

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

TAUAN SCHUARTZ SARAGOSA

**PROJETO DE UMA RAMPA DE IMPACTO INCLINADA PARA TESTE DE
PRODUTOS EMBALADOS**

PATO BRANCO

2023

TAUAN SCHUARTZ SARAGOSA

**PROJETO DE UMA RAMPA DE IMPACTO INCLINADA PARA TESTE DE
PRODUTOS EMBALADOS**

An inclined impact ramp project for packaged goods testing

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues.

PATO BRANCO

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

TAUAN SCHUARTZ SARAGOSA

**PROJETO DE UMA RAMPA DE IMPACTO INCLINADA PARA TESTE DE
PRODUTOS EMBALADOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
(UTFPR).

Data de aprovação: 16/junho/2023

Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Bruno Bellini Medeiros
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Roberto Nunes da Costa
Mestrado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

PATO BRANCO

2023

Dedico este trabalho à minha esposa Letícia, que
sempre acreditou em meu potencial, meu
primogênito Thomas Gabriel e meu segundo filho,
que está a caminho.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, ele sabe de todas as coisas.

Agradeço a minha esposa Letícia, meu filho Thomas Gabriel e meu segundo filho(a) que está por vir, pois sem eles nada sou.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues pela disposição e atenção concedidas.

Ao Prof. Dr. Bruno Belini Medeiros e o Prof. Me. Roberto Nunes da Costa por aceitarem o convite para a banca e transmitirem seus conhecimentos.

Ao amigo e irmão Alex pela luz em vários momentos.

Aos colegas de trabalho, Palhano, Mineiro, Zanetti, Thomas e Elizeu que me auxiliaram com ideias no início do projeto, e também pelo apoio e incentivo.

Aos meus pais, por tudo que já fizeram por mim.

E por fim a todos que me auxiliaram nessa caminhada.

“Concentrate all your thoughts upon the work at hand. The sun's rays do not burn until brought to a focus.”

“Concentre todos seus pensamentos na tarefa que está realizando. Os raios de sol não queimam até que sejam colocados em foco.”
(BELL, 1901).

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo principal o projeto de uma rampa de impacto inclinada. É um equipamento que visa facilitar a aplicação de testes de resistência em produtos embalados com relativa fragilidade, permitindo uma avaliação da eficácia da embalagem. A necessidade de realizar este teste se deve pelo fato de que no processo de logística na manufatura de um produto, desde o início de sua produção até a entrega para o consumidor final, inúmeros riscos de avarias e danos cercam o produto. As embalagens são feitas para tentar proteger os produtos desse perigo e evitar que os produtos sejam danificados. Porém para garantir que as embalagens cumpram com seus objetivos definidos por projeto, é necessário a realização de testes de embalagem e um deles é o teste de impacto. O teste de impacto simula os impactos que ocorrem no manuseio e transporte de produtos com rampas automáticas, empilhadeiras e carregadeiras, e até mesmo carrinhos de transporte manual. Para a realização desse teste foi idealizada uma rampa de impacto inclinada, e com base em alguns requisitos foi desenvolvido um projeto de um equipamento. Alguns seguimentos foram baseados em normas de organizações como a ISO, ASTM e ISTA, que disponibilizam alguns dados e referências para o projeto. O princípio de plano inclinado rege o procedimento de teste de impacto neste equipamento, onde a força peso será responsável pela descida do corpo de prova. É um equipamento mecânico e robusto, constituído por vigas estruturais de aço, eixos, rolamentos e chapas. A metodologia empregada neste projeto consiste em primeiramente determinar algumas condições iniciais, como ângulo de inclinação e velocidade de impacto. Após as condições de contorno definidas o equipamento foi dividido em três partes, sendo plataforma deslizante, rampa de velocidades e superfície de impacto. Estas foram desenvolvidas em três etapas, iniciando com a seleção dos materiais, dimensionamento dos componentes e desenho em software CAD 3D. O cálculo de vigas foi utilizado para determinar as forças e tensões nos componentes, com base nos esforços aplicados. Alguns componentes foram selecionados de catálogos conforme as necessidades, como os rolamentos e sensor de velocidade. Os softwares Viga online e MD Solids foram usados nos cálculos de viga. O software Mathcad foi utilizado para os cálculos iterativos das dimensões dos componentes e o software Solidworks foi utilizado nos desenhos. Ao final do trabalho, se obteve um projeto consistente de um equipamento de teste de modo simples que atenda às necessidades. É válido ressaltar que é possível fazer melhorias no projeto tanto no design quanto na estrutura.

Palavras-chave: rampa de impacto; embalagem; teste de impacto; plano inclinado.

ABSTRACT

The present work has the main goal projecting a inclined impact tester. It is an equipment that aims to facilitate the application of resistance tests on packaged products with relative fragility, allowing an evaluation of the effectiveness of the packaging. The need to carry out this test is due to the fact that in the logistics process in the manufacture of a product, from the beginning of its production to delivery to the final consumer, numerous risks of malfunctions and damage surround the product. Packaging is made to try to protect the products from this danger and to prevent the products from being damaged. However, to ensure that the packages comply with their objectives defined by the project, it is necessary to carry out packaging tests and one of them is the impact test. The impact test simulates the impacts that occur when handling and transporting products with automatic ramps, forklifts and loaders, and even manual transport carts. To carry out this test, an inclined impact ramp was designed, and based on some requirements, a project of an equipment was developed. Some follow-ups were based on standards from organizations such as ISO, ASTM and ISTA, which provide some data and references for the project. The inclined plane principle governs the impact test procedure in this equipment, where the weight force will be responsible for the descent of the specimen. It is a mechanical and robust equipment, consisting of structural steel beams, axles, bearings and plates. The methodology used in this project consists of first determining some initial conditions, such as inclination angle and impact velocity. After defining the boundary conditions, the equipment was divided into three parts: a sliding platform, a speed ramp and an impact surface. These were developed in three stages, starting with the selection of materials, dimensioning of components and design in 3D CAD software. The calculation of beams was used to determine the forces and stresses in the components, based on the applied efforts. Some components were selected from catalogs as needed, such as bearings and speed sensor. Viga online and MD Solids software were used for beam calculations. The Mathcad software was used for the iterative calculations of the dimensions of the components and the Solidworks software was used in the drawings. At the end of the work, a consistent design of a test equipment was obtained in a simple way that meets the needs. It is worth noting that it is possible to make improvements to the project both in design and structure.

Keywords: impact ramp; package; impact test; inclined plane.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 Diagrama de corpo livre - plano inclinado	17
Figura 2 - Diagrama de forças em plano inclinado - decomposição da força peso	18
Figura 3 - Diagrama de corpo livre de uma viga	21
Figura 4 - Diagrama de esforço cortante	21
Figura 5 - Diagrama de momento fletor	22
Figura 6 - Efeitos internos da viga com carregamento de flexão	22
Figura 7 - Efeitos da flambagem em diferentes tipos de vigas	24
Figura 8 - Detalhes e especificação de rolamentos	25
Figura 9 - Fluxograma com as etapas de trabalho	31
Figura 10 - Desenho esquemático da rampa de impacto	33
Figura 11 – Diagrama de corpo livre de viga – Tubo da plataforma	36
Figura 12 - Diagrama de forças no eixo	38
Figura 13 – Diagrama de corpo livre de viga – Tubo da plataforma	40
Figura 14 - Esforços na coluna de seção transversal I	42
Figura 15 - Diagrama da força aplicada na viga de sustentação	44
Figura 17 - Seção transversal do tubo retangular	50
Figura 18 - Diagrama de corpo livre – Tubo retangular	51
Figura 19 - Diagrama de esforço cortante V – Tubo retangular	51
Figura 20 - Diagrama de momento fletor – Tubo retangular	52
Figura 21 - Diagrama de corpo livre do eixo	55
Figura 22 - Cálculos do esforço cortante do eixo	55
Figura 23 - Diagrama de esforço cortante no eixo	56
Figura 24 - Cálculos para o momento fletor do eixo	56
Figura 25 - Diagrama de momento fletor no eixo	57
Figura 26 - Dimensões genéricas do rolamento	59
Figura 27 – Seção transversal do rolamento com as principais dimensões em milímetros	60
Figura 28 – Vista panorâmica do veículo de carga	61
Figura 29 - Vista lateral veículo de carga	61
Figura 30 - Vista panorâmica inferior do veículo de carga	61
Figura 31 - Desenho da pista de rolamentos e superfície de impacto	62
Figura 32 - Diagrama de corpo livre - viga da pista	65
Figura 33 - Cálculos do esforço cortante - Pista	66
Figura 34 - Diagrama de esforço cortante V - Pista	66
Figura 35 - Cálculo do momento fletor M - Pista	67
Figura 36 - Diagrama de momento fletor	67
Figura 37 - Seção transversal da cantoneira de abas iguais	69
Figura 38 - Posicionamento das colunas na rampa de velocidades	70
Figura 39 - Dimensões da seção transversal da viga I	72
Figura 40 - Rampa de velocidades	73
Figura 41 - Rampa de velocidades	73
Figura 42 - Detalhe do trilho de deslizamento	74
Figura 43 - Diagrama de corpo livre - Viga de impacto	76
Figura 44 - Cálculo do esforço cortante - Viga de impacto	77
Figura 45 - Diagrama de esforço cortante - Viga de impacto	77
Figura 46 - Cálculo momento fletor - Viga de impacto	78

Figura 47 - Diagrama de momento fletor - Viga de impacto	78
Figura 48 - Desenho CAD da estrutura de impacto.....	80
Figura 49 - Superfície de impacto	80
Figura 50 - Sensor de velocidade Honeywell.....	81
Figura 51 - Talha elétrica de 0,5t para içamento do veículo	82
Figura 52 - Representação da talha no desenho da rampa	82
Figura 53 - Rampa de impacto inclinada – Início de teste	83
Figura 54 - Rampa de impacto inclinada – Fim de teste	83
Figura 55 - Rampa de impacto - vista lateral.....	84
Quadro 1 - Comprimento efetivo para os tipos de viga	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Velocidades de impacto conforme massa do produto embalado.	34
Tabela 2 - Valores calculados para a distância	47
Tabela 3 - Composição química do aço SAE 1008	49
Tabela 4 - Algumas das principais propriedades mecânicas do aço SAE 1008	49
Tabela 5 - Caracterização da chapa de apoio do veículo.....	50
Tabela 6 - Catálogo de tubos de seção retangular	53
Tabela 7 - Informações gerais de material e geometria – Tubos retangulares ..	53
Tabela 8 - Informações de material e geometria dos eixos	58
Tabela 9 - Tabela com as designações técnicas de rolamentos por fabricante	59
Tabela 10 - Composição química do aço SAE 4340	63
Tabela 11 - Propriedades mecânicas do aço SAE 4340	63
Tabela 12 - Composição química aço ASTM A36	64
Tabela 13 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A36	64
Tabela 14 - Informações de material e geometria da pista de rolamento	68
Tabela 15 - Seleção em catálogo de perfis de cantoneira de abas iguais	69
Tabela 16 - Seleção da bitola disponível de perfil I	71
Tabela 17 - Propriedades geométricas e de material da superfície de impacto	75
Tabela 18 - Especificações da seção transversal da viga de impacto	79

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	American Society for Testing Materials
ISO	International Organization for Standardization
ISTA	International Safe Transit Association
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração do sistema
A	Área da seção transversal
c	Distância da linha neutra até a fibra mais externa da viga
E	Módulo de elasticidade
f_s	Fator de segurança
g	Gravidade da Terra
I_y	Momento de inércia em relação ao eixo y
m	Massa em kg
M	Momento fletor
P	Força peso
v_0	Velocidade inicial
v_f	Velocidade final
σ	Tensão de flexão
σ_{esc}	Tensão de escoamento
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
θ	Ângulo de inclinação
Σ	Somatório

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos gerais	14
1.1.1	Objetivos específicos.....	14
1.2	Justificativa	14
1.3	Requisitos de projeto	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	Conceitos Físicos	16
2.1.1	Diagrama de corpo livre e equilíbrio	16
2.1.2	Plano inclinado	17
2.1.3	Impacto.....	19
2.2	Componentes mecânicos e estruturais	20
2.2.1	Eixos e vigas	20
2.2.2	Colunas com carregamento axial	23
2.2.3	Mancal de rolamento	24
2.3	Embalagens	26
2.4	Teste de impacto	27
2.5	Normas técnicas	28
2.5.1	ISO 2244:2000	28
2.5.2	ASTM D880:1992 (2015).....	29
2.5.3	ISTA Procedure 1A.....	29
3	MATERIAIS E MÉTODOS	31
3.1	Softwares utilizados	32
3.2	Layout do equipamento	32
3.3	Condições de Contorno	32
3.3.1	Ângulo de inclinação	33
3.3.2	Velocidade de impacto e distância de deslizamento	33
3.4	Especificação de materiais	35
3.5	Estrutura do equipamento	35
3.5.1	Veículo de transporte ou plataforma deslizante (carro)	35
<u>3.5.1.1</u>	<u>Chapa de apoio</u>	<u>36</u>
<u>3.5.1.2</u>	<u>Perfis tubulares</u>	<u>36</u>
<u>3.5.1.3</u>	<u>Eixos</u>	<u>37</u>
<u>3.5.1.4</u>	<u>Rolamentos e guia de deslizamento</u>	<u>39</u>

3.5.2	Rampa de velocidades	39
<u>3.5.2.1</u>	<u>Pista de deslizamento</u>	<u>40</u>
<u>3.5.2.2</u>	<u>Colunas de sustentação</u>	<u>41</u>
3.5.3	Superfície de impacto	43
4	DESENVOLVIMENTO	46
4.1	Definição das condições de contorno	46
4.1.1	Definição das distâncias de deslizamento	46
4.1.2	Determinação do comprimento total da rampa de velocidades	47
4.2	Plataforma deslizante.....	48
4.2.1	Especificação dos materiais	48
4.2.2	Chapa de apoio	49
4.2.3	Perfis de tubo retangular	50
4.2.4	Eixos de suporte.....	54
4.2.5	Mancais de rolamentos	58
4.2.6	Desenho CAD.....	61
4.3	Rampa de velocidades	62
4.3.1	Especificação dos Materiais	62
4.3.2	Pista de rolamento.....	64
4.3.3	Trilhos guia.....	68
4.3.4	Colunas de sustentação	70
4.3.5	Desenho CAD.....	72
4.4	Superfície de impacto	74
4.4.1	Especificação dos materiais	74
4.4.2	Superfície	75
4.4.3	Colunas de sustentação	75
4.4.4	Desenho CAD.....	80
4.5	Monitoramento de velocidade	81
4.6	Retorno do veículo	81
4.7	Resultados - Desenhos CAD	83
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	85
5.1	Sugestões para próximos trabalhos.....	85
	REFERÊNCIAS.....	86
	ANEXO A - Desenhos de especificação da rampa de impacto, da base e do veículo, respectivamente.	88

1 INTRODUÇÃO

Na indústria em geral, um dos principais setores que causa preocupação é a logística. Esta consiste em uma sucessão de etapas para fazer um produto chegar até o consumidor, e isso inclui a saída da linha de produção, a administração do estoque até o destino final da mercadoria. Tanto no varejo como no atacado, e tanto compras online como em lojas físicas, há uma série de processos de logística para que o comprador receba sua aquisição sem maiores problemas (SPITALIERE, 2023).

No ciclo de vida de um produto uma das tarefas mais importantes é fazer com que o produto finalizado chegue no consumidor final sem nenhum tipo de avaria, passando por todos os processos de manufatura e distribuição. O decurso de transporte deve ocorrer sem danificar a mercadoria, para evitar problemas com consumidores de troca e devolução, que gerarão custos desnecessários, e muitas vezes evitáveis, a empresa (SPITALIERE, 2023). Para que isso aconteça, a mercadoria deve ser protegida com uma embalagem que garanta a integridade da mesma. Alguns produtos não sofrem danos tão facilmente, como roupas e artigos de cama, mesa e banho. Já outros necessitam de uma maior atenção por conter peças frágeis, como louças, eletroeletrônicos e eletrodomésticos. O material, a complexidade e o tipo de embalagem vão variar conforme a fragilidade do produto e sua necessidade de manter a integridade (MESTRINER, 2023).

Com a tecnologia sempre em avanço, as técnicas de produção de materiais vão se aprimorando também, trazendo melhores propriedades para as embalagens atenderem suas necessidades. Não seria diferente para os procedimentos de teste desses materiais, que ao passar dos anos se tornam mais precisos. Existem testes de embalagem servem para avaliar se os objetivos de projeto de embalagem foram alcançados e também para avaliar sua eficácia. Alguns testes importantes de embalagens são temperatura de armazenamento, resistência a compressão, drop test, vibração, empilhamento e teste de impacto (INDUMAK, 2018).

Na indústria de eletrodomésticos os cuidados com danos e avarias ao produto são constantemente avaliados e inúmeros testes são realizados. Mas como em todo processo pode ocorrer falhas que geram prejuízos, a necessidade de evoluir constantemente em desenvolvimento de embalagens e testes de embalagens é grande e as indústrias estão sempre inovando.

Em um dos testes citados anteriormente, percebeu-se uma necessidade de desenvolver um equipamento que já existe no mercado, porém muitas vezes tem um custo excessivo ou não atende aos requisitos do projeto. Portanto, um estudo de caso será feito acerca das máquinas disponíveis no mercado e avaliando os testes de impacto existentes para o projeto de uma rampa de impacto neste trabalho.

1.1 Objetivos gerais

Ao final deste trabalho haverá um projeto de uma máquina que testa a resistência ao impacto das embalagens de produtos, simulando os impactos causados em transporte com esteiras, carrinhos de mão e empilhadeiras que permitirá uma análise de avaria na embalagem e no produto.

1.1.1 Objetivos específicos

- Construir um fluxograma com as etapas de trabalho a serem feitas;
- Realizar uma revisão de literatura acerca de projetos de componentes de máquinas, embalagens, testes de embalagens e normas;
- Definir as condições de contorno necessárias para o dimensionamento do projeto;
- Dimensionar as peças e componentes do equipamento;
- Definir materiais das peças e componentes;
- Esboçar desenho em software CAD 3D;
- Relatar e sugerir possibilidades de melhoria e incrementos para próximos trabalhos.

1.2 Justificativa

O teste de impacto é um passo muito importante no desenvolvimento e otimização de embalagem. Portanto, o projeto do equipamento traz a viabilidade de testar a embalagem dentro da empresa, integrando o desenvolvimento da embalagem com o produto. Além de poder normatizar internamente um teste gerando benefícios e redução de custos para setores de projeto, manufatura e logística da indústria.

1.3 Requisitos de projeto

O projeto deste trabalho consiste em desenvolver uma máquina que possibilite a realização do teste de impacto. O teste consiste em escorregar um produto por uma rampa em uma certa velocidade para colidir em uma parede gerando um impacto, com o intuito de avaliar a resistência e eficácia da embalagem. Para isso deve-se considerar uma rampa inclinada para que o produto deslize em cima de um carrinho com o mínimo de atrito possível, apenas com a aceleração da gravidade. As massas de teste serão de 0 a 100 kg. Os produtos podem ser testados em qualquer face ou quina, e se necessário pode ser inserido um acessório para causar um impacto específico entre o produto e a superfície de impacto. Os demais dados serão adotados por norma e outros deverão ser calculados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente trabalho visa desenvolver o projeto de uma rampa de impacto para teste de resistência de embalagens para produtos diversos. Este capítulo apresenta uma revisão sucinta da literatura e alguns conceitos já existentes para compreensão das ideias empregadas nesta proposta. A revisão de literatura é um levantamento de referências descritivas a título de analisar uma temática específica acerca de um assunto (UNESP, 2015).

Neste trabalho, a revisão bibliográfica foi em busca de esclarecer os tópicos de teorias de elementos de máquinas para o dimensionamento dos componentes, de embalagens para se conhecer um pouco o que seria testado e de princípios físicos envolvidos no funcionamento da máquina. Também foi mostrado alguns tipos de rampa de impacto já existentes e algumas normas utilizadas no projeto, bem como um esclarecimento a respeito de testes de impacto

2.1 Conceitos Físicos

Esta seção irá revisar brevemente alguns conceitos físicos necessários para o entendimento do trabalho.

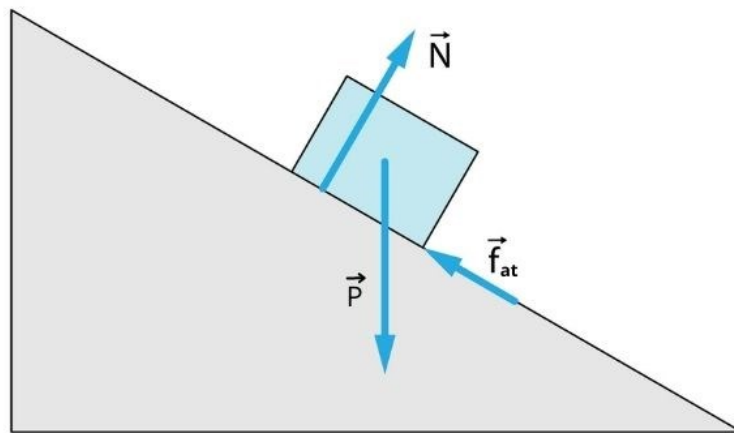
2.1.1 Diagrama de corpo livre e equilíbrio

De acordo com os princípios básicos da física, se um sistema estiver parado ou se movendo com velocidade constante, sua aceleração é zero. Nesse caso, diz-se que o sistema está em equilíbrio. Quando falamos de equilíbrio estático, significa que o sistema está em repouso, sem nenhum movimento. No equilíbrio, as forças e os momentos (ou torques) que atuam sobre o sistema se balanceiam. Isso significa que a soma vetorial de todas as forças que atuam sobre o sistema é igual a zero, e o somatório dos momentos em relação a um ponto também é igual a zero. Para que um sistema esteja em equilíbrio estático, é necessário que tanto as forças externas aplicadas ao sistema quanto as forças internas sejam balanceadas. Isso implica que a força líquida resultante é zero e que não há tendência para o sistema se mover ou girar (SHIGLEY, 2005).

Ao isolar um corpo ou uma porção do sistema, podemos estudar suas propriedades e comportamento de forma mais simplificada, como pode ser visto na

Figura 1. Isso nos permite analisar e entender melhor o corpo isolado, facilitando a resolução de problemas e a avaliação de seu desempenho. No entanto, ao fazer o diagrama de corpo livre, deve ser levado em conta as forças e momentos de interação que atuam sobre ele devido às outras partes do sistema. Essas forças e momentos são transferidos através das interfaces entre o segmento isolado e o restante do sistema. Portanto, é importante considerar as condições de contorno e as interações entre o corpo isolado e o restante do sistema para obter resultados precisos (SHIGLEY, 2005).

Figura 1 Diagrama de corpo livre - plano inclinado



Fonte: Melo (2023)

2.1.2 Plano inclinado

O plano inclinado é um conceito importante na dinâmica newtoniana, divisão da física clássica que estuda o movimento dos corpos e as leis que regem esse movimento. O plano inclinado consiste em um objeto em uma superfície plana que forma um ângulo com o eixo horizontal (MELO, 2023).

