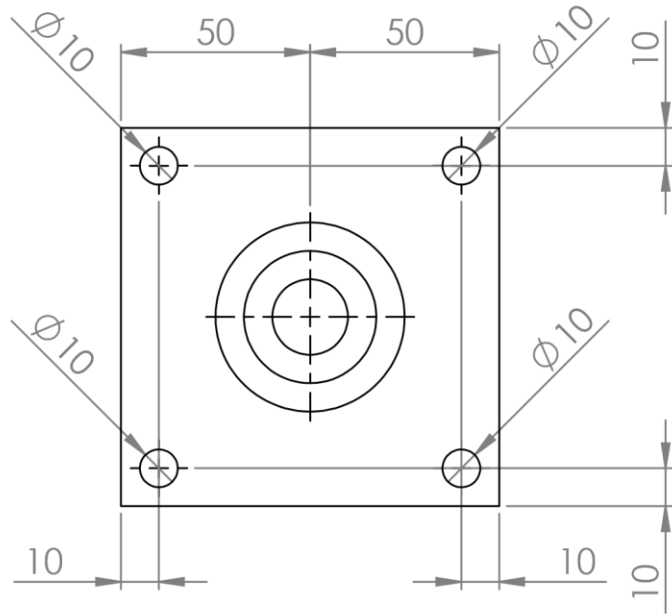
ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:4	Peça 12 Terceiro segmento da viga			13
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.9		


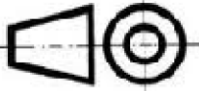


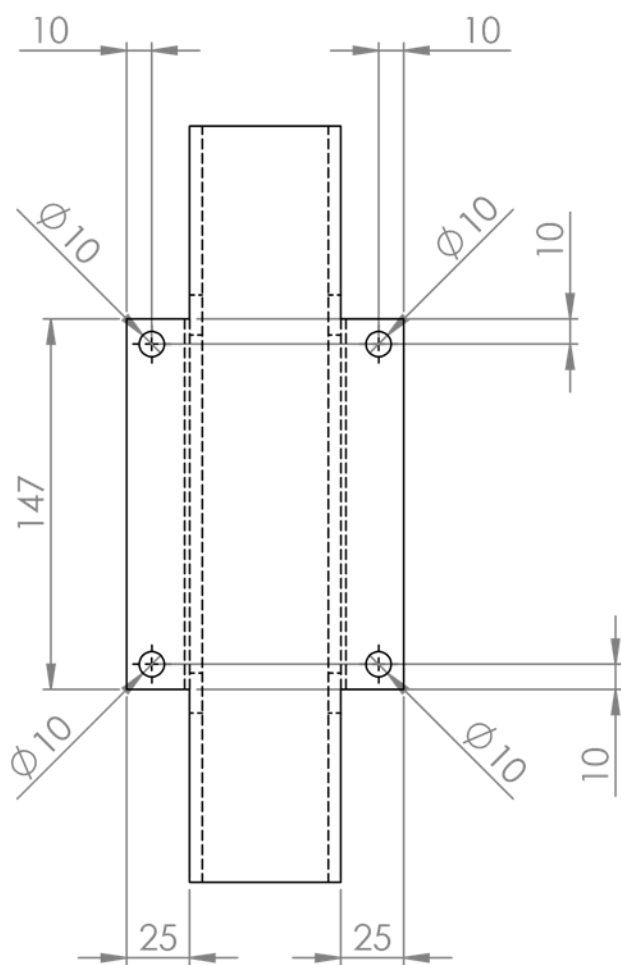
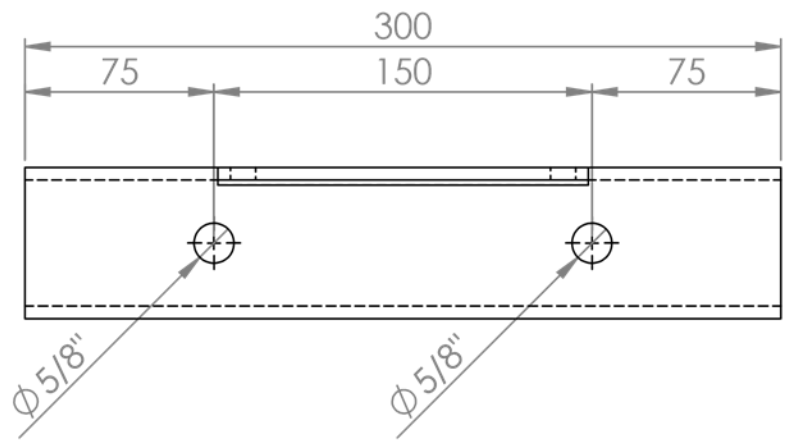
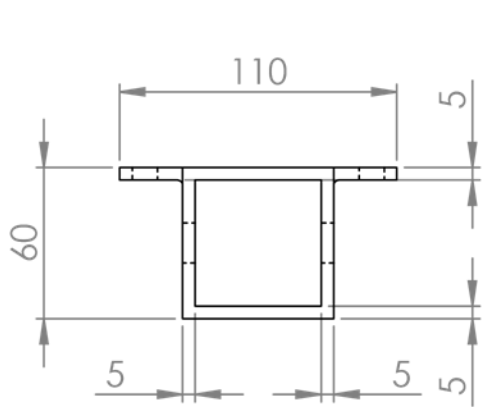
ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA N°
1:2	Peça 13 Pára-choques da esquerda			14
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.10		



ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Peça 14 Pára-lamas esquerdo			15
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.11		



ALUNO				
PROF.				
DATA	11/2017	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Peça 15 Ponta de eixo			16
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.12		



ALUNO			
PROF.			
DATA	11/2017	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:3	Peça 17 Apoio para eixo			17
		NÚMERO DO DESENHO		
		3.13		