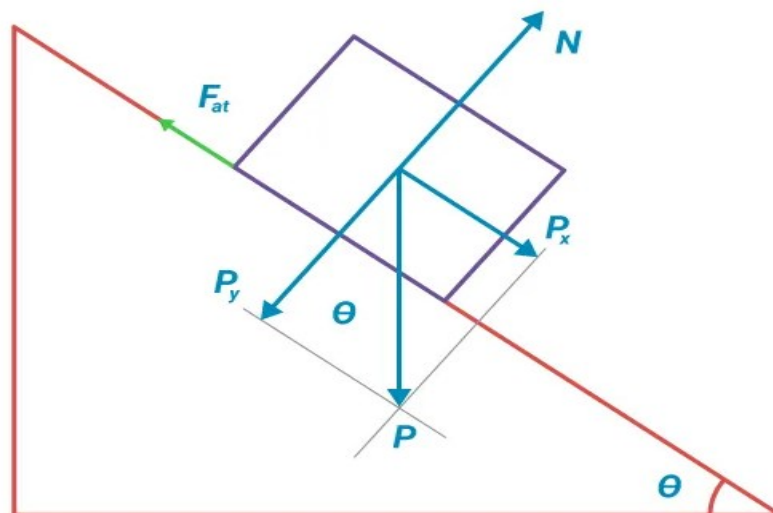
Ao analisar o movimento de objetos em um plano inclinado deve ser considerada a presença ou não de atrito. Quando há atrito entre a superfície inclinada e o objeto em movimento, a força causada pelo atrito se opõe ao deslizamento do objeto. Já em um plano inclinado sem atrito o objeto desliza livremente (HALLIDAY & RESNICK, 2016).

O estudo do plano inclinado envolve a análise das forças que atuam no objeto em movimento ou repouso, como a força gravitacional que é o peso, a força normal exercida pela superfície e força de atrito. Essa análise é baseada na segunda lei de Newton, que diz que a força resultante em um corpo é equivalente ao

produto da sua massa pela aceleração (MELO, 2023). O diagrama de corpo livre das forças em um plano inclinado está apresentado na Figura 1. Onde a força N é a força normal, a força P é a força peso e a força f_{at} é a força de atrito. Na figura 2 a força peso foi decomposta em dois planos x e y , onde x é paralelo ao plano inclinado e y é perpendicular ao mesmo plano (MELO, 2023).

Quando se analisa o conceito de plano inclinado, é comum decompor a força peso em duas componentes: uma perpendicular ao plano e outra paralela. A componente perpendicular é responsável por exercer uma força normal na superfície inclinada e pode ser calculada ao multiplicar a força peso pelo cosseno do ângulo de inclinação do plano. A componente paralela ao plano é responsável por gerar o movimento do plano inclinado e pode ser calculada multiplicando a força peso pelo seno do ângulo de inclinação (ASTH, 2023).

Figura 2 - Diagrama de forças em plano inclinado - decomposição da força peso



Fonte: Melo (2023)

Como não haverá deslocamento em y , a força normal se iguala a componente vertical do peso P_y para manter o equilíbrio (HALLIDAY, 2016). A força de atrito f_{at} , será considerada nula, pois o mecanismo deve deslizar livremente sobre os trilhos para atingir a velocidade de impacto necessária com a aceleração da gravidade. Esta consideração será utilizada na seção do projeto do eixo e dos mancais de rolamentos para o deslizamento do conjunto de transporte de carga (NORTON, 2013). Portanto, a componente horizontal do peso P_x será responsável como força motriz do conjunto, onde:

$$P_x = P \cdot \text{sen } \theta$$

$$P_x = m \cdot g \cdot \text{sen } \theta$$

Sendo m a massa do conjunto em kg e g a gravidade em m/s^2 , e conforme a 2ª Lei de Newton (HALLIDAY, 2016):

$$\sum F = m \cdot a$$

Então igualando as duas equações resultará na equação da aceleração no plano inclinado:

$$a = g \cdot \text{sen } \theta$$

2.1.3 Impacto

Um carregamento estático é aquele em que a aplicação da carga ocorre de forma lenta e gradual. Já o carregamento de impacto ocorre quando a carga é aplicada de forma rápida e abrupta. Portanto o que diferencia um do outro é o tempo e a forma de aplicação da carga. A região entre os dois casos é incerta onde é possível que os dois cenários aconteçam (NORTON, 2013).

Considerando uma carga externa aplicada a um corpo com um tempo de aplicação menor se comparado a um terço do menor período de vibração natural do corpo, pode ser definida como carga de impacto, caso contrário é um carregamento estático (SHIGLEY, 2005).

Compressão, torção, flexão e tração são alguns tipos de forças de impacto, podendo ser combinadas. Nos projetos que envolvem cargas de impacto, o componente é projetado para absorver energia e nas cargas estáticas, para suportar a carga. A velocidade de aplicação do carregamento influencia ao causar alterações nas propriedades dos materiais. Essa mudança pode ser oportuna pelo fato de a resistência limite e de escoamento podem aumentar junto com a velocidade de aplicação da carga (JUVINALL, 2008).

Um dos métodos de se quantificar um carregamento estático é a aproximação energética, que pode fornecer um valor aproximado em certas situações. Quando a massa do corpo que realiza o impacto, se considerado rígido, é significativamente maior comparada ao corpo que sofre o impacto, pode-se assumir que toda a energia cinética do corpo impactante será convertida em energia potencial elástica armazenada pelo corpo impactado. Se considerar que todas as partículas dos objetos entram em repouso ao mesmo tempo, a força, a tensão e a deformação do objeto terão seus valores máximos no momento anterior. É importante ressaltar que é uma simplificação aproximada para análise do sistema (NORTON, 2013).

Alguns dados podem ser muito aproximados, como a taxa de aplicação da força no tempo e deformação, para aplicação das teorias de impacto em uma questão real de engenharia. É uma limitação para os cálculos que faz com que fatores determinados experimentalmente sejam utilizados com as propriedades estáticas dos materiais (JUVINALL, 2008).

2.2 Componentes mecânicos e estruturais

As vigas e colunas são componentes estruturais de base para muitos equipamentos, e presente em praticamente toda construção. Assim como eixos e rolamentos são componentes essenciais que muitas máquinas e equipamentos utilizam. São vários os tipos, formatos e aplicações que estes componentes podem ter. Nesta seção será feita uma pequena revisão de alguns conceitos básicos acerca destes componentes.

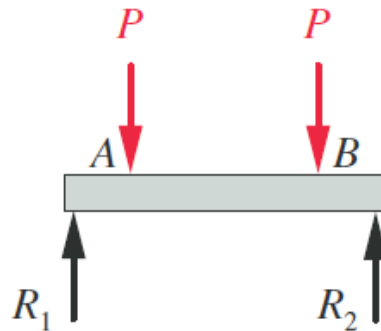
2.2.1 Eixos e vigas

Os eixos de transmissão são componentes essenciais em máquinas rotativas, responsáveis por transmitir o movimento de rotação e o torque de uma posição para outra. No entanto, quando um eixo é estacionário e as polias e engrenagens giram acoplados a ele, ele não está transmitindo torque e, portanto, não é considerado um eixo de transmissão. Nesse caso, o eixo não rotativo pode ser tratado como um membro estrutural carregado estaticamente, suportando as cargas aplicadas enquanto elas permanecem fixas no tempo. Ele pode ser projetado como uma viga redonda ou um elemento estrutural adequado para suportar essas cargas estáticas (NORTON, 2013).

As vigas são elementos estruturais amplamente utilizados que suportam cargas transversais ao longo do seu comprimento. Elas são essenciais na construção de estruturas e máquinas de diversos tipos. Em relação aos apoios pode ser biapoiada, engastada e/ou com extremidade em balanço. As vigas podem ser carregadas com uma combinação de forças distribuídas e/ou concentradas, bem como momentos. Essas cargas resultam em forças cortantes e momentos fletores na viga. Portanto, a análise das vigas envolve determinar as magnitudes e distribuições dessas forças cortantes e momentos fletores ao longo da viga

(NORTON, 2013). A Figura 3 traz um exemplo genérico de um diagrama de corpo livre para a análise de uma viga.

Figura 3 - Diagrama de corpo livre de uma viga

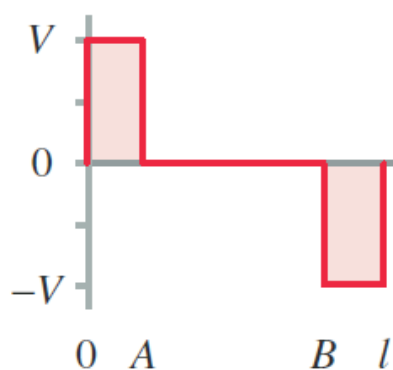


Fonte: NORTON (2013)

As forças cortantes são as forças internas que atuam perpendicularmente à seção transversal da viga, em uma direção que tende a cortar a viga em duas partes. Essas forças cortantes podem variar ao longo do comprimento da viga, dependendo da distribuição das cargas aplicadas. Em uma análise dos esforços internos, é possível determinar as magnitudes e as distribuições ao longo da viga dessas forças cortantes (JUVINALL, 2008).

A Figura 4 mostra o diagrama de força cortante para esta viga genérica em questão. O diagrama representa a força cortante ao longo do comprimento da viga.

Figura 4 - Diagrama de esforço cortante

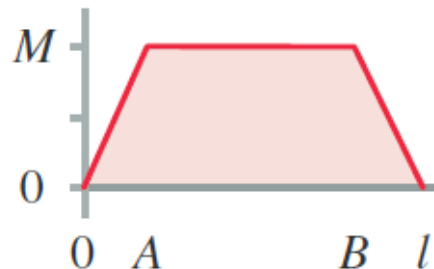


Fonte: NORTON (2013)

Os momentos fletores são os momentos internos que surgem devido às cargas aplicadas na viga. Eles causam deformação na viga, resultando em curvaturas ao longo de seu comprimento. Da mesma forma que as forças cortantes, os momentos fletores podem variar ao longo da viga e sua distribuição pode ser

determinada por meio de uma análise dos esforços internos (JUVINALL, 2008). O diagrama contendo o gráfico de momentos fletores ao longo de uma viga está mostrado na Figura 5.

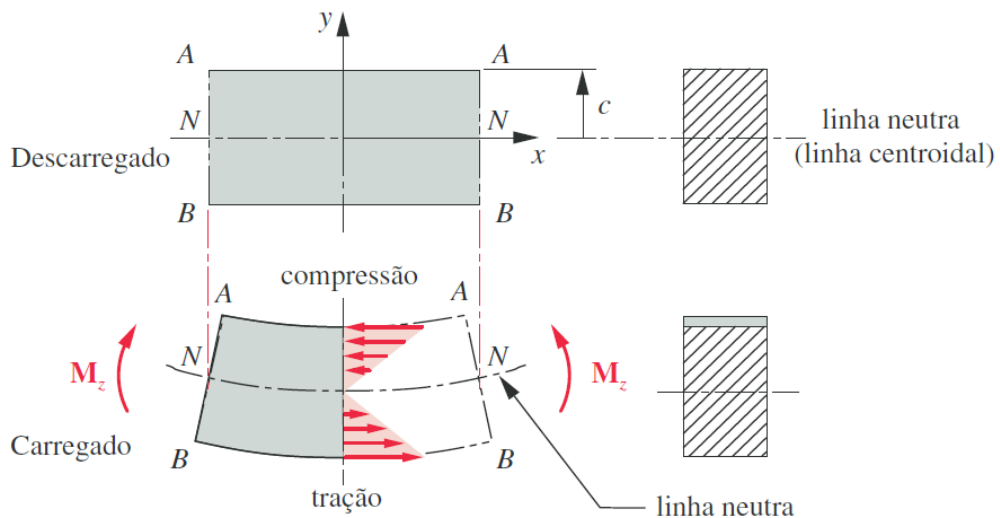
Figura 5 - Diagrama de momento fletor



Fonte: NORTON (2013)

Nas vigas submetidas a flexão, as tensões atuantes nela são chamadas de tensões normais. Essas tensões podem ser de tração ou compressão, dependendo da localização na seção transversal da viga. Acima do eixo neutro da seção transversal da viga, as tensões normais são de compressão, e abaixo do eixo neutro, as tensões normais são compressivas, no caso mostrado na Figura 6.

Figura 6 - Efeitos internos da viga com carregamento de flexão



Fonte: NORTON (2013)

Os valores máximos das tensões normais ocorrem nas superfícies superior e inferior da viga, onde as tensões de tração e compressão são máximas. Esses pontos são chamados de fibra extrema superior e fibra extrema inferior da viga (JUVINALL, 2008).

É importante ressaltar que as tensões de flexão são diferentes das tensões devido às solicitações axiais. As tensões axiais ocorrem quando uma força é aplicada ao longo do eixo da viga, causando deformações por tração ou compressão uniformes na seção transversal. Já as tensões de flexão ocorrem devido à curvatura da viga, resultando em distribuições não uniformes de tensões ao longo da seção transversal. Por isso, utiliza-se a distinção de subscritos para diferenciar as tensões normais decorrentes desses dois tipos de solicitações (JUVINALL, 2008).

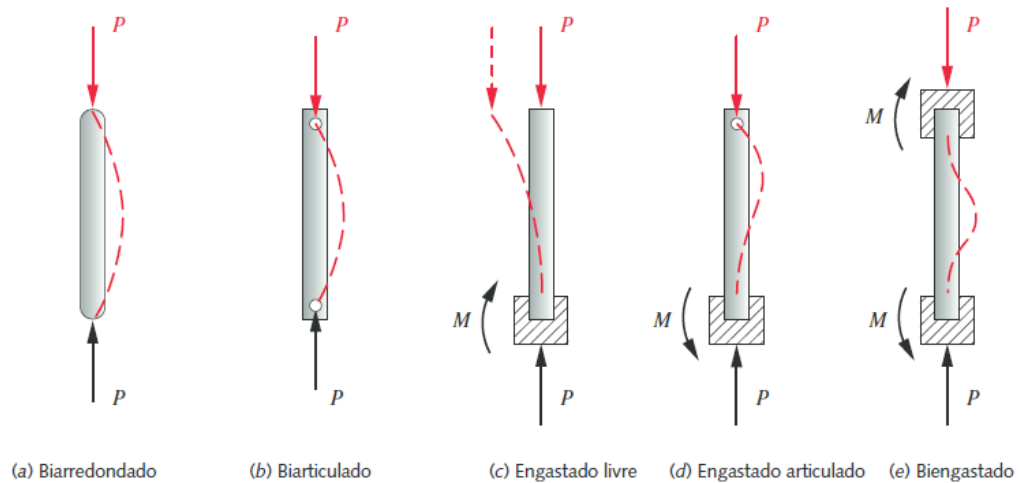
Quando consideramos a combinação de tensões em um elemento particular dentro da seção transversal, dificilmente encontraremos um estado de tensão pior do que aquele que ocorre nas fibras externas. Isso significa que a tensão resultante nesse elemento específico geralmente será menor do que a tensão máxima presente nas fibras externas, o que é vantajoso para a segurança estrutural (NORTON, 2013).

Em vigas longas em comparação à sua altura, a tensão de cisalhamento devido à força cortante geralmente é relativamente pequena em comparação com a tensão de flexão (Mc/I). Isso ocorre porque a força cortante é distribuída ao longo da seção transversal da viga, enquanto a tensão de flexão é concentrada nas fibras mais afastadas da linha neutra (NORTON, 2013).

2.2.2 Colunas com carregamento axial

A carga axial pode ser aplicada na viga causando tração ou compressão. Quando uma barra está sujeita a uma carga de compressão axial, ela tende a se deformar lateralmente, formando uma curvatura. Esse fenômeno é chamado de flambagem. A flambagem ocorre devido à instabilidade da barra comprimida, e a carga crítica em que a flambagem ocorre depende de diversos fatores, como o comprimento efetivo da barra, a rigidez à flexão da seção transversal, as condições de suporte e as características do material. A flambagem é de fato um fenômeno perigoso e pode ocorrer em barras submetidas a carga axial de compressão. A análise estrutural de colunas sujeitas a flambagem requer considerações adicionais além da simples equação de força dividida por área (NORTON, 2013).

Figura 7 - Efeitos da flambagem em diferentes tipos de vigas



Fonte: NORTON (2013)

Uma coluna curta é aquela em que o índice de esbeltez é menor que 10. Nesse caso, a coluna tende a falhar por compressão, e a tensão de compressão pode ser calculada usando a equação padrão de tensão, que é a força axial dividida pela área transversal da coluna. Por outro lado, uma coluna média ou longa tem um índice de esbeltez maior ou igual a 10. Nessas colunas, a falha ocorre devido à flambagem, que é um fenômeno de instabilidade que ocorre quando a carga axial excede um valor crítico. A tensão de compressão nesse caso pode estar bem abaixo da tensão de escoamento do material, pois a flambagem é influenciada principalmente pela rigidez à flexão da coluna e pelas condições de apoio (NORTON, 2013).

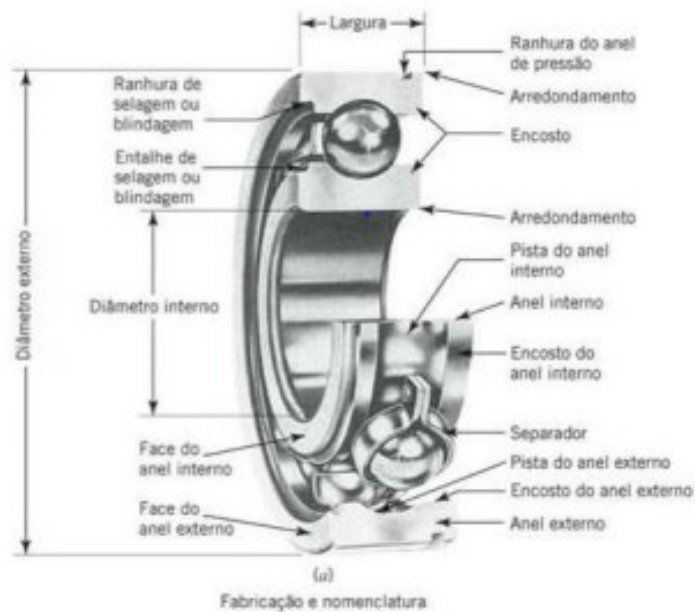
Quando se trata de colunas que podem sofrer flambagem é necessário calcular a carga crítica de flambagem, que leva em conta o comprimento efetivo da viga, o momento de inércia da seção transversal e o módulo de elasticidade. A resistência do material não irá interferir, portanto se um tipo de aço é mais resistente que outro, os dois podem falhar com a mesma carga crítica, visto que o módulo de elasticidade é o mesmo (NORTON, 2013).

2.2.3 Mancal de rolamento

O mancal pode ser qualquer dispositivo ou estrutura que suporte e guie o movimento de uma parte em relação à outra. Essas partes podem ser componentes mecânicos, como eixos, rodas, engrenagens, entre outros. Independentemente da forma ou configuração específica, a função principal de um mancal é fornecer

suporte e reduzir o atrito entre as partes móveis. A lubrificação é frequentemente necessária para minimizar o atrito e remover o calor gerado durante o movimento. O lubrificante geralmente é aplicado entre as superfícies de contato do mancal para formar uma camada de separação, reduzindo assim o desgaste e o calor gerado pela fricção (NORTON, 2013).

Figura 8 - Detalhes e especificação de rolamentos



Fonte: JUVINALL (2008)

Existem diferentes tipos de mancais, incluindo mancais de deslizamento (onde as partes móveis deslizam uma sobre a outra), mancais de rolamento (onde as partes se apoiam em elementos rolantes, como esferas ou rolos) e mancais combinados, que podem ter características tanto de deslizamento quanto de rolamento. A seleção do tipo adequado de mancal depende das necessidades específicas da aplicação, levando em consideração fatores como carga, velocidade, tipo de movimento e condições ambientais (JUVINALL, 2008).

Os mancais de elementos rolantes são muito utilizados para permitir um atrito muito baixo, podendo ser considerado nulo para cálculos de projetos. São constituídos de esferas ou rolos de aço endurecido. Normalmente são selecionados em catálogos de fabricantes considerando as especificações de projeto, como diâmetros, largura e carga a receber (SHIGLEY, 2005).

Os mancais de elementos rolantes podem ser divididos em duas categorias principais: mancais de esferas e mancais de rolos. Cada uma dessas categorias

possui várias variações e tipos específicos. Os mancais de esferas são mais adequados para aplicações pequenas e de alta velocidade. Eles consistem em uma série de esferas que são colocadas entre o eixo e o alojamento para reduzir o atrito. Os rolamentos de esferas são eficientes e podem acomodar altas velocidades de rotação. Por outro lado, os mancais de rolos são mais adequados para sistemas grandes e de carga pesada. Eles utilizam rolos em vez de esferas para distribuir a carga de maneira mais uniforme. Os rolamentos de rolos têm maior capacidade de carga e são preferidos em aplicações com cargas radiais e axiais pesadas (NORTON, 2013).

A falha dos mancais de elementos rolantes pode ocorrer devido à fadiga superficial, especialmente quando não há lubrificante limpo em quantidade suficiente. Geralmente, a pista falhará primeiro antes dos rolos ou esferas. Quando a cavitação começa a ocorrer, o mancal emite ruído e vibração, fornecendo um aviso audível de que a falha está prestes a ocorrer. Nesse estágio, o mancal ainda pode continuar funcionando, mas a superfície continuará a se deteriorar, resultando em aumento do barulho e da vibração (NORTON, 2013).

2.3 Embalagens

A embalagem moderna é o resultado de um sistema complexo que envolve uma variedade de elementos, como materiais avançados, tecnologia de fabricação, processos eficientes, equipamentos especializados, design atraente, estratégias de marketing, logística eficaz e comunicação efetiva. O principal objetivo da embalagem é proteger o produto durante todo o ciclo de vida, desde a fabricação até o consumo final. Ela desempenha um papel crucial na preservação da qualidade, integridade e segurança do produto. Além disso, a embalagem também é responsável por facilitar o transporte, o armazenamento e a exposição do produto nos pontos de venda (MESTRINER, 2023).

Independente de qual parte da manufatura os produtos sejam movimentados até chegar ao consumidor final, o meio tem um grande potencial de danos. É necessário entender e quantificar esse potencial danoso. Medir e monitorar os meios de transporte ajuda a selecionar os requisitos certo de performance e design para o produto e para a embalagem. Os perigos dos meios de transporte são inevitáveis. A durabilidade de diferentes produtos é bem diferente, e a caracterização da

fragilidade de produtos pode ser feita através de metodologias padronizadas, como testes de impacto e de sistemas de vibração (JONESON, 2023).

Melhorar a durabilidade dos produtos reduz os requisitos de embalagem protetiva. Ao aumentar a robustez e durabilidade do produto reduz a dependência da qualidade das embalagens. Porém nem sempre isso é alcançável, então é melhor garantir que as embalagens estarão no mínimo cumprindo os requisitos básicos. E para garantir que estas irão funcionar e proteger realmente o produto, são realizados testes de performance de embalagens. E os meios de transporte citados acima devem ser utilizados como caracterização de ambiente para guiar a simulação de transporte em laboratório, possibilitando o desenvolvimento de maquinários como mesas vibrantes e rampas de teste de impacto (JONESON, 2023).

2.4 Teste de impacto

Um teste de impacto inclinado pode ser utilizado como teste de choque em substituição ao teste de queda (drop test) em vários protocolos de teste (MALASRI *et al*, 2021).

Alguns exemplos de ensaios de impacto são os ensaios de barras entalhadas de Charpy e Izod, que são métodos comumente usados para medir a fragilidade e a resistência ao impacto de materiais. Esses testes são particularmente úteis na avaliação do comportamento dos materiais em temperaturas baixas.

No ensaio de barra entalhada de Charpy, uma barra de geometria especificada é fixada horizontalmente em uma máquina de teste. Um pêndulo é então liberado de uma altura específica para atingir o entalhe na barra. O impacto faz com que a barra se fracture, e a energia absorvida durante a fratura é medida. O valor de impacto é determinado pela altura alcançada pelo pêndulo após a fratura.

O ensaio de barra entalhada de Izod segue um procedimento semelhante, mas a geometria da barra e do entalhe é ligeiramente diferente. Nesse caso, a barra é fixada verticalmente, e o pêndulo é liberado para atingir o entalhe na parte superior da barra. A energia absorvida durante a fratura é novamente medida pela altura alcançada pelo pêndulo após o impacto (SHIGLEY, 2005).

O teste de impacto inclinado é um método de teste de colisão, e pode ser usado no lugar de testes de queda em vários protocolos de teste (MALASRI, S. *et al*). O princípio do teste de impacto se resume a aplicar uma velocidade horizontal

para uma amostra de teste até ser parada por um impacto ao se chocar com uma superfície vertical de impacto (ISO 2244, 2000).

O teste de impacto é visto com importância em laboratórios de simulação de transporte dos produtos, seja manual ou mecânico. Esse teste simula alguns tipos de colisões que podem ocorrer no manuseio de pacotes, e ajuda a avaliar a capacidade da embalagem de proteger o conteúdo da mesma contra esses choques. Os resultados desse teste permitem uma avaliação e comparação entre embalagens, podendo melhorar a existente ou trocar por outra mais eficaz (ASTM D880, 2015).

2.5 Normas técnicas

Algumas organizações que desenvolvem normas técnicas para diversos setores de indústria têm material desenvolvido para produção de embalagens e também para testes de embalagens. Nesta seção do capítulo será feito um breve resumo das informações a respeito de três normas utilizadas no projeto deste equipamento. Duas delas são para o desenvolvimento e construção do maquinário, ISO e ASTM, e uma para o procedimento de teste de impacto, a ISTA. A seguir um breve resumo sobre o conceito utilizado de cada uma.

2.5.1 ISO 2244:2000

A Organização Internacional de Normatização (International Organization for Standardization – ISO) é uma organização independente não governamental que busca especialistas para partilhar conhecimento e desenvolver, baseado em consenso, normas internacionais voluntariamente que apoiem inovação e traga soluções para desafios globais (ISO 2244, 2000).

Uma das normas desenvolvidas pela organização é a ISO 2244 de 2000, com o título “Packaging – Complete, filled transport packages and unit loads – Horizontal impact tests”, que em português, Embalagens – Pacotes de transporte completos e unidades de carga – Testes de impacto horizontais. Esta norma contém instruções e especificações para o teste de impacto horizontal e em plano inclinado para unidades de carga (ISO 2244, 2000).

É possível obter importantes informações para o projeto do aparato de teste, como ângulo de inclinação e sua variação, requisitos para as dimensões e

propriedades da superfície de impacto. Também há algumas informações para a pista de rolamento e para o veículo de carga que deverão ser utilizadas ao longo do trabalho (ISO 2244, 2000).

2.5.2 ASTM D880:1992 (2015)

ASTM é a sigla para American Society for Testing and Materials, em português, Sociedade Americana para Testes e Materiais. É um órgão responsável por desenvolver e publicar normas técnicas para produtos, materiais, testes e processos, usados pelo mundo todo (ASTM D880, 2015).

A norma ASTM D880 intitulada “Standard Test Method for Impact Testing for Shipping Containers and Systems” traz um procedimento padrão para o teste de impacto em contêineres carregados ou unidades de transporte. Há dois procedimentos, um que visa a resistência do contêiner e o outro testa a proteção ao conteúdo interior do mesmo, e podem ser realizados ao mesmo tipo de recipiente e carga (ASTM D880, 2015).

Esta norma reforça alguns pontos citados pela ISO 2244 e também dispõe de algumas variações para a construção do equipamento de teste e para a realização do procedimento (ASTM D880, 2015).

2.5.3 ISTA Procedure 1A

A Associação Internacional de Trânsito Seguro, traduzido de International Safe Transit Association (ISTA), é uma associação para transporte de produtos embalados. É uma associação que visa o avanço da ciência e tecnologia envolvida em embalagens. São apoiados por companhias parceiras no desenvolvimento de embalagens e métodos de logística para prevenir ou reduzir os danos de manuseio e transporte durante a distribuição (ISTA Test Procedure 1A, 2014).

A associação do ISTA documenta e publica normas de procedimentos, portanto há um procedimento voltado aos requisitos de testes mecânicos de embalagem, como o de impacto. Contudo, se refere a norma da ASTM quanto ao equipamento necessário para realizar os testes. O Procedimento de Teste 1A contempla um teste completo de embalagem, envolvendo teste de vibração, teste de queda e teste de impacto. O procedimento de teste descrito pelo ISTA é um teste de integridade para produtos embalados e pode ser usado para avaliar a

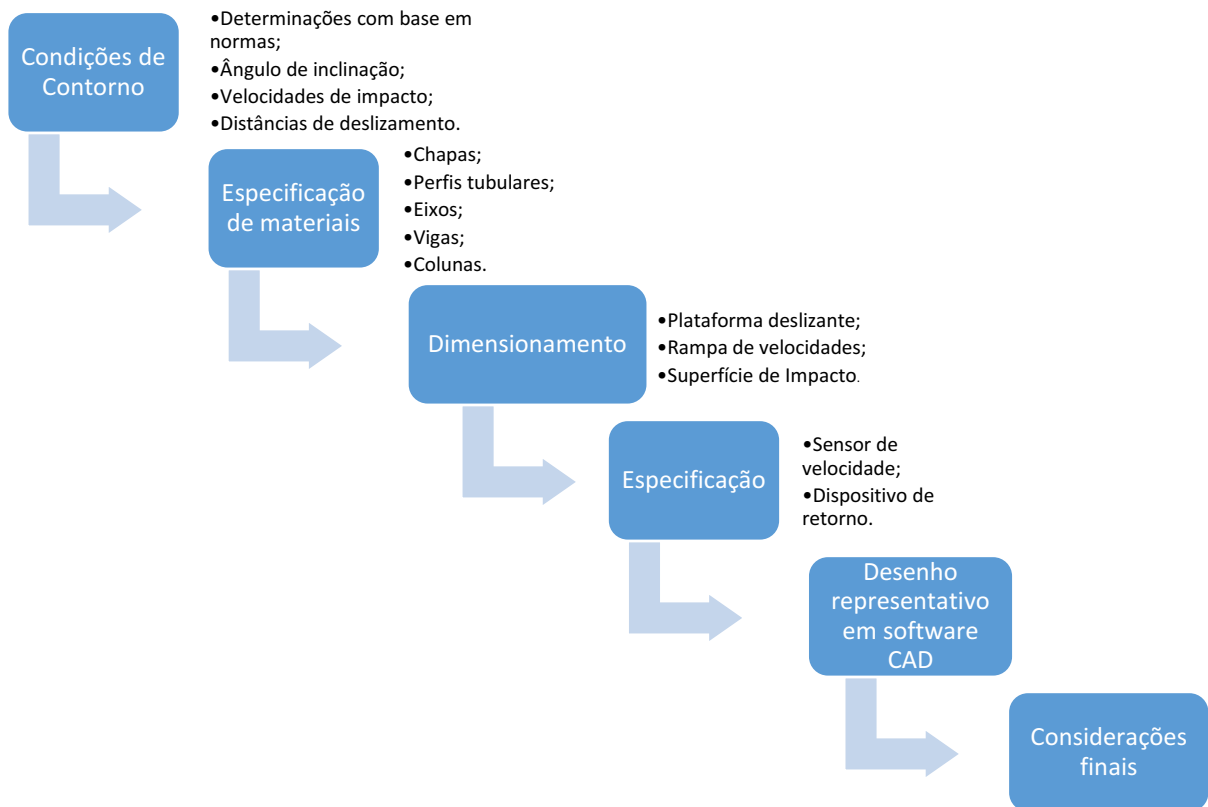
performance e também para comparar diferentes alternativas de designs (ISTA Test Procedure 1A, 2014).

Este procedimento determina uma velocidade de impacto conforme uma faixa de peso do conjunto produto-embalagem, que será utilizada neste trabalho (ISTA Test Procedure 1A, 2014).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo estará disposto todo o procedimento para os cálculos e projeto da rampa de impacto inclinada, incluindo as determinações por norma supracitadas, as fórmulas e os métodos a serem utilizados com base na revisão de literatura. O desenvolvimento deste trabalho será estabelecido em algumas etapas que podem ser vistas e entendidas no fluxograma a seguir:

Figura 9 - Fluxograma com as etapas de trabalho



Fonte: Autoria própria (2023)

A presente seção como o nome já diz, apresentará os meios para se chegar aos objetivos como se fosse uma receita. As fórmulas referentes as determinações das condições de contorno, as teorias de dimensionamento e todos os artifícios que serão utilizados no desenvolvimento do trabalho serão explicitados neste capítulo. Também serão apresentadas as informações anteriores ao trabalho, como as

determinações de norma. As especificações de materiais serão realizadas neste capítulo.

O desenvolvimento do trabalho terá seu início com a definição das grandezas e condições de contorno, que serão base para os cálculos de dimensionamento dos componentes da estrutura do equipamento. Após este último será realizado um desenho representativo em software CAD 3D para melhor visualização da máquina projetada.

3.1 Softwares utilizados

Nesse trabalho alguns softwares foram utilizados para facilitar os cálculos, desenhos e desenvolvimento do trabalho. Os softwares MDSolids e Viga Online serão utilizados nos cálculos de esforços de vigas, eixos e colunas. O software Mathcad será utilizado nos cálculos iterativos com fórmulas para todas as seções. Para os desenhos dos componentes será utilizado o software Solid Works.

3.2 Layout do equipamento

A rampa de impacto inclinada será dividida em três partes principais para melhor entendimento do projeto e facilitar os cálculos. São elas: plataforma deslizante, rampa de velocidades e superfície de impacto.

A plataforma deslizante é o veículo onde a amostra de teste estará posicionada no momento do teste. Esta plataforma deslizará por uma rampa de velocidades por uma certa distância e uma certa velocidade até colidir em uma parede chamada superfície de impacto. Tanto a rampa de velocidades quanto a superfície de impacto serão sustentadas por vigas e colunas. A estrutura inicial do equipamento pode ser visualizada na seção seguinte, Figura 10.

3.3 Condições de Contorno

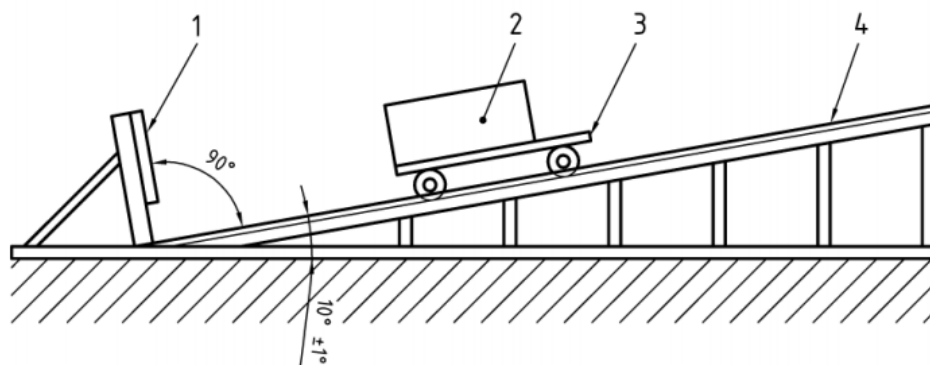
Na primeira parte desta seção, será estabelecido os métodos para determinação das condições de contorno para o sistema do equipamento. Estas grandezas a serem determinadas serão utilizadas de base para a arquitetura do projeto. Algumas serão determinadas por norma supracitada e outras por necessidade de projeto.

As principais grandezas a ser formuladas neste capítulo são o ângulo de inclinação da rampa, a velocidade de impacto do conjunto de carga e a distância necessária para atingir a velocidade de impacto.

3.3.1 Ângulo de inclinação

O ângulo θ é o ângulo formado entre o plano inclinado da rampa e o plano do pavimento. Esta angulação é utilizada para que o componente horizontal da força peso inicie o movimento, através da aceleração da gravidade, para colidir com a superfície de impacto e ser avaliado. Segundo a norma ISO 2244:2000, “o aparato da superfície de impacto deve estar em um plano inclinado $10^\circ \pm 1^\circ$ com a vertical”, e também “o aparato deve conter um trajeto com dois trilhos de aço inclinados 10° com a horizontal”. É determinado que a superfície de impacto deve ter um ângulo de 90° com a superfície onde o produto deslizará (ISO 2244, 2000). Portanto a estrutura inicial está apresentada na Figura 10.

Figura 10 - Desenho esquemático da rampa de impacto



Fonte: ISO 2244:2000

Legenda:

- 1 – Superfície de impacto
- 2 – Amostra para teste
- 3 – Plataforma deslizante
- 4 – Rampa de velocidades/Curso do trilho

3.3.2 Velocidade de impacto e distância de deslizamento

A velocidade de impacto é a velocidade do conjunto plataforma – amostra no momento do impacto na superfície. Esta velocidade é importante para que o teste ocorra de forma que represente uma situação genérica de choque entre produtos ou entre produto e parede durante o manuseio e transporte por esteiras automáticas, empilhadeiras ou até carrinhos de carga manuais. A determinação da velocidade de impacto da rampa de impacto projetada neste trabalho será baseada em norma de

procedimento de teste. Conforme a norma, a velocidade recomendada de impacto varia conforme a faixa de peso da amostra a ser testada e essa relação está apresentada na Tabela 1 (ISTA, 2014).

Tabela 1 - Velocidades de impacto conforme massa do produto embalado.

Massa do produto embalado (kg)	Velocidade de impacto (m/s)
Entre 0 e 10	3,9
Entre 10 e 19	3,4
Entre 19 e 28	3,0
Entre 28 e 45	2,5
Entre 45 e 68	2,0
Entre 68 e 100	2,0

Fonte: Adaptada de ISTA Test Procedure 1A (2014)

O intervalo de massa das amostras definido para esse projeto é de produtos até 100 kg. Porém esta norma considera produtos até o valor máximo de massa de 68 kg. Portanto, será adotada a velocidade de 2,0 m/s para as amostras contempladas na faixa de massa entre 68 kg e 100 kg.

O equipamento projetado neste trabalho terá propulsão mecânica, ou seja, a plataforma deslizante será impulsionada apenas pela ação da aceleração da gravidade. Para que as velocidades de impacto sejam atingidas conforme o recomendado, será necessário determinar as distâncias necessárias a ser percorridas pelo conjunto veículo – amostra até a colisão.

As distâncias de trajeto do veículo serão graduadas no trilho junto com as respectivas velocidades. O valor dessas distâncias equivalentes será calculado como um movimento retilíneo uniformemente variado, com a equação de velocidade de Torricelli (HALLIDAY, 2016):

$$v_f^2 = v_0^2 + 2 \times a \times \Delta S$$

Onde V_f é a velocidade final, que neste caso é a velocidade de impacto; V_0 é a velocidade inicial; a é a aceleração do conjunto e ΔS é a distância percorrida. Como o conjunto parte do repouso a velocidade inicial é igual a zero. A velocidade de impacto é a tabelada pela norma. A aceleração será a componente da gravidade conforme a equação. E a distância ΔS é a grandeza a ser determinada, conforme a seguir:

$$\Delta S = \left(\frac{v_f^2}{2} \right) \times g \times \sin \theta$$

Com a determinação das velocidades e suas respectivas distâncias de trajeto, será possível também definir o comprimento total da rampa de deslizamento.

3.4 Especificação de materiais

A estrutura da rampa de impacto projetada neste trabalho é um equipamento mecânico e robusto, portanto deverá ser composta de materiais com características suficientes para comportar os requisitos de projeto. Em cada seção de dimensionamento dos componentes, haverá um tópico para especificação dos materiais determinados na mesma. A partir das considerações para a definição do material, será disponibilizado uma tabela com as principais propriedades e/ou informações sobre o mesmo para posterior cálculo dos componentes.

3.5 Estrutura do equipamento

A rampa de impacto projetada neste trabalho terá um layout simples, porém com possibilidades de melhorias e automatização. Esta seção vai trazer a formulação e os métodos para o dimensionamento de cada um dos componentes.

3.5.1 Veículo de transporte ou plataforma deslizante (carro)

O veículo de transporte da carga a ser testada deve ter um tamanho suficiente para comportar diversos produtos de dimensões variadas. A estrutura do veículo deve ser robusta, tendo resistência para suportar a carga máxima de teste sem causar danos ao equipamento e sem configurar risco aos operadores.

A estrutura do veículo de carga será composta por uma chapa de apoio quadrada parafusada em uma estrutura de perfis de tubos retangulares, suportados por dois eixos que serão soldados. Para providenciar mobilidade à placa será utilizado dois rolamentos por eixo responsáveis por fazer o deslizamento da placa nos trilhos. Portanto os componentes da plataforma deslizante são: chapa de apoio, perfis tubulares, eixos e rolamentos.

Para o dimensionamento dos componentes estruturais, será considerado que somente esforços estáticos são aplicados, pois o veículo percorre um movimento curto em um intervalo de tempo muito pequeno, e a carga aplicada nele é uma carga estacionária. Em todos os componentes, será adotada a seção com o pior caso de tensão e carregamento.

3.5.1.1 Chapa de apoio

A chapa de apoio da plataforma deslizante deverá ser dimensionada a partir de demandas da estrutura do projeto. Não será considerado nenhum esforço sobre a mesma, pois os perfis tubulares serão responsáveis por suportar a carga. As dimensões de largura e comprimento serão determinadas de acordo com o tamanho do corpo de prova a ser testado, que poderá variar conforme demanda de teste. E a espessura deve ser determinada por conveniência.

3.5.1.2 Perfis tubulares

A plataforma deslizante será formada por uma estrutura de tubos selecionados a partir de um catálogo de um fabricante selecionado (Arcelor Mittal). A definição da seção transversal do tubo dependerá dos esforços aplicados nos componentes. Os dados fornecidos pelo catálogo serão utilizados nos cálculos para análise de tensão dos componentes.

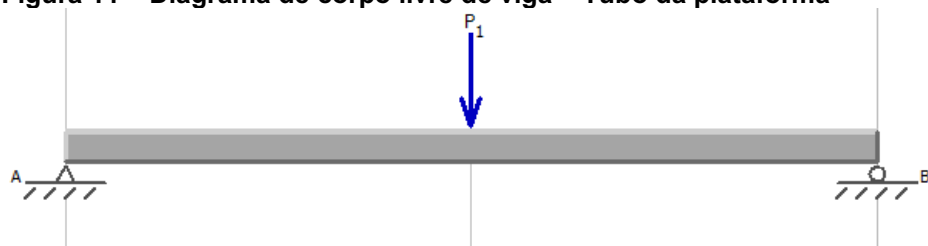
O dimensionamento dos perfis tubulares será desenvolvido considerando o esforço de peso máximo do produto de teste e da chapa de apoio do veículo. O método de cálculo para este componente será o dimensionamento de vigas. São cargas estáticas que serão calculadas em estruturas de comprimento e seção transversal a se determinar (NORTON, 2013).

O cálculo do peso aplicado é feito pela equação:

$$P = m \cdot g$$

Onde P é a força peso, m é a massa da chapa e da amostra e g é a gravidade. A partir do carregamento é possível aplicar no diagrama de corpo livre, que terá o aspecto mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Diagrama de corpo livre de viga – Tubo da plataforma



Fonte: O autor (2023).

Os cálculos de viga serão todos realizados com o auxílio do aplicativo viga online. O somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em um dos

apoios iguados a 0 serão realizados para obter os valores das reações nos apoios (NORTON, 2016):

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

Após o cálculo das reações, deve ser feito a análise do esforço cortante e momento fletor. A análise é feita separando a viga em seções entre apoios com o somatório de forças para o esforço cortante e de momentos para o momento fletor. Com as equações de esforço cortante e momento fletor deve ser feito os diagramas para as duas grandezas.

Portanto para calcular a tensão de flexão máxima $\sigma_{\text{máx}}$ na viga, que acontecerá na maior distância c da linha neutra, será utilizada a seguinte fórmula (JUVINALL, 2008):

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Onde M é o momento, c é a distância entre a linha neutra e a fibra mais externa e I é o momento de inércia da área da seção transversal. Para o caso da seção transversal retangular, pode ser calculado por:

$$I_y := \frac{((B \cdot A^3) - (b \cdot a^3))}{12}$$

Onde A é a altura e B é o comprimento do retângulo externo, e a é a altura e b é o comprimento do retângulo interno.

O coeficiente de segurança dos perfis tubulares f_s pode ser calculado através da fórmula a seguir (NORTON, 2013):

$$f_s := \frac{\sigma_{\text{esc}}}{\sigma}$$

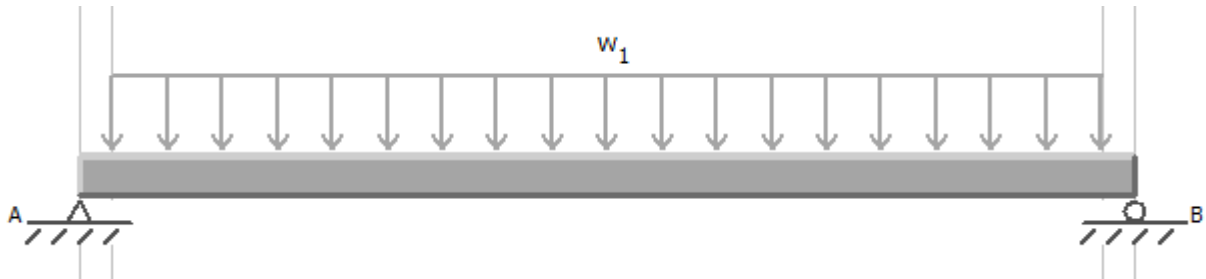
Onde σ_{esc} é a tensão de escoamento do material e a σ é a tensão calculada.

3.5.1.3 Eixos

A estrutura de tubos da plataforma deslizante terá dois eixos soldados nas duas extremidades paralelas, que serão dimensionados nesta seção.

Os eixos serão de dimensões idênticas, por se tratar de esforços iguais. Como os eixos serão soldados nos tubos poderão ser classificados como eixos estacionários. Então o dimensionamento será feito como vigas por sofrerem apenas carregamentos estáticos (NORTON, 2013). Na Figura 12 o diagrama de forças atuantes no eixo está representado.

Figura 12 - Diagrama de forças no eixo



Fonte: O autor (2023)

O somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em um dos apoios igualados a 0 serão realizados para obter os valores das reações nos apoios:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

Após o cálculo das reações, deve ser feita a análise do esforço cortante e momento fletor. A análise é feita separando o eixo em seções entre apoios com o somatório de forças para o esforço cortante e de momentos para o momento fletor. Com as equações de esforço cortante e momento fletor deve ser feito os diagramas para as duas grandezas.

Portanto para calcular a tensão de flexão máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ no eixo, que acontecerá na maior distância da linha neutra, sendo o raio do eixo, será utilizada a seguinte fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot r}{I}$$

Onde M é o momento em N.m, r é o raio do eixo em mm, sendo a distância entre a linha neutra e a fibra mais externa e I é o momento de inércia da área da seção transversal. Para o caso da seção transversal redonda, pode ser calculado por:

$$I = \pi \cdot \frac{d^4}{4}$$

Onde d é o diâmetro do eixo em mm. O coeficiente de segurança para os eixos do veículo deve ser calculado pela razão entre a tensão de escoamento do material pela tensão calculada no eixo:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma}$$

3.5.1.4 Rolamentos e guia de deslizamento

Após o dimensionamento dos eixos, os dados obtidos nos cálculos serão utilizados para a seleção dos rolamentos. O método para escolha deste componente é mais simples, e com base em norma será selecionado o tipo de rolamento.

Os esforços utilizados para a seleção dos rolamentos serão as reações na posição deles, obtidas nos cálculos do carregamento do eixo. Com esses dados e as dimensões dos eixos em mãos, é possível selecionar os rolamentos através de catálogos que serão mostrados no capítulo de seleção de rolamentos. Após a seleção do rolamento, é possível calcular a vida em fadiga do mesmo através da seguinte fórmula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$$

Onde L_{10} é a vida em fadiga expressa em milhões de revoluções, P é a carga aplicada no rolamento e C é carga dinâmica básica de classificação definida e disponibilizada pelo fabricante do rolamento (NORTON, 2013).

A determinação do caminho ou trilho onde deslizará os rolamentos será possível após a seleção deles. Este caminho servirá de guia para o deslizamento do veículo através dos rolamentos. As dimensões da guia serão determinadas com base nas dimensões do rolamento selecionado. Será determinado uma pequena folga para o livre corrimento do rodízio, com a mínima interferência da guia.

3.5.2 Rampa de velocidades

A rampa de velocidades é o componente onde o veículo de transporte deve deslizar. É composta pela pista de deslizamento, trilho guia de deslizamento e colunas de sustentação.

3.5.2.1 Pista de deslizamento

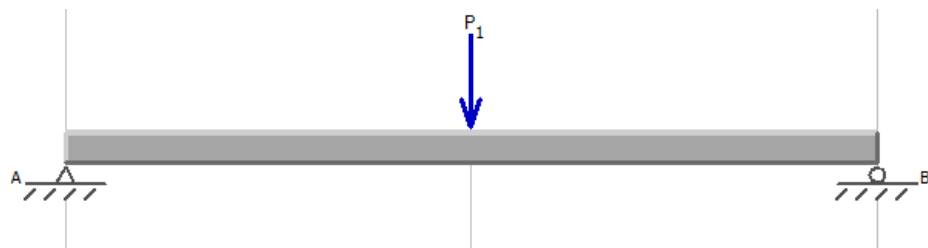
A pista de deslizamento será duas vigas onde os trilhos de corrimento do veículo serão parafusados. O carregamento do peso aplicado nesta viga será:

$$P := m_c \cdot g$$

Onde g é a gravidade e m_c é a massa da carga de amostra somada a carga do veículo completo. Essa carga deve ser dividida em dois para os cálculos, pois serão duas chapas, suportando metade do veículo cada uma.

A partir do cálculo do carregamento é possível elaborar o diagrama de corpo livre da viga em questão, conforme Figura 13.

Figura 13 – Diagrama de corpo livre de viga – Tubo da plataforma



Fonte: O autor (2023).

O somatório de forças na vertical e o somatório de momentos em um dos apoios igualados a zero serão realizados para obter os valores das reações nos apoios:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

Após o cálculo das reações, deve ser feita a análise do esforço cortante e momento fletor. A análise é feita separando a viga em seções entre apoios com o somatório de forças para o esforço cortante e de momentos para o momento fletor. Com as equações de esforço cortante e momento fletor deve ser feito os diagramas para as duas grandezas.

Portanto para calcular a tensão de flexão máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ na viga, que acontecerá na maior distância c da linha neutra, será utilizada a seguinte fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Onde M é o momento, c é a distância entre a linha neutra e a fibra mais externa e I é o momento de inércia da área da seção transversal. Para o caso da seção transversal retangular, pode ser calculado por:

$$I := \frac{(l \cdot e^3)}{12}$$

Onde l é a largura e e é a espessura do retângulo.

O coeficiente de segurança da pista de deslizamento f_s pode ser calculado através da fórmula a seguir:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma}$$

Onde σ_{esc} é a tensão de escoamento do material e a σ é a tensão calculada.

3.5.2.2 Colunas de sustentação

A pista de rolamento será sustentada por uma série de colunas. As colunas serão selecionadas com base em um catálogo de um fabricante e a partir dos dados serão calculados os esforços.

As colunas da primeira fileira têm o maior comprimento, se comparada com as outras, na extremidade em que a rampa possui a maior altura. Portanto, o carregamento de compressão causado pelo peso do conjunto plataforma e amostra, será de maior magnitude neste ponto. Por este motivo os esforços serão calculados para estas colunas que representam o pior caso e as colunas seguintes serão de mesma bitola.

Para os cálculos dos esforços nas colunas será necessário somar a massa da amostra de teste com a massa do carrinho, que serão representados por:

$$m = m_{am} + m_{car}$$

A altura da coluna h_c (cateto oposto) pode ser calculada utilizando o seno do ângulo θ da rampa e o comprimento da rampa L_r (hipotenusa), sendo:

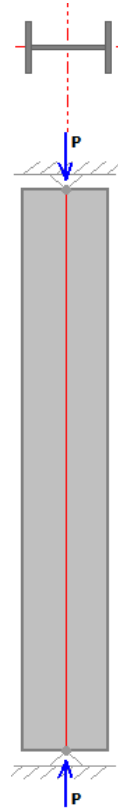
$$\text{sen } \theta = h_c / L_r$$

Para o cálculo da altura das outras colunas menores será utilizada a tangente do ângulo θ , onde o cateto oposto é a altura h e o cateto adjacente é a distância do fim da rampa até a posição definida para as colunas d_c , conforme é mostrado a seguir:

$$\text{tg } \theta = h / d_c$$

Para calcular as dimensões de bitola da seção transversal das colunas, é necessário aplicar os carregamentos de compressão na viga e obter os diagramas de esforços internos. Os esforços da coluna podem ser vistos na Figura 14.

Figura 14 - Esforços na coluna de seção transversal I



Fonte: O autor (2023)

A partir dos esforços calculados para a viga, será necessário calcular o índice de esbeltez, as tensões internas causadas pelos esforços e fazer uma análise da possibilidade de flambagem. Para isso será selecionado um coeficiente de segurança e a análise de flambagem ocorrerá por meio da equação para a tensão crítica de flambagem (NORTON, 2013):

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 \times E}{S_r^2}$$

Onde A é a área da seção transversal, E é o módulo de elasticidade do material e S_r é o índice de esbeltez adequado para qualquer fórmula de carga crítica com base em um comprimento efetivo l_{ef} , sendo:

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k}$$

Na qual o comprimento efetivo l_{ef} é determinado com base no comprimento real l da viga multiplicado por um fator conforme o Quadro 1:

Quadro 1 - Comprimento efetivo para os tipos de viga

Condições de contorno	Valor teórico	Recomendação do AISC*	Valor conservador
Biarredondado	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Biarticulado	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Engastado livre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2,1l$	$l_{ef} = 2,4l$
Engastado articulado	$l_{ef} = 0,707l$	$l_{ef} = 0,80l$	$l_{ef} = l$
Biengastado	$l_{ef} = 0,5l$	$l_{ef} = 0,65l$	$l_{ef} = l$

Fonte: NORTON (2013)

O termo k é o raio de giração da coluna, determinado pela equação:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Serão utilizadas essas fórmulas com suposições iniciais de dimensões da seção transversal da coluna. Porém há uma grande probabilidade de esta coluna ser uma coluna curta, onde a análise de flambagem não seja necessária nesse caso o esforço seria apenas de tensão de compressão. Neste caso a determinação das dimensões da coluna será feito pela equação (NORTON, 2013):

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Onde P é a força de compressão aplicada e A é a área da seção transversal. Através da obtenção do valor de área transversal requerida e após a inserção de um coeficiente de segurança, poderá ser feito a seleção da bitola do perfil estrutural da coluna de sustentação do equipamento.

3.5.3 Superfície de impacto

A superfície de impacto será composta por uma chapa e as colunas de sustentação. Serão componentes básicos fabricados com os mesmos materiais das outras partes da máquina, para ter baixo custo e comodidade na construção.

A largura, a altura e espessura da superfície de impacto serão definidas por requisição de projeto com base em considerações de norma. Esta chapa deverá ser parafusada nas vigas de sustentação da superfície de impacto.

O carregamento aplicado nestas vigas será por impacto. Portanto, para se chegar a um valor para a força aplicada, será calculada a (des)aceleração no momento do impacto, para calcular a força do impacto.

$$a := \frac{(\Delta v)}{\Delta t}$$

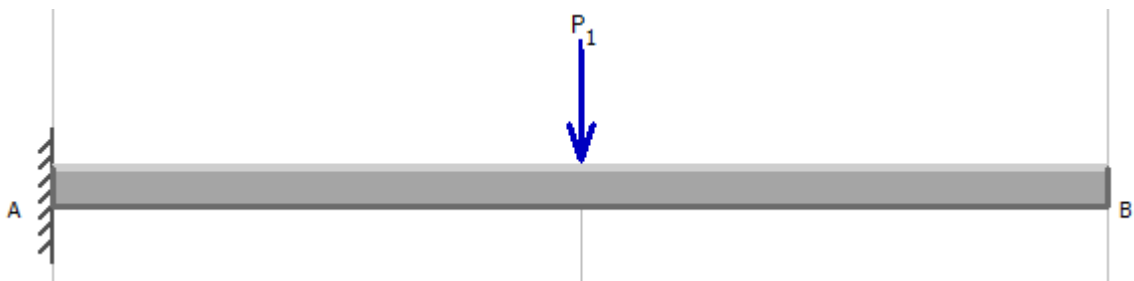
Onde Δv é a variação de velocidade do movimento até a parada e Δt é o tempo necessário para essa mudança de velocidade. A partir da segunda Lei de Newton é possível calcular a força de impacto:

$$F := m \cdot |a|$$

Após o cálculo da força de impacto, poderá ser analisado a tensão utilizando a fórmula novamente e após isso comparando os valores com a tensão de escoamento do material selecionado para o componente. Por se tratar de impacto, todos esses cálculos serão aproximados. Por isso será utilizado um fator de segurança a ser definido no próximo capítulo.

A superfície de impacto será sustentada por uma armação formada de duas colunas paralelas. O carregamento inicial para os cálculos será o mesmo de impacto utilizado acima, somado a componente de peso da superfície de impacto. Portanto o diagrama de esforço da viga de sustentação pode ser visualizado na Figura 15.

Figura 15 - Diagrama da força aplicada na viga de sustentação



Fonte: O autor (2023)

O somatório de forças na vertical e o somatório de momentos no apoio igualados a zero serão realizados para obter os valores das reações nos apoios:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M = 0$$

Após o cálculo das reações, deve ser feito a análise do esforço cortante e momento fletor. A análise é feita separando a viga em seções entre apoios com o somatório de forças para o esforço cortante e de momentos para o momento fletor. Com as equações de esforço cortante e momento fletor deve ser feito os diagramas para as duas grandezas.

Portanto para calcular a tensão de flexão máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ na viga, que acontecerá na maior distância c da linha neutra, será utilizada a seguinte fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I}$$

Onde M é o momento, c é a distância entre a linha neutra e a fibra mais externa e I é o momento de inércia da área da seção transversal.

O coeficiente de segurança das colunas de sustentação da superfície de impacto f_s pode ser calculado através da fórmula a seguir:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma}$$

Onde σ_{esc} é a tensão de escoamento do material e a σ é a tensão calculada.

4 DESENVOLVIMENTO

O desenvolvimento deste trabalho contempla a metodologia estabelecida no capítulo anterior com base na revisão de literatura realizada no segundo capítulo. Este acontecerá em quatro etapas principais que compreendem a seguinte ordem de realização:

- ✓ Definição das condições de contorno;
- ✓ Seleção dos materiais para os componentes;
- ✓ Dimensionamento dos componentes;
- ✓ Desenho dos componentes em software CAD 3D.

4.1 Definição das condições de contorno

Já estabelecidos os métodos de determinação das condições de contorno com base nos requisitos de projeto, esta é seção onde serão definidas essas condições restantes, que são as condições iniciais para dimensionamento dos componentes do projeto. Já definido o ângulo de inclinação e as velocidades de impacto, deve ser definida a distância necessária para atingir a velocidade de impacto e conseqüentemente o comprimento total da rampa de velocidades.

4.1.1 Definição das distâncias de deslizamento

Com as velocidades de impacto determinadas, o projeto já pode avançar para a próxima etapa. Pelo fato de não haver nenhum motor de propulsão e nem acelerador no sistema do equipamento, o conjunto de carga deverá percorrer uma distância mínima para poder atingir a velocidade estabelecida aqui apenas com a aceleração da gravidade.

O trajeto de deslizamento do veículo de carga será uma rampa em linha reta com inclinação já definida e deverá ter uma graduação mínima de 50 mm de intervalo (ISO 2244, 2000). Para cada uma das cinco velocidades de impacto definidas na seção anterior, haverá uma distância específica que também será graduada na rampa. Os valores de distância serão calculados pela equação a seguir, conforme determinado no capítulo anterior:

$$\Delta S = \frac{v_f^2}{2 \times g \times \text{sen}\theta}$$

Substituindo os valores constantes, do ângulo $\theta = 10^\circ$ e considerando a gravidade $g = 9,807 \text{ m/s}^2$:

$$\Delta S = \frac{v_f^2}{3,407}$$

Substituindo cada uma das cinco velocidades de impacto definidas na Tabela 2, as distâncias calculadas serão:

$$\Delta S (3,9) = 4,4643 \text{ m}$$

$$\Delta S (3,4) = 3,3930 \text{ m}$$

$$\Delta S (3,0) = 2,6416 \text{ m}$$

$$\Delta S (2,5) = 1,8345 \text{ m}$$

$$\Delta S (2,0) = 1,1741 \text{ m}$$

Todos os valores serão arredondados para o primeiro decimal acima. Portanto segue a Tabela 2 com os resultados para a distância:

Tabela 2 - Valores calculados para a distância

Massa do produto embalado (kg)	Velocidade de impacto (m/s)	Distância (m)
Entre 0 e 10	3,9	4,5
Entre 10 e 19	3,4	3,4
Entre 19 e 28	3,0	2,7
Entre 28 e 45	2,5	1,9
Entre 45 e 68	2,0	1,2
Entre 68 e 100	2,0	1,2

Fonte: Adaptado de ISTA Test Procedure 1A (2014)

4.1.2 Determinação do comprimento total da rampa de velocidades

Com as distâncias de deslizamento definidas com base nas velocidades, pode se concluir que o comprimento da rampa de velocidades deve possuir no mínimo 4,5 metros para execução do teste das menores cargas, conforme tabela. Porém outros fatores devem ser considerados para se obter o valor do comprimento total da rampa. É necessário somar a largura do veículo de carga, visto que a distância que ele vai percorrer deve ser contabilizada a partir da frente do mesmo. Também é recomendado que a superfície de impacto seja feita com um espaço de 100 mm mínimo, para que o veículo continue o trajeto por baixo dela e o corpo de prova colida com a superfície antes do veículo parar (ISO 2244, 2000).

Por conseguinte, o comprimento total da rampa de velocidades deve conter a maior distância de deslizamento, a largura do veículo de transporte e mais uma distância de escape do veículo. Para este último será utilizado o valor de 0,5 metro. Com isso o comprimento total C_t será o seguinte:

$$C_t = 4,5 + 1,4 + 0,5 = 6,4 \text{ m}$$

4.2 Plataforma deslizante

A partir desta seção será calculado esforços, as reações e as tensões para cada um dos componentes distribuídos em tópicos. Após os cálculos estruturais serão feitos os dimensionamentos e sua caracterização estrutural para posteriormente proceder com os desenhos técnicos.

Na plataforma deslizante ou veículo de carga, haverá quatro componentes a ser dimensionados e caracterizados, são eles a chapa, os perfis retangulares, os eixos e os rolamentos. Antes de começar, é necessário definir os materiais para cada componente.

4.2.1 Especificação dos materiais

Nesta subseção será definido os materiais a ser utilizados nos componentes da plataforma deslizante.

O atrito entre o corpo de prova e a superfície da placa móvel deve ser alto o suficiente para não haver movimentos relativos entre os dois durante a execução do ensaio. Contudo, esse mesmo atrito deve ser mínimo o suficiente para que na hora da colisão o veículo possa continuar seu trajeto e o produto tenha o movimento livre (ISO 2244, 2000).

A chapa deve ser parafusada nos perfis tubulares e os eixos serão soldados nos perfis, visto que não haverá movimento relativo entre eles. O componente responsável pelo movimento do veículo de carga serão os rolamentos a ser selecionados mais adiante. Por estes motivos, fica determinado que o material selecionado em catálogo para os tubos retangulares será também utilizado para a produção da chapa e dos eixos que irão compor a estrutura do veículo.

O dimensionamento dos perfis retangulares será feito na subseção seguinte conforme a disposição de produtos do catálogo do fabricante. Portanto, o material especificado para os tubos, chapa e eixos do veículo é o aço de baixo carbono SAE

1008, por ser uma matéria-prima de fácil acesso e baixo custo. É um aço de peças extrudadas ou conformadas a quente ou a frio. Este aço possui aproximadamente 0,08% de carbono, com baixa resistência mecânica e excelente conformabilidade e soldabilidade. Possui densidade de 7,872 g/cm³ e a sua composição é mostrada na Tabela 3 (COSTA E SILVA, André L. V. da; MEI, Paulo R., 2010).

Tabela 3 - Composição química do aço SAE 1008

Elemento químico	Concentração (%)
Manganês	0,30 - 0,50
Carbono	0,10 (máx)
Enxofre	0,05 (máx)
Fósforo	0,04 (máx)
Ferro	Restante

Fonte: Adaptada de Costa e Silva (2010)

O aço SAE 1008 é encontrado em larga escala nos meios automotivo, linha branca, eletroeletrônicos, implementos agrícolas, autopeças e construção civil (CALLISTER, 2008). Algumas das principais propriedades mecânicas do aço SAE 1008 podem ser visualizadas na Tabela 4:

Tabela 4 - Algumas das principais propriedades mecânicas do aço SAE 1008

Propriedades Mecânicas	
Limite de escoamento	285 MPa
Resistência a tração	340 MPa
Módulo de elasticidade	190 GPa
Coefficiente de Poisson	0,27
Dureza Brinell	95 HB
Dureza Rockwell B	55
Dureza Vickers	98

Fonte: Adaptada de Luz (2017)

O material utilizado para o rolamento será designado com a seleção do mesmo, visto que o rolamento será selecionado de um catálogo de um fabricante.

4.2.2 Chapa de apoio

A chapa será parafusada nos perfis retangulares que serão dimensionados na sequência. A função da chapa será apenas fornecer um apoio no caso de a amostra de teste ser pequena a ponto de passar no centro dos perfis. A presença da

chapa também trará estabilidade para o corpo de prova. A atribuição de resistir ao esforço da carga do veículo ficará para os perfis que serão calculados a seguir.

O formato da chapa será quadrado com largura de 1,5 metros e a espessura da chapa será definida em 2 mm. Portanto a caracterização da chapa está exemplificada na Tabela 5:

Tabela 5 - Caracterização da chapa de apoio do veículo

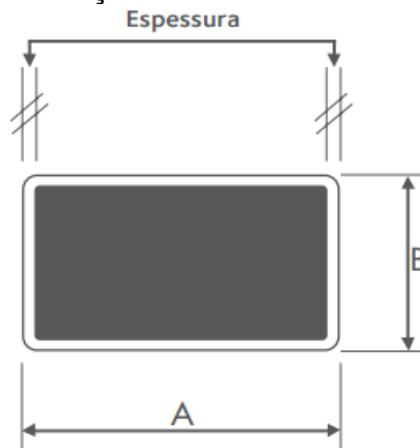
Veículo - Chapa de apoio	
Largura (m)	1,5
Comprimento (m)	1,5
Espessura (m)	0,002
Especificação do aço	SAE 1008
Massa específica (kg/m ³)	7872
Volume (m ³)	0,0045
Massa (kg)	35,42

Fonte: Autoria própria (2023)

4.2.3 Perfis de tubo retangular

O veículo terá uma espécie de chassi feita com tubos de seção transversal retangular, onde a chapa vai ser apoiada. A seção transversal do perfil pode ser visualizada na Figura 16:

Figura 16 - Seção transversal do tubo retangular



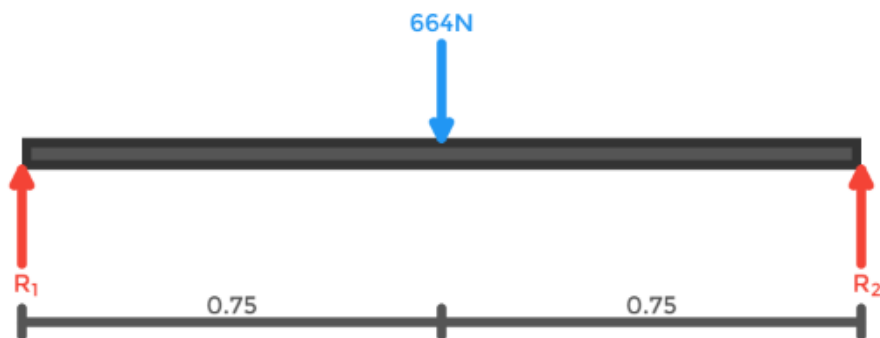
Fonte: Arcelor Mittal (2017)

Primeiramente para determinar a dimensões do perfil que será utilizado na plataforma deve ser calculado o carregamento aplicado com o peso máximo de carga. Para este componente, a carga é o peso do corpo de prova a ser testado somado ao peso da chapa. Como a massa máxima de teste é de 100 kg, a chapa 35,42 kg e a gravidade é 9,807 m/s² a carga aplicada será:

$$P := m \cdot g = 1.328 \text{ kN}$$

O peso da amostra e chapa estarão distribuídos constantemente pelas quatro barras que são iguais. As vigas dianteira e traseira estarão apoiadas nos eixos. Portanto, o cálculo será feito considerando que a carga se divide nas duas barras laterais e com metade da carga para cada. Então o diagrama de forças e reações será o disponível na Figura 17.

Figura 17 - Diagrama de corpo livre – Tubo retangular



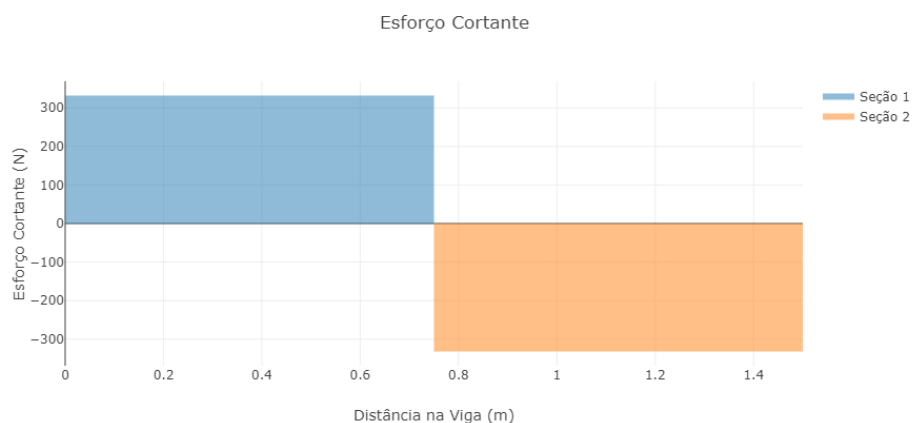
Fonte: Autoria própria(2023)

Fazendo o somatório de forças no eixo y e em equilíbrio na vertical da viga, e o equilíbrio de momentos no primeiro apoio, chega-se aos valores referentes as reações nos apoios:

$$R_1 = R_2 = 332 \text{ N}$$

Com os valores das reações, é possível chegar aos valores dos esforços cortantes e plotar o diagrama disposto na Figura 18:

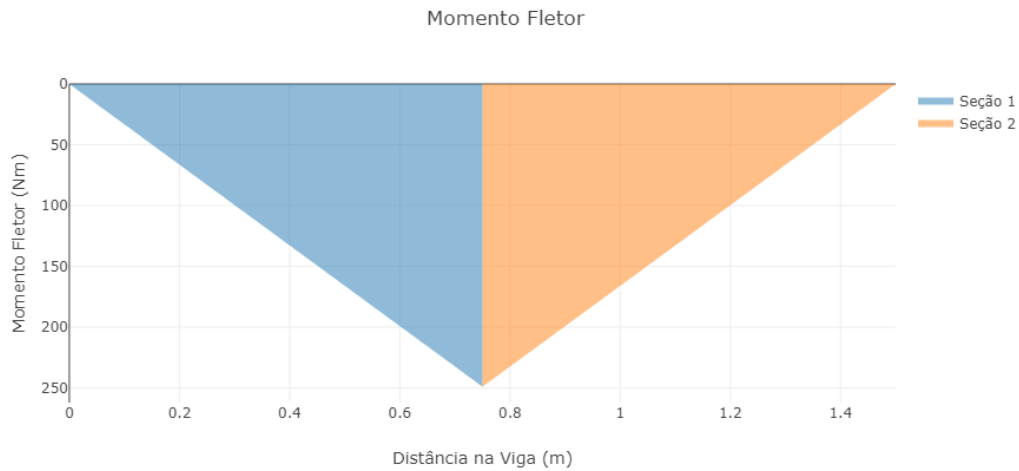
Figura 18 - Diagrama de esforço cortante V – Tubo retangular



Fonte: Autoria própria (2023)

Onde a seção 1 é em $0 < x < 0,75$ e seção dois é em $0,75 < x < 1,5$. E o diagrama do momento fletor para esta viga está mostrado na Figura 19:

Figura 19 - Diagrama de momento fletor – Tubo retangular



Fonte: Autoria própria (2023)

O maior estado de tensão se encontra nas fibras mais externas causado pela tensão de flexão, como já dito anteriormente. Portanto o momento máximo será utilizado para o cálculo, com valor de 249 N.m.

Os cálculos foram feitos conforme as equações explicadas no capítulo 3 com auxílio do software Mathcad. O cálculo foi feito de modo iterativo, utilizando as dimensões dos tubos disponíveis no catálogo disponível na Tabela 6, até se chegar em valores desejáveis. O cálculo do coeficiente de segurança deve ser feito após a definição da seção e o cálculo da tensão atuante.

Após os cálculos a seção ficou definida com o comprimento $A = 50$ mm, largura $B = 30$ mm e espessura $e = 2$ mm. Os valores de a e b simbolizam as dimensões do retângulo interno do tubo, podendo ser calculados pela dimensão externa subtraída por duas vezes a espessura. O cálculo da área da seção transversal A e do momento de inércia em relação ao eixo y I_y são (NORTON, 2013):

$$A_{tubo} := (B \cdot A) - (b \cdot a) = (3.04 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$I_y := \frac{((B \cdot A^3) - (b \cdot a^3))}{12} = (1.016 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4$$

Com os valores da área da seção e o momento de inércia é possível calcular a tensão causada pelo momento fletor calculado anteriormente (NORTON, 2013):

$$\sigma := \frac{M \cdot c}{I_y} = 61.266 \text{ MPa}$$

Tabela 6 - Catálogo de tubos de seção retangular

Dimensão (mm)	kg/6 m													
	Espessura (mm)													
	0,75	0,90	1,06	1,20	1,50	1,90	2,00	2,25	2,65	3,00	3,35	3,75	4,25	4,75
25 x 15	2,76	3,29	3,85	4,34	5,35									
30 x 20	3,47	4,15	4,86	5,48	6,78	8,47	8,97							
35 x 15	3,47	4,15	4,86	5,48	6,78	8,47	8,97	10,0	11,6					
35 x 25	4,19	5,00	5,87	6,62	8,20	10,3	10,9	12,2	14,2					
40 x 20	4,19	5,00	5,87	6,62	8,20	10,3	10,9	12,2	14,2	15,9				
40 x 30		5,86	6,87	7,75	9,63	12,1	12,8	14,3	16,7	18,7				
50 x 20		5,86	6,87	7,75	9,63	12,1	12,8	14,3	16,7	18,7				
50 x 25				8,35	10,3	13,0	13,8	15,4	18,0	20,2				
50 x 30				8,89	11,0	13,9	14,7	16,5	19,2	21,6				
60 x 30				10,0	12,5	15,7	16,6	18,6	21,8	24,5				
60 x 40				10,0	12,5	15,7	16,6	18,6	21,8	24,5				
60 x 40				11,2	13,9	17,5	18,6	20,8	24,3	27,4				
70 x 30							18,6	20,8	24,3	27,4				
70 x 50				13,4	16,7	21,1	22,4	25,1	29,4	33,1				
80 x 40							22,4	25,1	29,4	33,1				
80 x 50				14,6	18,2	22,9	24,3	27,3	31,9	36,0				
80 x 60							26,2	29,4	34,5	38,9	43,2	48,2	54,2	60,3
90 x 30				13,4	16,7	21,1	22,4	25,1	29,4	33,1				
90 x 50					19,6	24,7	26,2	29,4	34,5	38,9				
100 x 40					19,6	24,7	26,2	29,4	34,5	38,9	43,2	48,2	54,2	60,3
100 x 60					22,4	28,3	30,1	33,7	39,6	44,6	49,6	55,3	62,4	69,4
120 x 80					28,1	35,5	37,7	42,3	49,7	56,1	62,5	69,7	78,7	87,6
140 x 60					28,1	35,5	37,7	42,3	49,7	56,1	62,5	69,7	78,7	87,6
150 x 50					28,1	35,5	37,7	42,3	49,7	56,1	62,5	69,7	78,7	87,6

■ Laminado a frio/Galvanizado
■ Laminado a frio/Galvanizado/Laminado a quente
■ Laminado a quente

Fonte: Arcelor Mittal (2017)

Conforme a Tabela 4 o limite de escoamento do aço SAE 1008 é 285 MPa. Portanto, o fator de segurança f_s dos tubos retangulares será:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma} = 4.652$$

Um fator de segurança bastante conservador se tratando de uma aplicação com esforço estático e de baixa amplitude. Porém será mantido para cobrir possíveis erros de projeto.

A caracterização dimensional dos tubos está resumida na Tabela 7:

Tabela 7 - Informações gerais de material e geometria – Tubos retangulares

Veículo - Tubos retangulares (4 cortes iguais)	
Largura (m)	1,5
Comprimento total (m)	6
Seção Transversal (mm x mm)	50 x 30
Espessura (m)	0,002
Especificação do aço	SAE 1008
Massa específica (kg/m ³)	7872
Massa (kg)	14,7

Fonte: Autoria própria (2023)

O veículo deve ter um mecanismo com a funcionalidade de um freio de mão, para travá-lo em cada início de velocidade de teste. O mecanismo será um engate simples que ao ser acionado entrará no furo na chapa da pista de rolamento. O mecanismo será uma barra circular com uma protuberância transversal que fará o travamento, de mesmas dimensões do eixo a ser dimensionado a seguir.

4.2.4 Eixos de suporte

Os eixos serão o suporte da plataforma de carga e também é neles que os rolamentos serão instalados. Neste caso não se trata de eixo de transmissão pois não transmite torque, portanto é chamado de eixo estacionário. Quando polias e engrenagens giram em mancais em relação ao eixo, este se torna estaticamente carregado, e pode ser projetado como uma viga redonda (NORTON, 2013).

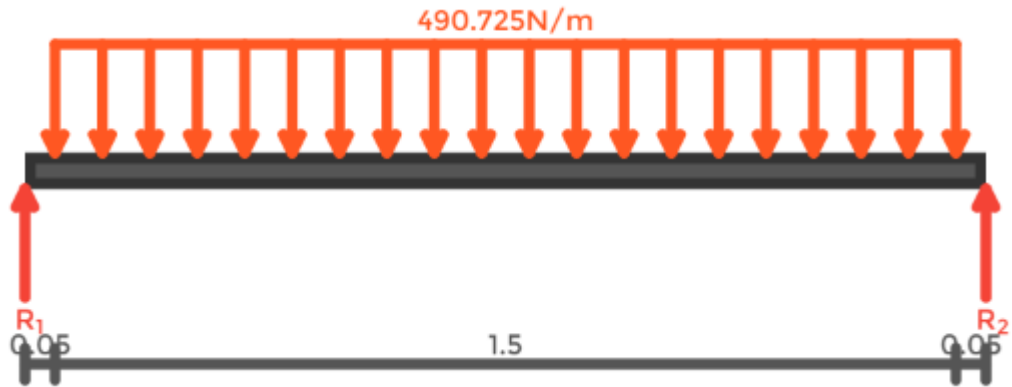
O veículo de carga será composto pela chapa de apoio que estará acoplada a estrutura de tubos retangulares, e estes estarão suportados por dois eixos de igual tamanho, de 1,6 m cada e serão acoplados por meio de soldagem. Os dois eixos serão posicionados nas extremidades da estrutura de tubos, como foi identificado na seção anterior.

Os dois eixos serão de mesmo material e mesmas dimensões, terão os mesmos esforços e requisitos. Portanto o dimensionamento a seguir será feito para ambos os eixos, começando pela carga aplicada que se trata do peso da amostra de teste somada ao peso da chapa e da estrutura de tubos, dividido pelo número de eixos:

$$P := (m_{amostra} + m_{chapa} + m_{tubos}) \cdot g = 1.472 \text{ kN}$$

A carga total dividida em dois eixos e distribuída pelo comprimento de 1,6 m do eixo resulta em 736 N/m, e o diagrama de esforços sobre o eixo terá a seguinte disposição mostrada no diagrama da Figura 20.

Figura 20 - Diagrama de corpo livre do eixo



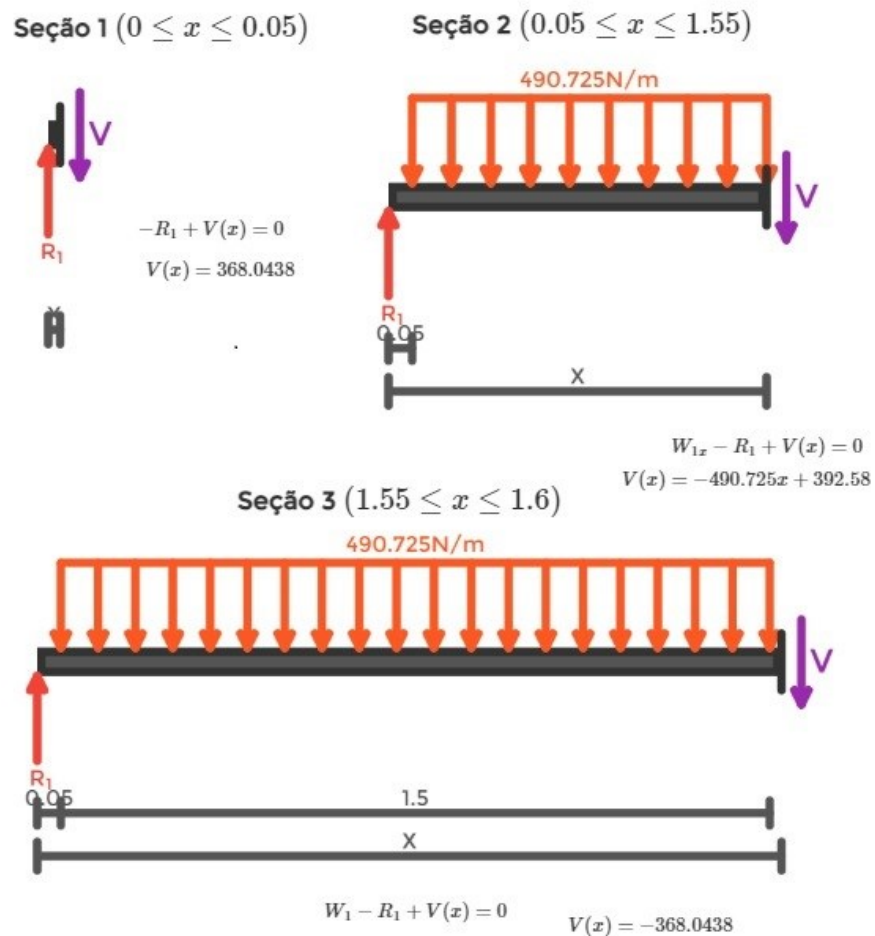
Fonte: Autoria própria (2023)

Ao realizar o somatório de forças na vertical em equilíbrio e o somatório de momentos do primeiro apoio, é possível obter os valores das reações nos apoios:

$$R_1 = R_2 = 368,04 \text{ N}$$

Na Figura 21 os cálculos do esforço cortante:

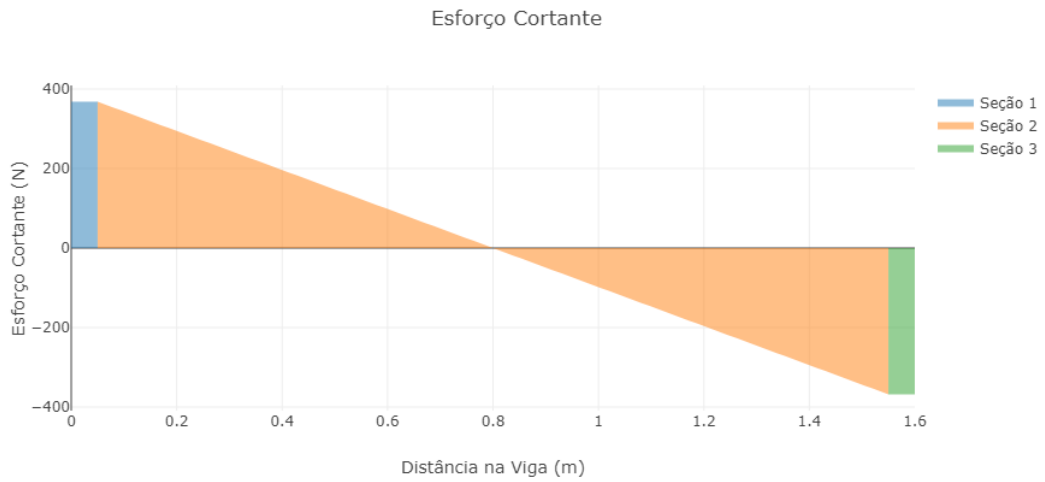
Figura 21 - Cálculos do esforço cortante do eixo



Fonte: Autoria própria (2023)

Portanto o esforço cortante tem o seguinte diagrama mostrado na Figura 22:

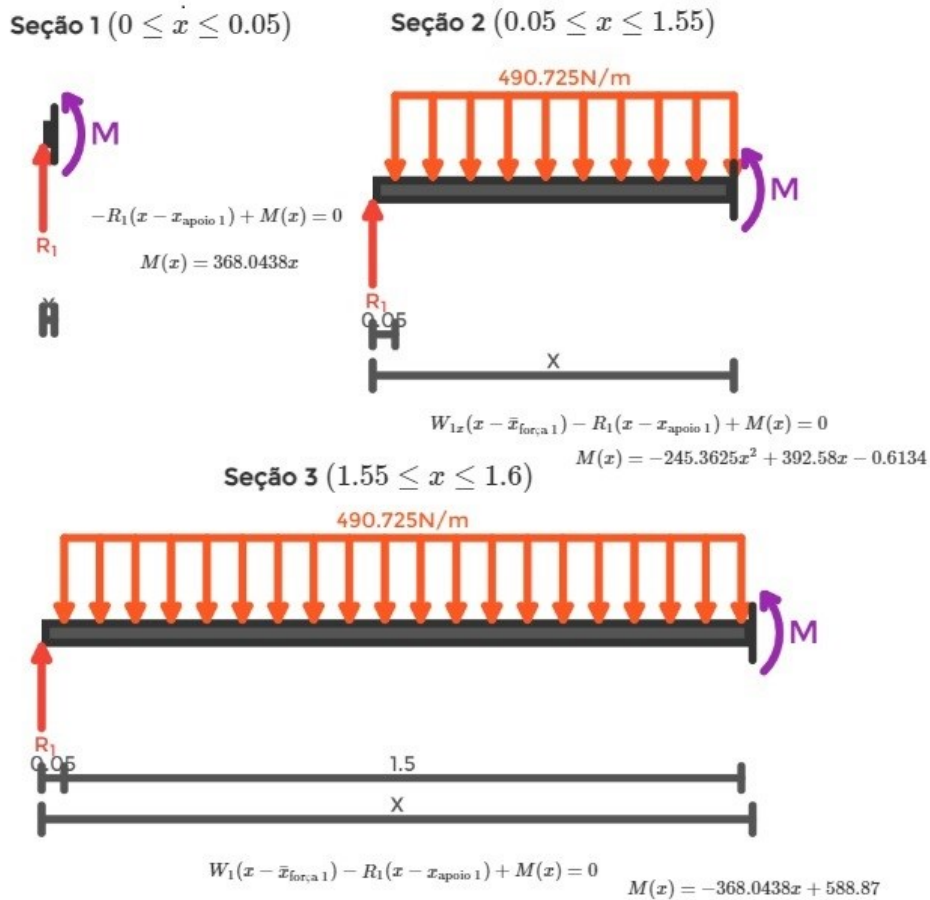
Figura 22 - Diagrama de esforço cortante no eixo



Fonte: Autoria própria (2023)

Onde seção 1 é $0 < x < 0,05$, seção 2 é $0,05 < x < 1,55$ e seção 3 é $1,55 < x < 1,6$. A seguir os cálculos para o diagrama de momento fletor na Figura 23:

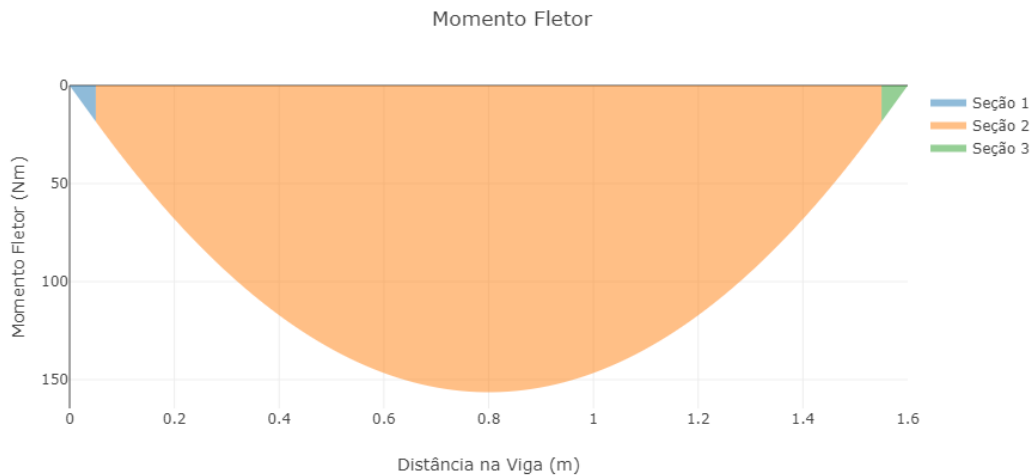
Figura 23 - Cálculos para o momento fletor do eixo



Fonte: Autoria própria (2023)

Resultando no seguinte diagrama de momento fletor da Figura 24:

Figura 24 - Diagrama de momento fletor no eixo



Fonte: Autoria própria (2023)

Aplicando uma tentativa de valor para o diâmetro, os cálculos podem ser feitos até atingir um valor desejável. Assim como nos perfis calculados anteriormente, o maior estado de tensão se encontra nas fibras mais externas causado pela tensão de flexão (NORTON, 2013). Portanto o momento máximo será utilizado de 156,4 N.m. O cálculo do coeficiente de segurança deve ser feito após a definição da seção e o cálculo da tensão atuante.

Após os cálculos o diâmetro da seção transversal dos eixos ficou definido em 30 mm. O cálculo da área da seção transversal A e do momento de inércia I são (NORTON, 2013):

$$A_{eixo} := \pi \cdot r^2 = (3.142 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$I := \frac{\pi \cdot r^4}{4} = (7.854 \cdot 10^{-9}) \text{ m}^4$$

Com os valores da área da seção e o momento de inércia é possível calcular a tensão máxima causada pelo momento fletor calculado anteriormente (NORTON, 2013):

$$\sigma := \frac{M \cdot r}{I} = 199.135 \text{ MPa}$$

Conforme a Tabela 4 o limite de escoamento do aço SAE 1008 é 285 MPa. Portanto, o fator de segurança f_s dos eixos será:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma} = 1.431$$

A caracterização dimensional dos eixos está resumida na Tabela 8:

Tabela 8 - Informações de material e geometria dos eixos

Eixos	
Comprimento (m)	1,6
Diâmetro (m)	0,02
Especificação do aço	SAE 1008
Massa específica (kg/m ³)	7872
Volume (m ³)	0,0005
Massa (kg)	3,96

Fonte: Autoria própria (2023)

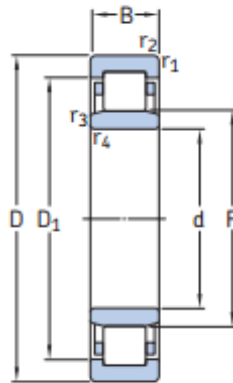
4.2.5 Mancais de rolamentos

O deslizamento da plataforma de carga ocorrerá através da aceleração da gravidade e para que o atrito seja reduzido ao máximo, deverá ser utilizado um mancal de elementos rolantes. Um mancal de elementos rolantes pode proporcionar um atrito muito baixo quando é composto com esferas ou rolos em aço endurecido (NORTON, 2013).

O presente projeto utilizará dois rolamentos de elementos rolantes por eixo alinhados entre os eixos que serão paralelos. Os rolamentos de elementos rolantes devem ser lubrificados regularmente, e para a aplicação em dispositivo de teste de impacto é recomendado os rolamentos de rolos cilíndricos (ISO 2244, 2000).

A Figura 25 mostra as dimensões principais e o formato do rolamento a ser selecionado:

Figura 25 - Dimensões genéricas do rolamento



Fonte: Catálogo de Rolamentos SKF (2015)

Para um mesmo diâmetro interno de rolamento, há uma gama de dimensões para a largura B e o diâmetro externo D. Neste projeto, para ambos os casos será selecionado o maior para conferir maior resistência e robustez. A Tabela 9 mostra as designações de rolamentos entre 15 e 25 mm de diâmetro interno:

Tabela 9 - Tabela com as designações técnicas de rolamentos por fabricante

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designações Rolamento com gaiola padrão	Gaiola padrão alternativa ¹⁾
d	D	B	C	C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite			
mm			kN	kN	kN	r/min		kg	-	
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,047	NU 202 ECP	PHA
	35	11	12,5	10,2	1,22	22 000	26 000	0,048	NJ 202 ECP	PHA
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,068	NU 203 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,07	NJ 203 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,072	NUP 203 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,066	N 203 ECP	PH
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,087	NU 2203 ECP	-
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,093	NJ 2203 ECP	-
	40	16	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,097	NUP 2203 ECP	-
	47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NU 303 ECP	-
47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NJ 303 ECP	-	
47	14	24,6	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	N 303 ECP	-	
20	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NU 204 ECP	ML,PHA
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 204 ECP	ML,PHA
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,12	NUP 204 ECP	ML,PHA
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	N 204 ECP	-
	47	18	29,7	27,5	3,45	16 000	19 000	0,14	NU 2204 ECP	-
	47	18	29,7	27,5	3,45	16 000	19 000	0,14	NJ 2204 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* NU 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* NJ 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,16	* NUP 304 ECP	-
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* N 304 ECP	-
20	52	21	47,5	38	4,8	15 000	18 000	0,21	* NU 2304 ECP	-
	52	21	47,5	38	4,8	15 000	18 000	0,22	* NJ 2304 ECP	-
	52	21	47,5	38	4,8	15 000	18 000	0,22	* NUP 2304 ECP	-
	25	47	12	14,2	13,2	1,4	18 000	18 000	0,083	NU 1005
25	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	NU 205 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NJ 205 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NUP 205 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	N 205 ECP	-

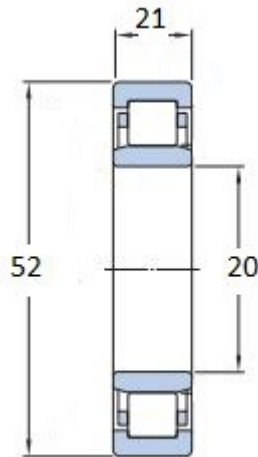
Fonte: Catálogo de rolamentos SKF (2015)

A vida em fadiga do rolamento pode ser calculada por meio da equação e L_{10} é expressa em milhões de revoluções (NORTON, 2013). A carga P aplicada no rolamento é o peso do conjunto chapa superior mais o eixo e dividido por dois, pois serão dois rolamentos por eixo:

$$L_{10} := \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 8.977 \cdot 10^6$$

Portanto o rolamento de rolos cilíndricos selecionado será o modelo NU 2304 ECP com diâmetro interno de 20 mm, diâmetro externo de 52 mm e largura de 21 mm. Serão utilizados 4 rolamentos iguais, onde serão 2 em cada eixo, posicionados em $x = 0,02$ m e $x = 1,58$ m. O desenho do rolamento com as medidas pode ser visto a seguir na Figura 26.

Figura 26 – Seção transversal do rolamento com as principais dimensões em milímetros

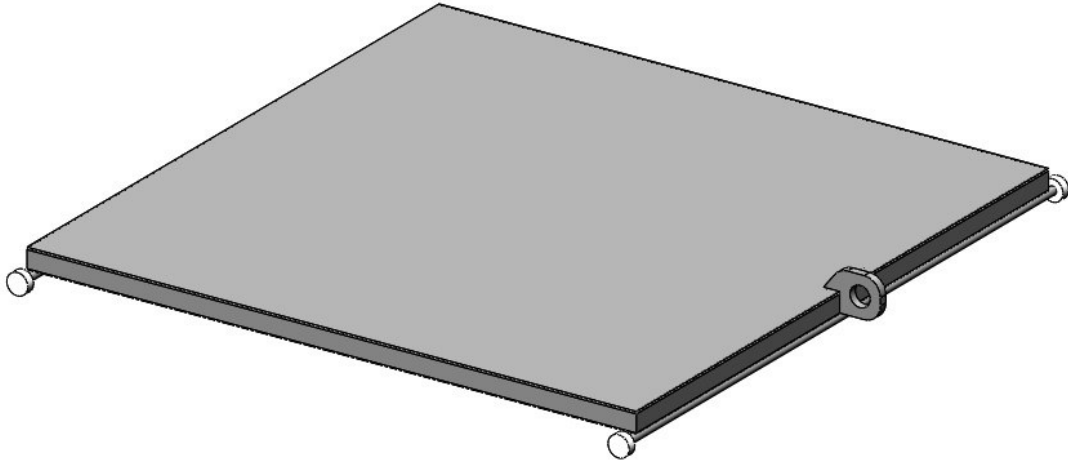


Fonte: Adaptado de SKF (2015)

A massa total do veículo de carga, portanto será a soma das massas da chapa, dos tubos, dos dois eixos e quatro rolamentos, totalizando 58,96 kg.

4.2.6 Desenho CAD

Figura 27 – Vista panorâmica do veículo de carga



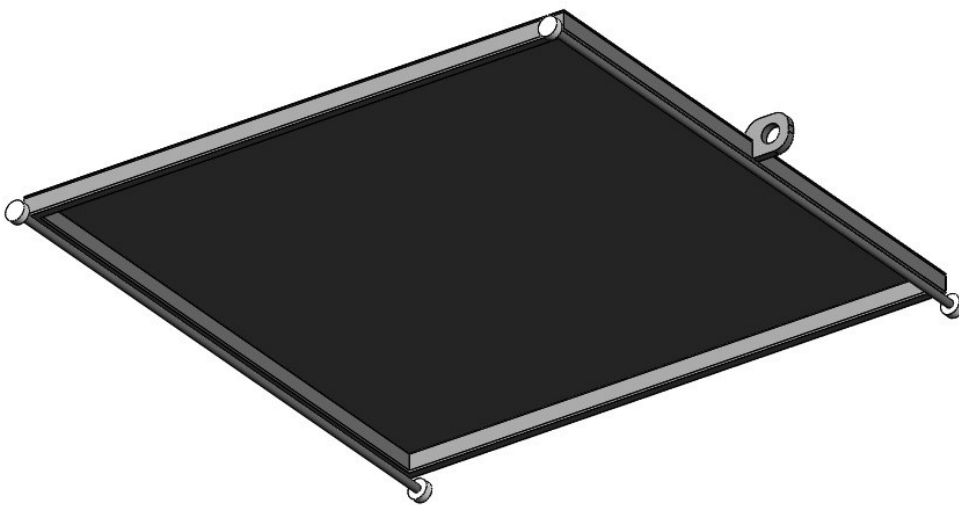
Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 28 - Vista lateral veículo de carga



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 29 - Vista panorâmica inferior do veículo de carga



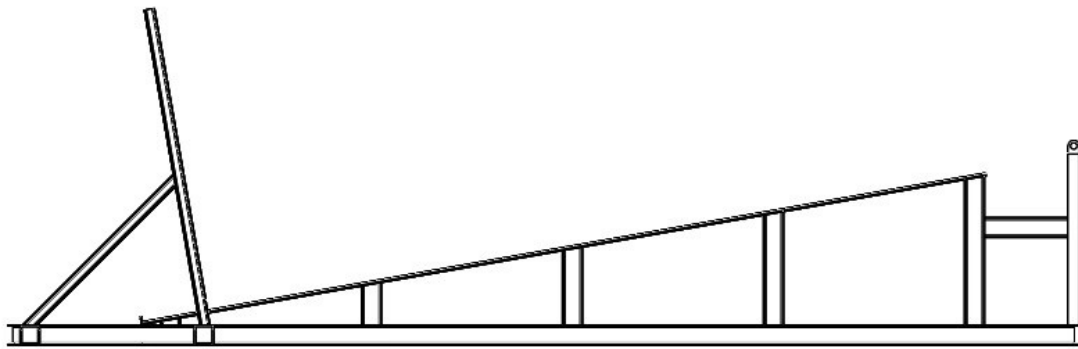
Fonte: Autoria própria (2023)

4.3 Rampa de velocidades

A rampa de velocidades é parte central da rampa de impacto e é onde estarão os trilhos para o deslizamento do veículo de carga. Será composta por duas placas inclinadas em 10° com o pavimento, com um par de trilhos paralelos entre si parafusados e será sustentada por uma série de colunas. Ao final da rampa onde estará chegando ao chão ela será acoplada com a última parte do equipamento que é a superfície de impacto.

Este capítulo se trata da especificação dos materiais e dimensionamento de cada um dos componentes da rampa de velocidades. Na Figura 30 temos um desenho da rampa de velocidades para um melhor entendimento:

Figura 30 - Desenho da pista de rolamentos e superfície de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

4.3.1 Especificação dos Materiais

A especificação dos materiais dos componentes desta seção começa pela chapa da pista de rolamento, que é uma placa similar a chapa superior do veículo deslizante, portanto será adotado o mesmo material para este componente, o aço de baixo carbono SAE 1008 laminado a frio. A composição química e as principais propriedades mecânicas do aço SAE 1008 podem ser visualizadas nas Tabelas já mostradas anteriormente, 3 e 4.

Os trilhos para guia de deslizamento do veículo de carga servirão apenas como guia de movimento linear para os rolamentos do carrinho deslizarem por toda a rampa sem haver deslocamento lateral. Portanto os trilhos deverão ser fabricados em um metal com maior resistência se comparado a outras peças. Com isso o aço

selecionado será o aço ferramenta SAE ou AISI 4340 que possui a seguinte composição química:

Tabela 10 - Composição química do aço SAE 4340

Elemento químico	Concentração (%)
Manganês (Mn)	0,60 a 0,80
Níquel (Ni)	1,50 a 2,00
Cromo (Cr)	0,70 a 0,90
Carbono (C)	0,37 a 0,43
Enxofre (S)	0,04 (máx)
Molibdênio (Mo)	0,20 - 0,30
Fósforo (P)	0,035 (máx)
Silício (Si)	0,15 a 0,30
Ferro (Fe)	95 a 96

Fonte: Adaptada de Aços Nobre (2023)

O aço SAE 4340 é um aço de médio carbono e baixa liga, com alta resistência. Os elementos da liga melhoram a resposta ao tratamento térmico e possibilita maior resistência mecânica. Apesar de ter usinabilidade e soldabilidades baixas, possui alta resistência mecânica e elevada tenacidade. Tem grande aplicação na aeronáutica, lançamentos de satélites, na indústria automotiva e estrutural (CARDOSO, 2011). Algumas das principais propriedades mecânicas estão na Tabela 11.

Tabela 11 - Propriedades mecânicas do aço SAE 4340

Propriedades Mecânicas	
Limite de escoamento	470 MPa
Resistência a tração	744,6 MPa
Módulo de elasticidade	190 GPa
Coefficiente de Poisson	0,27
Densidade	7700 kg/m ³
Dureza Brinell	260 HB
Dureza Rockwell C	59 HRC

Fonte: Adaptada de Aços Nobre e LG Steel (2023)

Por último desta seção referente a rampa, há as colunas de sustentação da estrutura, em cima de onde a rampa de velocidades estará posicionada. Para estes componentes será utilizado o aço estrutural ASTM A36, com base em um catálogo de fabricante de perfis. A Tabela 12 mostra a composição química do aço ASTM A36:

Tabela 12 - Composição química aço ASTM A36

Elemento químico	Concentração (%)
Carbono (C)	0,26 (máx)
Enxofre (S)	0,05 (máx)
Cobre (Cu)	0,20
Fósforo (P)	0,04 (máx)
Manganês (Mn)	0,75
Silício (Si)	0,40
Ferro (Fe)	98 a 99

Fonte: Adaptada de LUZ (2017)

O aço ASTM A36 é conhecido por sua grande aplicação em projetos de responsabilidade. É um aço de alta resistência muito utilizado para estruturas. Utilizado na construção de pontes, passarelas, edifícios e estruturas de equipamento. É um material de excelente soldabilidade e boa conformabilidade. A Tabela 13 apresenta as propriedades mecânicas do aço ASTM A36 (LUZ, 2017):

Tabela 13 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A36

Propriedades Mecânicas	
Limite de escoamento	250 MPa
Resistência a tração	400 MPa
Módulo de elasticidade	190 GPa
Coefficiente de Poisson	0,27
Densidade	7,85 g/cm ³
Dureza Brinell	130 HB

Fonte: Adaptada de LUZ (2017)

4.3.2 Pista de rolamento

A pista de rolamento é a superfície onde os trilhos guia de deslizamento do veículo de transporte estarão parafusados. Ela será suportada pelas colunas de sustentação. Essa pista será formada duas chapas de aço paralelas graduadas com intervalos de 50 mm conforme a norma indica e será inclinada com o pavimento em 10° com margem de $\pm 1^\circ$ (ISO 2244, 2000). Em cada graduação de velocidades de teste, deve haver um furo cilíndrico para engate da trava do veículo. O diâmetro do furo será de 25 mm para encaixe da trava.

O dimensionamento das chapas será feito pelo método de cálculo de viga. O primeiro passo é calcular o carregamento que levará em conta o peso da amostra de

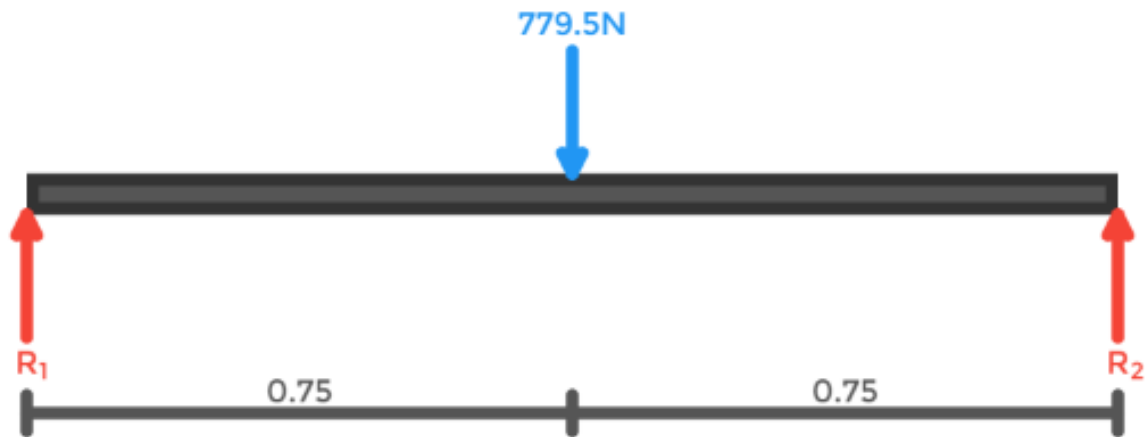
teste e o peso do veículo de carga completo. A massa total do carrinho é 58,96 kg e da amostra é 100 kg, totalizando 158,96 kg. A carga então será:

$$P := m_c \cdot g = 1.559 \text{ kN}$$

Esta é a carga de peso total do veículo, que será dividido em dois pois será dividida em duas chapas de 100 mm de largura cada uma. Cada uma das chapas estará apoiada em uma série de colunas espaçadas em 1,5 metros. Portanto serão várias seções de dimensões também iguais. Assim sendo, a seção transversal da chapa com o maior momento, será analisada como uma viga para o cálculo da espessura da chapa.

Portanto o diagrama de forças e reações está explicitado na Figura 31:

Figura 31 - Diagrama de corpo livre - viga da pista



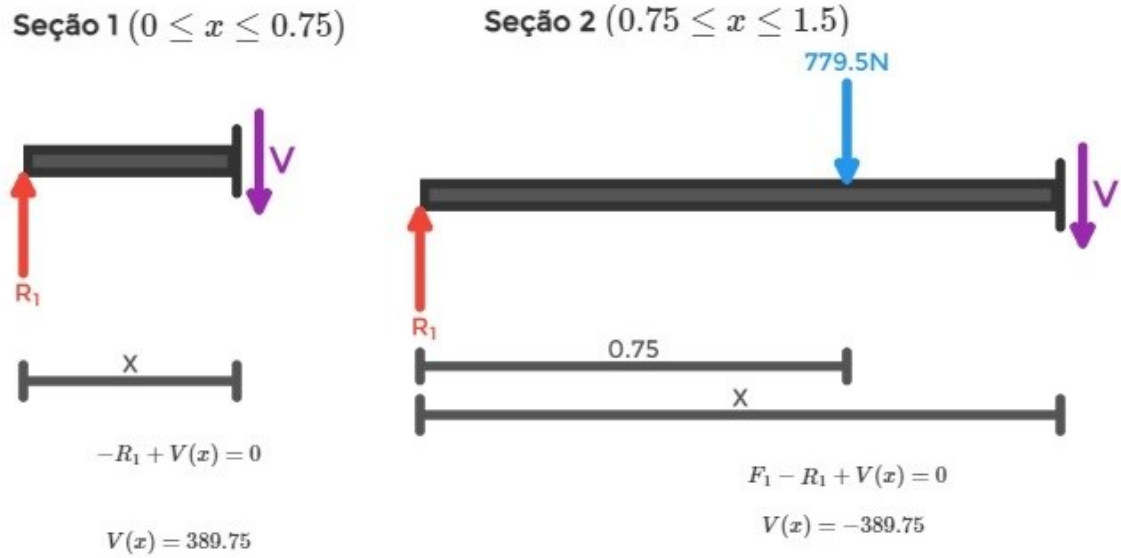
Fonte: Autoria própria (2023)

Ao fazer o somatório de forças em equilíbrio na vertical, é possível calcular os valores referentes as reações nos apoios:

$$R_1 = R_2 = 389,75 \text{ N}$$

A Figura 32 mostra o cálculo dos esforços cortantes:

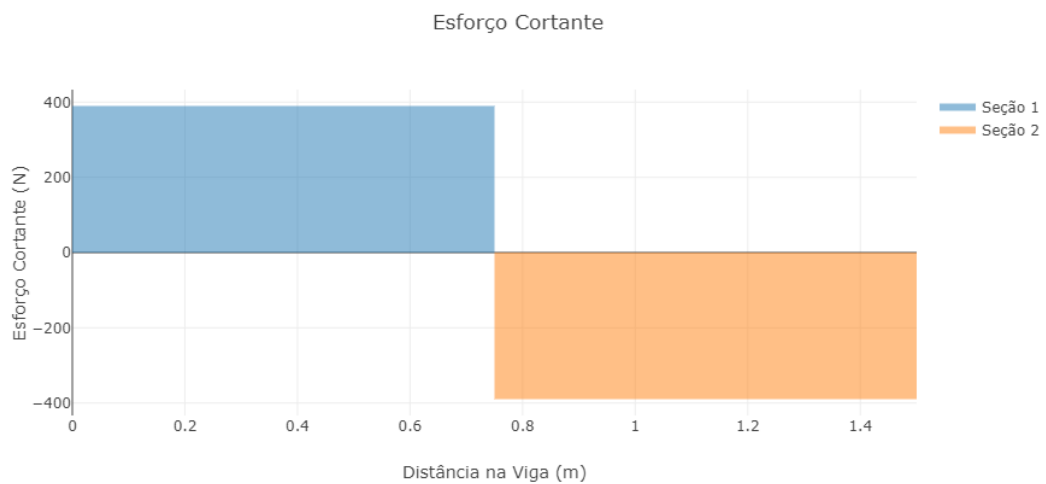
Figura 32 - Cálculos do esforço cortante - Pista



Fonte: Autoria própria (2023)

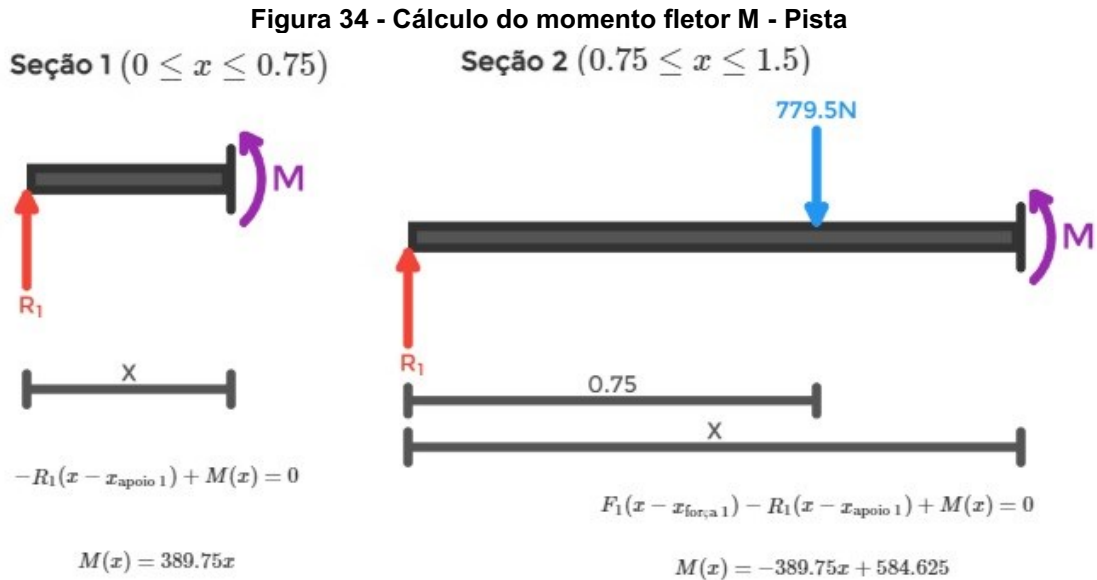
E a Figura 33 apresenta o diagrama de esforço cortante:

Figura 33 - Diagrama de esforço cortante V - Pista



Fonte: Autoria própria (2023)

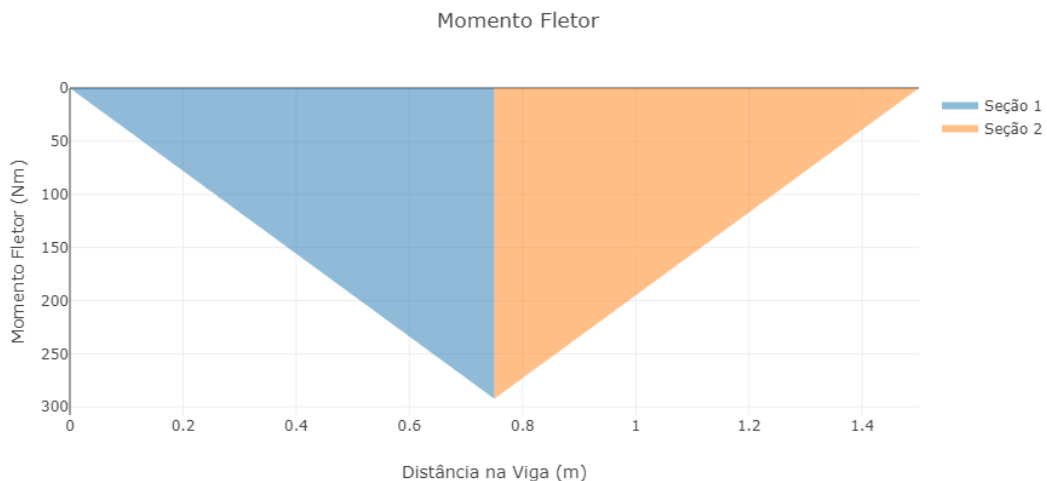
O cálculo do momento fletor no primeiro apoio na Figura 34:



Fonte: Autoria própria (2023)

O diagrama de momento fletor gerado pelos cálculos:

Figura 35 - Diagrama de momento fletor



Fonte: Autoria própria (2023)

Utilizando o método iterativo com o software Mathcad é possível calcular a largura da seção transversal da viga da pista de rolamento, com o valor de momento máximo do diagrama, $M = 292,31$ N.m. Portanto, após as iterações a seção transversal retangular ficará definida com espessura de 10 mm. A seguir os cálculos de área e momento de inércia da seção transversal:

$$A_{\text{pista}} := l \cdot e = 0.001 \text{ m}^2$$

$$I := \frac{(l \cdot e^3)}{12} = (8.333 \cdot 10^{-9}) \text{ m}^4$$

A partir do cálculo da área da e do momento de inércia seção transversal, deve-se calcular a tensão de flexão máxima causada nas fibras externas da viga:

$$\sigma := \frac{M_p \cdot c}{I} = 175.386 \text{ MPa}$$

E comparando com a tensão de escoamento do material, segue o fator de segurança da viga da pista de rolamento:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma} = 1.625$$

A caracterização geral da pista de material e geometria das vigas estão apresentadas na Tabela 14.

Tabela 14 - Informações de material e geometria da pista de rolamento

Pista de rolamento	
Largura (m)	0,1
Comprimento (m)	6,4
Espessura (m)	0,01
Especificação do aço	ASTM A36
Massa específica (kg/m ³)	7850
Volume (m ³)	0,0064
Massa (kg)	50,24

Fonte: Autoria própria (2023)

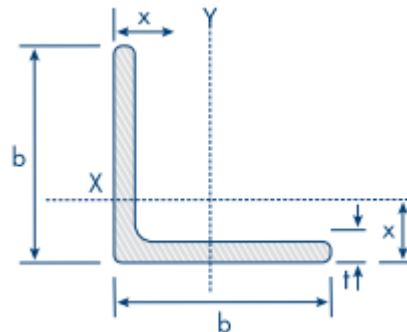
As chapas serão igualmente graduadas em intervalos de 50 mm com marcação em cada velocidade de teste, e uma delas terá uma furação de 25 mm de diâmetro a cada marcação de velocidade de teste para o engate da trava.

4.3.3 Trilhos guia

Os trilhos de guia serão produzidos em aço SAE 4340 e terão a função única de direcionar e limitar o movimento dos rolamentos da plataforma deslizante. Serão duas cantoneiras em cada chapa, com o comprimento de 6,4 metros.

O perfil da seção transversal dos trilhos será de cantoneira de abas iguais disponível em catálogo conforme a Figura 36:

Figura 36 - Seção transversal da cantoneira de abas iguais



Fonte: Gerdau (2017)

Dois perfis de cantoneira serão posicionados um de costas para o outro formando um caminho no meio, em cada chapa. Poderão ser fixados com solda ou parafusos. A seleção do perfil será feita em um catálogo de um fabricante de perfis e a tabela com os valores está disponibilizado na Tabela 15.

Tabela 15 - Seleção em catálogo de perfis de cantoneira de abas iguais

CANTONEIRA EM POLEGADAS										
b		Peso Nominal	t		Área	$I_x=I_y$	$W_x=W_y$	$r_x=r_y$	r_z mín.	x
pol	mm	kg/m	pol	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm
1/2"	12,700	0,55	1/8"	3,18	0,70	0,10	0,11	0,37	0,25	0,43
5/8"	15,880	0,71	1/8"	3,18	0,90	0,20	0,19	0,47	0,32	0,51
3/4"	19,050	0,87	1/8"	3,18	1,11	0,36	0,27	0,57	0,38	0,59
7/8"	22,200	1,04	1/8"	3,18	1,32	0,58	0,38	0,66	0,46	0,66
1"	25,400	1,19	1/8"	3,18	1,48	0,83	0,49	0,79	0,48	0,76
		1,73	3/16"	4,76	2,19	1,25	0,66	0,76	0,48	0,81
1.1/4"	31,750	2,22	1/4"	6,35	2,84	1,66	0,98	0,76	0,48	0,86
		1,50	1/8"	3,18	1,93	1,67	0,82	0,97	0,64	0,89
		2,20	3/16"	4,76	2,77	2,50	1,15	0,97	0,61	0,97
1.1/2"	38,100	2,86	1/4"	6,35	3,62	3,33	1,47	0,94	0,61	1,02
		1,83	1/8"	3,18	2,32	3,33	1,15	1,17	0,76	1,07
		2,68	3/16"	4,76	3,42	4,58	1,64	1,17	0,74	1,12
1.3/4"	44,450	3,48	1/4"	6,35	4,45	5,83	2,13	1,15	0,74	1,19
		2,14	1/8"	3,18	2,71	5,41	1,64	1,40	0,89	1,22
		3,15	3/16"	4,76	4,00	7,50	2,30	1,37	0,89	1,30
2"	50,800	4,12	1/4"	6,35	5,22	9,57	3,13	1,35	0,86	1,35
		2,46	1/8"	3,18	3,10	7,91	2,13	1,60	1,02	1,40
		3,63	3/16"	4,76	4,58	11,70	3,13	1,58	1,02	1,45
		4,74	1/4"	6,35	6,06	14,60	4,10	1,55	0,99	1,50
2.1/2"	63,500	5,83	5/16"	7,94	7,42	17,50	4,91	1,53	0,99	1,55
		6,99	3/8"	9,52	8,76	20,00	5,73	1,50	0,99	1,63
		4,57	3/16"	4,76	5,80	23,00	4,91	1,98	1,24	1,75
		6,10	1/4"	6,35	7,67	29,00	6,40	1,96	1,24	1,83
		7,44	5/16"	7,94	9,48	35,00	7,87	1,93	1,24	1,88
		8,78	3/8"	9,52	11,16	41,00	9,35	1,91	1,22	1,93

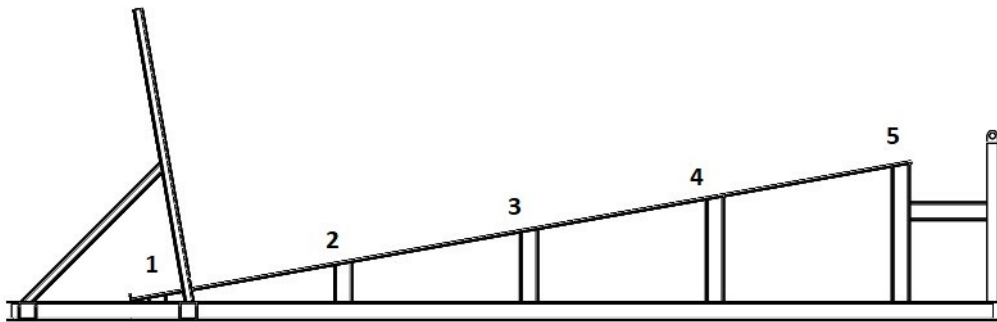
Fonte: Gerdau (2017)

Portanto a dimensão das laterais da cantoneira terá 12,7 mm e ao todo terá 12,8 metros de cantoneira por chapa. Seu peso total por chapa será de 7,04 kg.

4.3.4 Colunas de sustentação

Nesta seção será calculada as dimensões da seção transversal das colunas de sustentação para a rampa de velocidades. Como a rampa foi dividida em duas partes iguais de 0,1 m de largura e 6,4 m de comprimento, as colunas serão dimensionadas de acordo com uma das metades e replicada para a outra metade. Na direção de descida do veículo, as colunas estarão espaçadas em 1,5 m entre cada. O posicionamento será como mostrado na Figura 37:

Figura 37 - Posicionamento das colunas na rampa de velocidades



Fonte: Autoria própria (2023)

A referência para o dimensionamento será a coluna que fica na posição mais alta da rampa (número 5 na Figura 37), que terá o maior comprimento e por isso maior influência da carga. O veículo na posição inicial tem seus quatro rolamentos apoiados próximos as quatro colunas, e serão considerados como distribuídos igualmente.

O peso total do conjunto de carga é de 1559 N e dividida em 4 posições de apoio igualmente distribuídos, fica 389,75 N de força de compressão. A massa da chapa com o trilho é 57,28 kg e está distribuída em 5 colunas, portanto será adicionado uma força peso de:

$$P_{rampa} := \left(\frac{m_{rampa}}{5} \right) \cdot g = 112.345 \text{ N}$$

Assim sendo, a carga de peso total é 502,10 N.

A altura da coluna h_c pode ser calculada utilizando a equação relacionada com o seno do ângulo θ da rama e o comprimento da rampa C_t , sendo:

$$h_c := \sin(\theta) \cdot C_t = 1.111 \text{ m}$$

Para o cálculo da altura das outras colunas menores será utilizada a tangente do ângulo θ , onde o cateto oposto é a altura h e o cateto adjacente é a distância do fim da rampa até a posição definida para as colunas d_c , conforme é mostrado a seguir:

$$h_c := \tan(\theta) \cdot d_c \quad (19)$$

As posições relativas d_c no chão a cada coluna serão 0,3 m, 1,8 m, 3,3 m, 4,8 m e a última já dimensionada, em 6,3 m. Portanto seguem os valores das alturas relativas:

$$h_{0,3} = 0,053 \text{ m}$$

$$h_{1,8} = 0,317 \text{ m}$$

$$h_{3,3} = 0,582 \text{ m}$$

$$h_{4,8} = 0,846 \text{ m}$$

$$h_{6,3} = 1,111 \text{ m}$$

Para calcular as dimensões da seção transversal das colunas, é necessário utilizar a equação do índice de esbeltez com uma sugestão de bitola como método iterativo. Com o comprimento da viga será verificado se é considerado uma coluna curta ou não. As colunas curtas tendem a falhar por compressão e as colunas médias e longas tendem a falhar por flambagem (NORTON, 2013).

Uma coluna é considerada curta quando o seu índice de esbeltez é menor do que 10, onde a tensão de escoamento do material é utilizada como fator limitante e deve ser comparado com a tensão de compressão sofrida (NORTON, 2013).

A Tabela 16 mostra as bitolas disponibilizadas por um fabricante:

Tabela 16 - Seleção da bitola disponível de perfil I

BITOLA	PESO	ALMA		MESA		Área	EIXO X			EIXO Y			
		Nominal	d	t_w	b_f		t_f	l	W	r	l	W	r
pol	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	8,48	76,20	4,32	59,18	6,60	10,80	105,10	27,60	3,12	18,90	6,40	1,33	1,45
	9,68	76,20	6,38	61,24	6,60	12,32	115,00	30,18	3,06	45,60	11,48	1,92	1,98
4"	11,46	101,60	4,90	67,60	7,44	14,50	252,00	49,70	4,17	31,70	9,40	1,48	1,68
	12,65	101,60	6,43	69,20	7,44	16,11	266,00	52,40	4,06	34,30	9,90	1,46	1,83
5"	14,88	127,00	5,44	76,30	8,28	18,80	511,00	80,40	5,21	50,20	13,2	1,63	1,88
	18,24	127,00	8,81	79,70	8,28	23,24	570,00	89,80	4,95	58,60	14,7	1,59	1,92
6"	18,60	152,40	5,89	84,63	9,12	23,60	919,00	120,60	6,24	75,70	17,90	1,79	2,08
	22,00	152,40	8,71	87,50	9,12	27,97	1003,00	131,70	5,99	84,90	19,40	1,74	2,26

Fonte: Gerdau (2017)

Portanto os índices de esbeltez são:

$$S_{rx} := \frac{l_{ef}}{k_x} = 9.352 \quad S_{ry} := \frac{l_{ef}}{k_y} = 32.143$$

Como no eixo x a coluna se comporta como esbelta e no eixo y tende a falhar por flambagem, calcula-se a tensão de compressão no eixo x (NORTON, 2013). A área da seção transversal é 27,97 cm²:

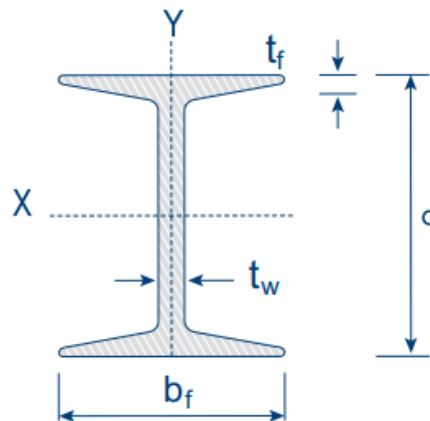
$$\sigma := \frac{P}{A} = 179.514 \text{ kPa}$$

Como a tensão de escoamento do material é bem maior que a tensão de compressão não haverá problema na análise do eixo x. A análise do eixo y deverá ser feita através da equação da tensão crítica de flambagem (NORTON, 2013):

$$\sigma_{cr} := \frac{E \cdot \pi^2}{S_{ry}^2} = 1.815 \text{ GPa}$$

A tensão crítica de flambagem calculada para o eixo y está muitas vezes acima da carga aplicada na coluna, portanto não haverá falha por flambagem (NORTON, 2013). A seção transversal da viga I é mostrada na Figura 38.

Figura 38 - Dimensões da seção transversal da viga I



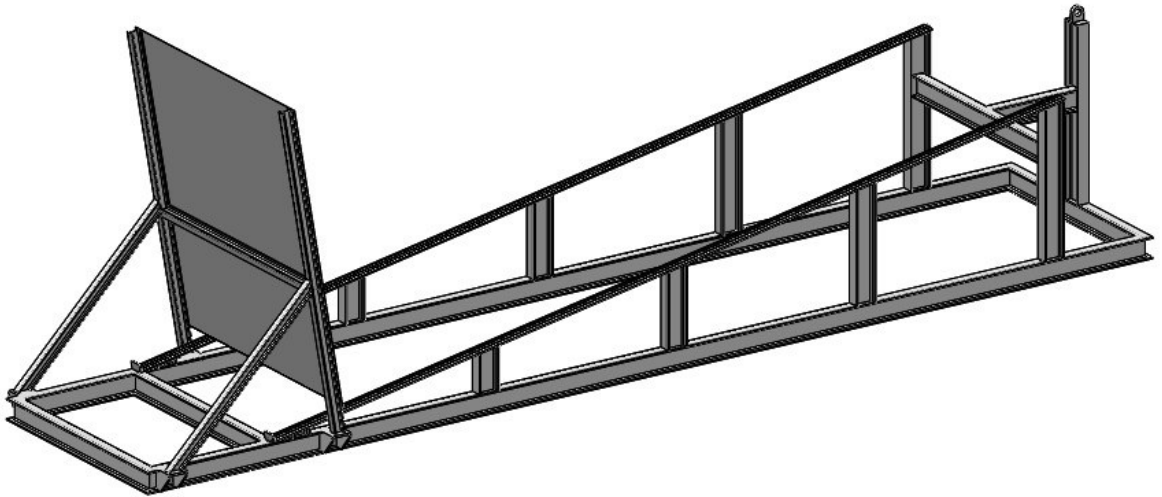
Fonte: Gerdau (2017)

4.3.5 Desenho CAD

Durante o processo de desenvolvimento do desenho, observou-se a necessidade de uma estrutura de apoio representativa. A alternativa foi utilizar o perfil dimensionado de viga I de 6" das colunas para desenvolver uma base em que

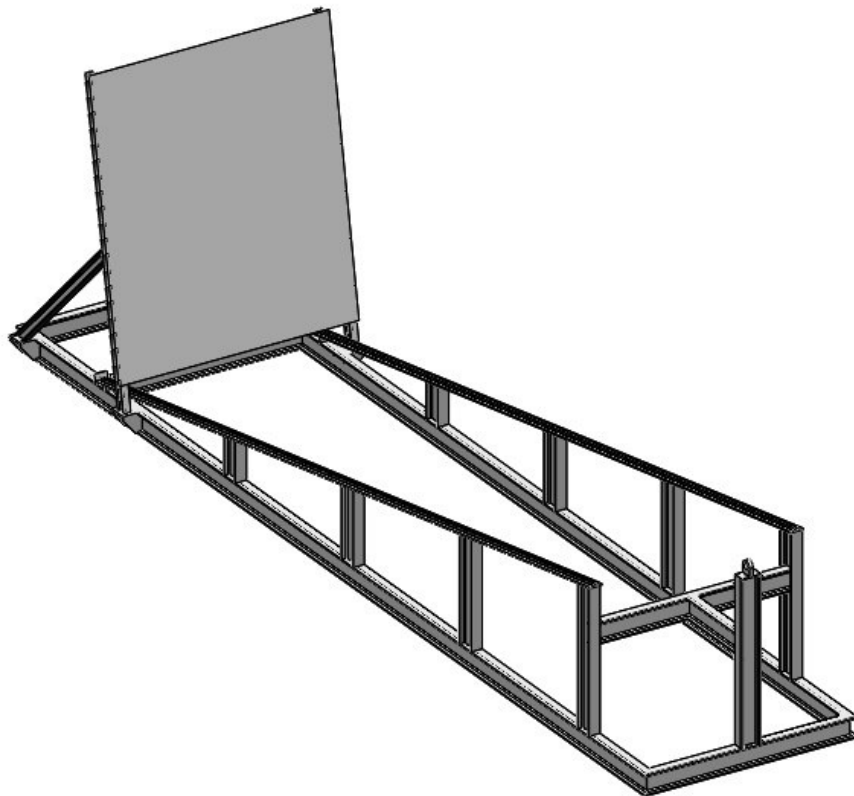
o equipamento fique posicionado. O desenho da estrutura está representado nas Figuras 39 e 40.

Figura 39 - Rampa de velocidades



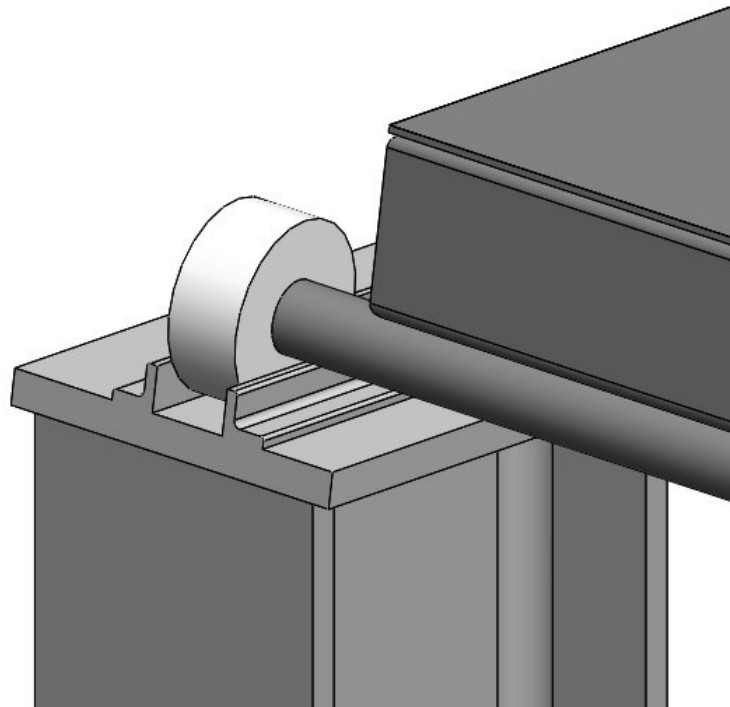
Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 40 - Rampa de velocidades



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 41 - Detalhe do trilho de deslizamento



Fonte: Aatoria própria (2023)

4.4 Superfície de impacto

Esta é a última, não menos importante, parte da estrutura a ser dimensionada. Os componentes desta estrutura são a superfície e as colunas de sustentação. É responsável por antepor o movimento do corpo de prova fazendo-o parar, também chamado de para-choque.

4.4.1 Especificação dos materiais

A superfície de impacto será uma chapa de aço assim como a pista de deslizamento e a parte superior do veículo, portanto o material selecionado é o aço baixo carbono SAE 1008 laminado a frio. Sua composição química e suas principais propriedades mecânicas estão apresentadas nas Tabelas já mostradas anteriormente, 3 e 4.

As colunas de sustentação da superfície de impacto serão formadas por vigas de apoio da chapa. Serão dimensionadas com perfis estruturais de viga em I para suporte da superfície de impacto. Sendo assim, o material designado também será o aço estrutural ASTM A36 e sua composição e suas propriedades estão listadas nas Tabelas 12 e 13.

4.4.2 Superfície

A superfície de impacto do equipamento será uma chapa de aço e sustentada por perfis de aço. É uma estrutura que servirá como anteparo para receber a colisão da amostra de teste. As dimensões de altura, largura e espessura serão determinadas por adequação ao projeto. A chapa terá a função de apoio para receber o impacto e os perfis terão a função de suportar a força do impacto. Ao realizar os testes, pode ser utilizado componentes e estruturas de apoio como chapas, barras e perfis de outros materiais a critério do operador ou da solicitação de teste alternativa.

A largura será ligeiramente maior que a largura do veículo com folga de 100 mm para cada lado, pois o veículo deverá passar por baixo da placa e entre as vigas da mesma, quando a amostra colidir com a parede. Como os eixos do veículo tem 1,6 m, a chapa de impacto terá 1,8 m de largura. A altura será definida em 2,2 m para poder testar corpos de prova de altura mediana, sem comprometer a estrutura. A espessura vai ser definida em 3 mm, por ser uma chapa somente para apoio. Portanto, as características geométricas e de material da chapa estão apresentadas na Tabela 17.

Tabela 17 - Propriedades geométricas e de material da superfície de impacto

Superfície de Impacto - Chapa	
Largura (m)	1,8
Altura (m)	2,2
Espessura (m)	0,003
Especificação do aço	SAE 1008
Massa específica (kg/m ³)	7872
Volume (m ³)	0,01188
Massa (kg)	93,52

Fonte: Autoria própria (2023)

4.4.3 Colunas de sustentação

As colunas a se determinar serão as vigas onde a superfície de impacto estará apoiada. Serão duas vigas posicionadas paralelas, onde estará diretamente parafusada a chapa. O dimensionamento da seção transversal das vigas será feito por análise de vigas com metade da carga aplicada para cada uma. O comprimento das vigas será inicialmente definido em 2,4 metros.

Antes de realizar os esforços nas vigas, é necessário calcular a força de impacto na superfície. Pela segunda lei de Newton, a força é massa vezes aceleração. Para descobrir a aceleração do corpo no momento de impacto, será através do processo de desaceleração, onde em um pequeno intervalo de tempo a velocidade da amostra irá a zero. Portanto, obtendo essa desaceleração, pode-se calcular a força de impacto causada pelo corpo de prova. O tempo de desaceleração vai ser definido em 0,05 s. Então a variação da velocidade inicial de 3,9 m/s para a final igual zero (quando para) dividido pela variação de tempo resulta na aceleração, onde o sinal negativo demonstra que é uma desaceleração:

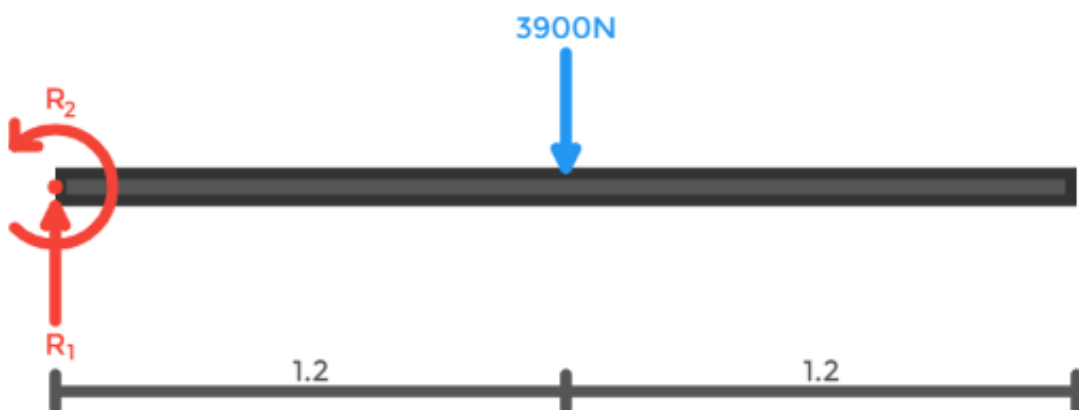
$$a := \frac{(\Delta v)}{\Delta t} = -78 \frac{m}{s^2}$$

Como apenas o corpo de prova deve colidir com a superfície, a massa no impacto será a massa máxima de teste igual a 100 kg. Aplicando a segunda lei de Newton:

$$F := m \cdot |a| = 7.8 \text{ kN}$$

A força total de impacto é de 7800 N, dividida em duas vigas ficará 3900 N ou 3,9 kN. Sendo assim com a força calculada aplicada, a viga será calculada como se estivesse na horizontal apenas por facilidade de cálculos. O diagrama de corpo livre da viga será mostrado na Figura 42.

Figura 42 - Diagrama de corpo livre - Viga de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

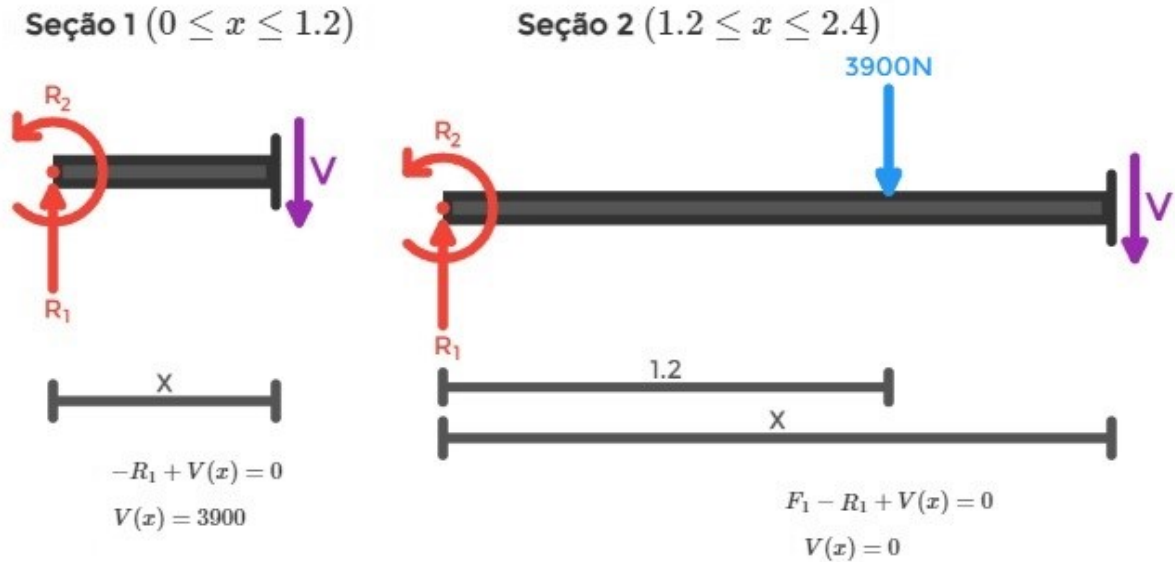
Fazendo o equilíbrio de forças na vertical da viga, tem-se os valores referentes as reações nos apoios:

$$R_1 = 3900 \text{ N}$$

$$R_2 = 4680 \text{ N.m}$$

Com os valores das reações, é possível calcular os esforços cortantes, conforme a Figura 43.

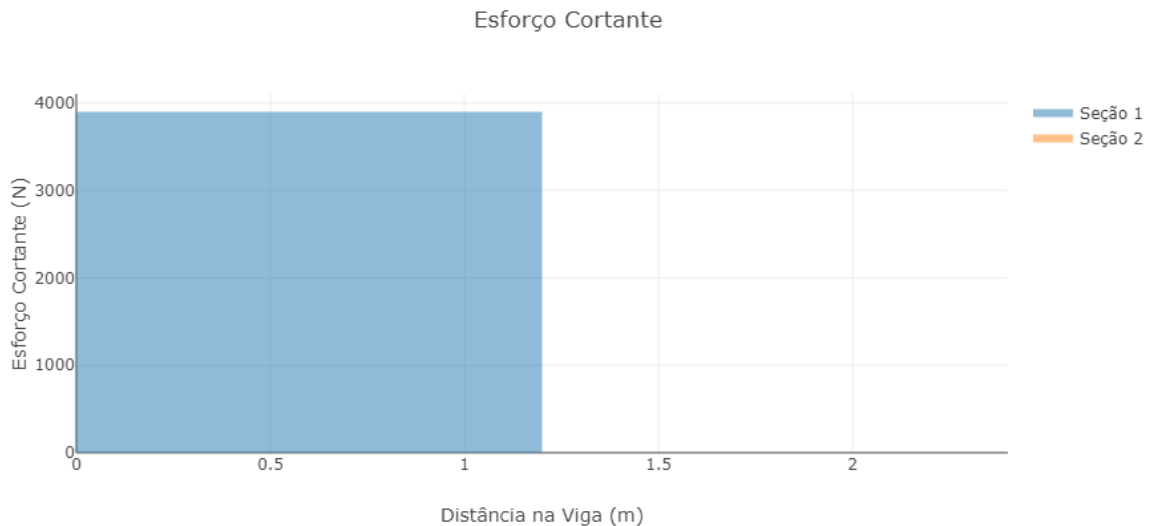
Figura 43 - Cálculo do esforço cortante - Viga de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

Assim, os cálculos possibilitam fazer o diagrama do esforço cortante apresentado na Figura 44:

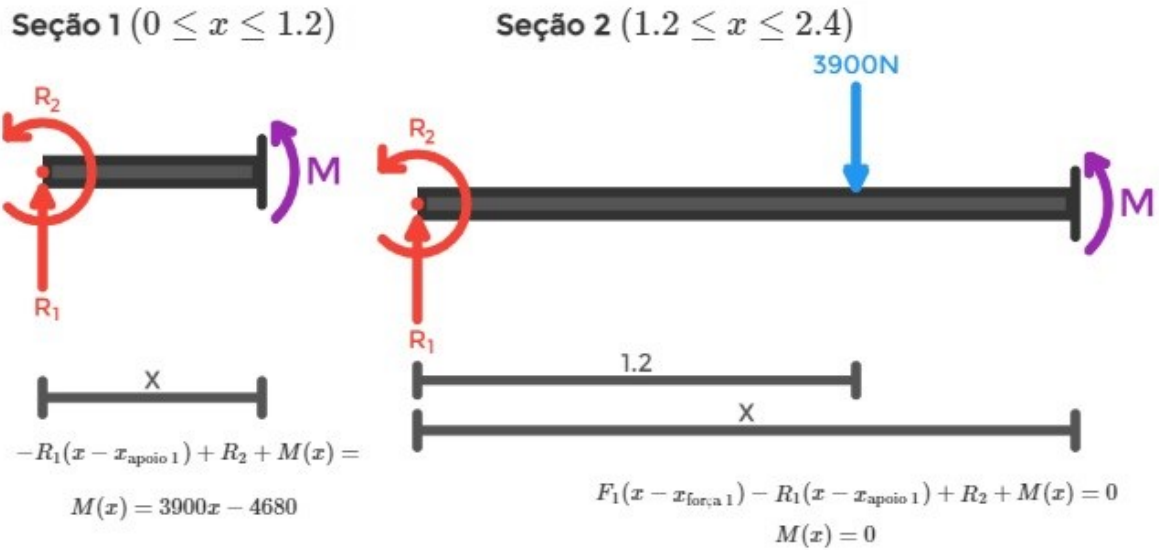
Figura 44 - Diagrama de esforço cortante - Viga de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

E para o momento fletor, os cálculos estão dispostos na Figura 45.:

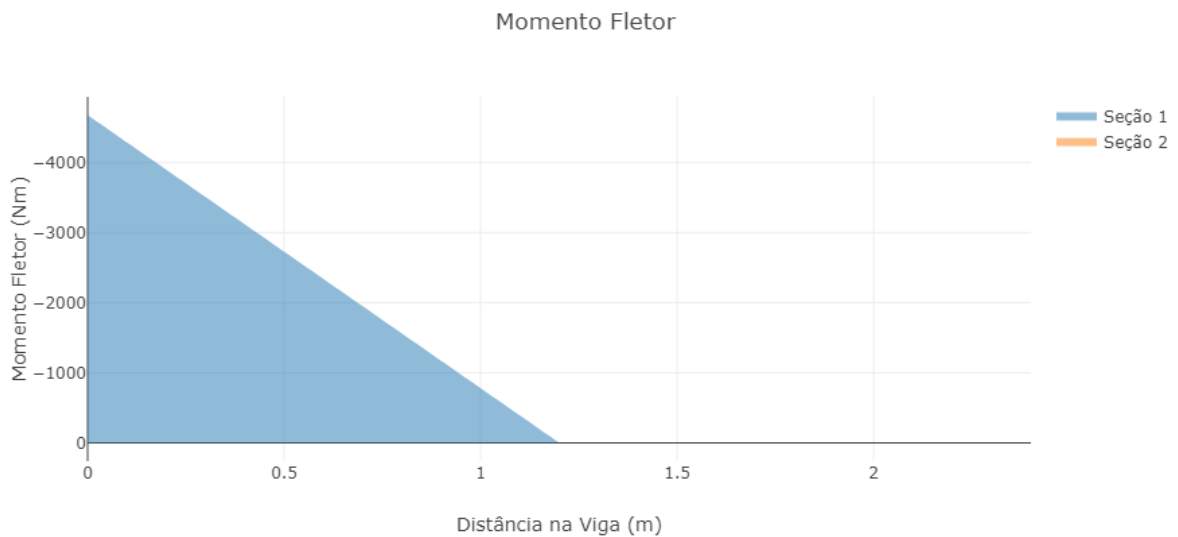
Figura 45 - Cálculo momento fletor - Viga de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

A partir dos cálculos de momento fletor, é possível desenvolver o diagrama de momento fletor da viga apresentado na Figura 46:

Figura 46 - Diagrama de momento fletor - Viga de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

O maior estado de tensão se encontra nas fibras mais externas causado pela tensão de flexão, como já dito anteriormente. Portanto o momento máximo será utilizado para o cálculo, com valor de 4680 N.m.

Procedendo com os cálculos com auxílio do software Mathcad, utilizando modo iterativo até chegar em valores de interesse. O cálculo do coeficiente de segurança deve ser feito após a definição da seção.

Com as iterações chegou-se a uma definição de seção transversal mostrada na Figura 38 e especificada na Tabela 18.

Tabela 18 - Especificações da seção transversal da viga de impacto

BITOLA	PESO	ALMA		MESA		Área	EIXO X			EIXO Y			
		Nominal	d	t _w	b _f		t _f	I	W	r	I	W	r
pol	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	8,48	76,20	4,32	59,18	6,60	10,80	105,10	27,60	3,12	18,90	6,40	1,33	1,45
	9,68	76,20	6,38	61,24	6,60	12,32	115,00	30,18	3,06	45,60	11,48	1,92	1,98
4"	11,46	101,60	4,90	67,60	7,44	14,50	252,00	49,70	4,17	31,70	9,40	1,48	1,68
	12,65	101,60	6,43	69,20	7,44	16,11	266,00	52,40	4,06	34,30	9,90	1,46	1,83
5"	14,88	127,00	5,44	76,30	8,28	18,80	511,00	80,40	5,21	50,20	13,2	1,63	1,88
	18,24	127,00	8,81	79,70	8,28	23,24	570,00	89,80	4,95	58,60	14,7	1,59	1,92
6"	18,60	152,40	5,89	84,63	9,12	23,60	919,00	120,60	6,24	75,70	17,90	1,79	2,08
	22,00	152,40	8,71	87,50	9,12	27,97	1003,00	131,70	5,99	84,90	19,40	1,74	2,26

Fonte: Gerdau (2017)

Com os valores da área da seção e o momento de inércia é possível calcular a tensão causada pelo momento fletor calculado anteriormente:

$$\sigma := \frac{M \cdot c}{I} = 169.656 \text{ MPa}$$

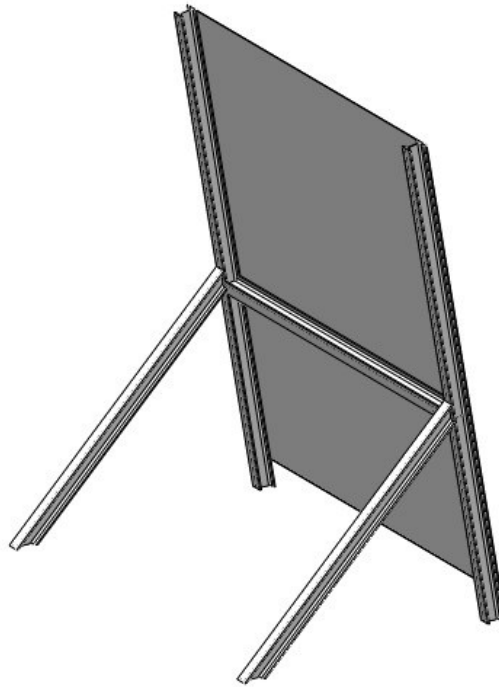
O coeficiente de segurança das vigas de impacto calculado será:

$$f_s := \frac{\sigma_{esc}}{\sigma} = 1.474$$

Para uma melhor estruturação, será utilizado um conceito de mão francesa para apoio da viga de impacto no pavimento. Uma travessa entre as vigas de impacto foi inserida para proporcionar uma maior firmeza, formando uma estrutura em H. Os perfis da mão francesa e da travessa serão de mesmas dimensões da viga de impacto.

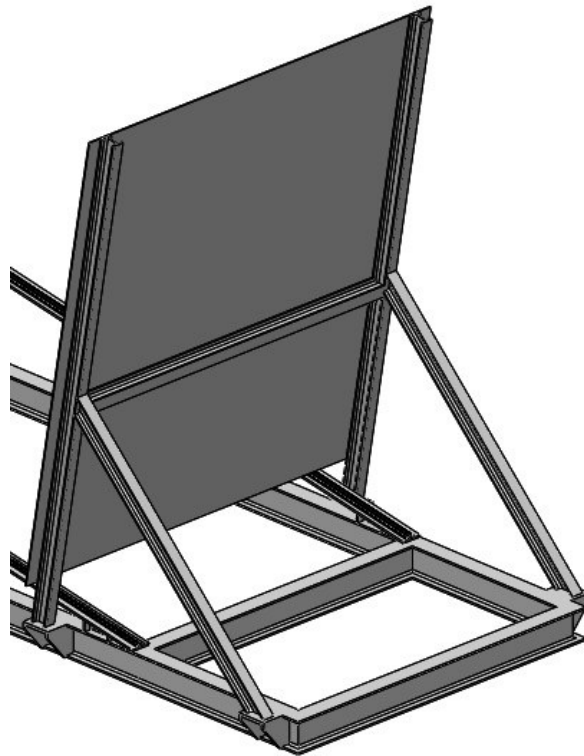
4.4.4 Desenho CAD

Figura 47 - Desenho CAD da estrutura de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 48 - Superfície de impacto



Fonte: Autoria própria (2023)

4.5 Monitoramento de velocidade

O veículo de deslizamento tem uma velocidade determinada para escorregamento pela pista pelo cálculo da distância a ser percorrida. Mas para garantir que esta velocidade seja cumprida, um método de monitoramento de velocidade deve ser implementado no equipamento. No projeto apresentado neste trabalho, a velocidade vai ser monitorada por meio de sensores de velocidade.

Figura 49 - Sensor de velocidade Honeywell



Fonte: NS Automação (2023)

O sensor de velocidade honeywell mostrado na Figura 49 é utilizado para converter uma posição mecânica em um sinal e fornecem medidas instantâneas de posicionamento e velocidade. O sensor linear de velocidade será instalado diretamente na rampa de velocidades para medição da velocidade do veículo.

4.6 Retorno do veículo

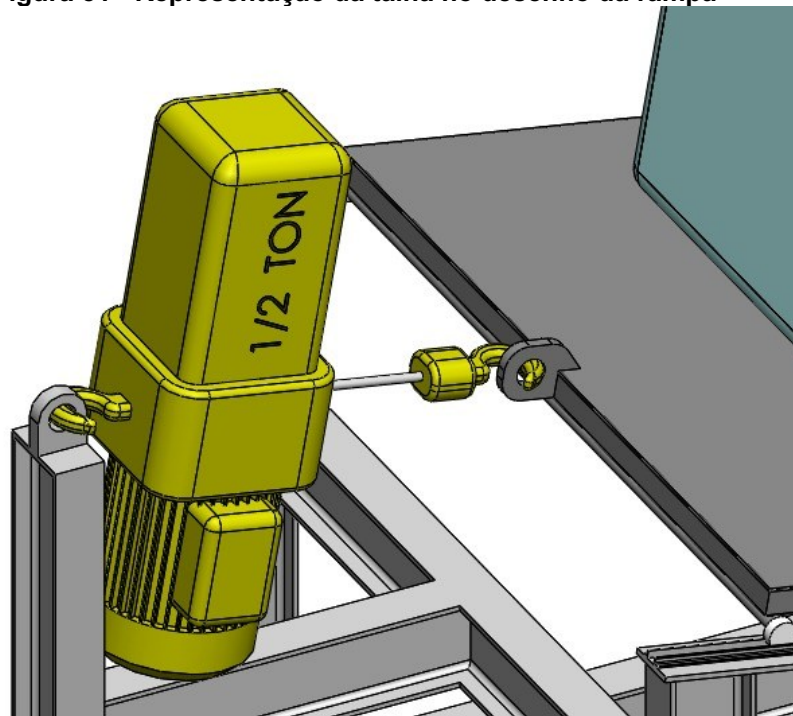
Após a descida do veículo na realização do teste, este deve ser içado de volta para a posição inicial para a realização de um novo procedimento de teste. Com grandes cargas do peso da plataforma e do produto, torna-se inviável o retorno manual do produto, fazendo necessária a determinação de um aparelho que faça o retorno. Para o equipamento desenvolvido neste trabalho, será especificado uma talha de meia tonelada, disponível no mercado e mostrada na Figura 50. No desenho CAD da rampa de impacto foi feito um desenho representativo da talha, conforme Figura 51.

Figura 50 - Talha elétrica de 0,5t para içamento do veículo



Fonte: Ferramentas Gerais (2023)

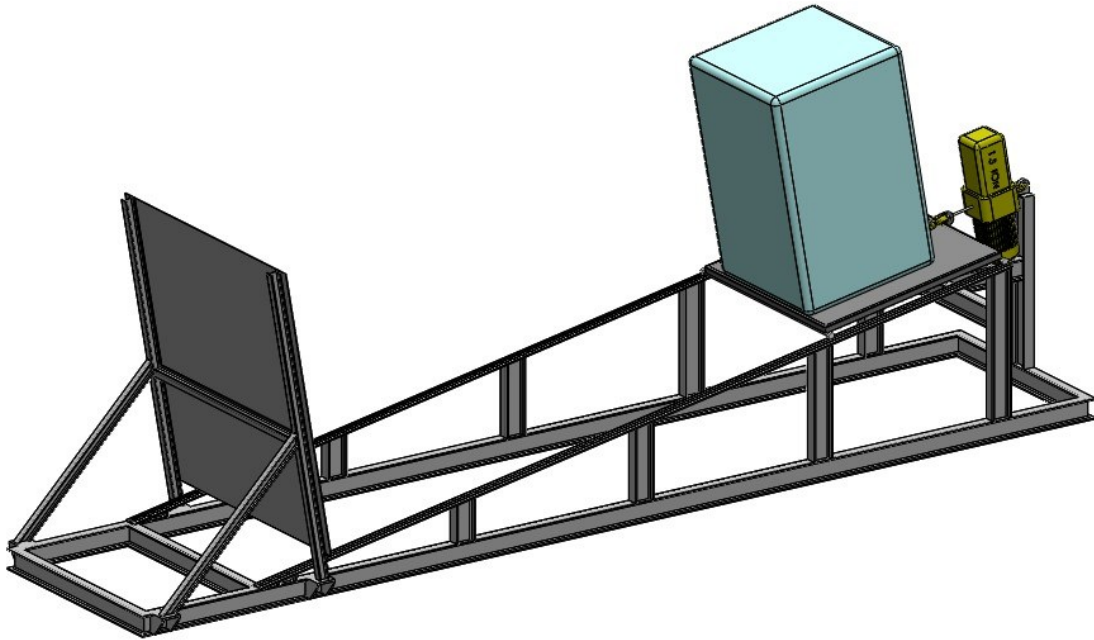
Figura 51 - Representação da talha no desenho da rampa



Fonte: Autoria própria (2023)

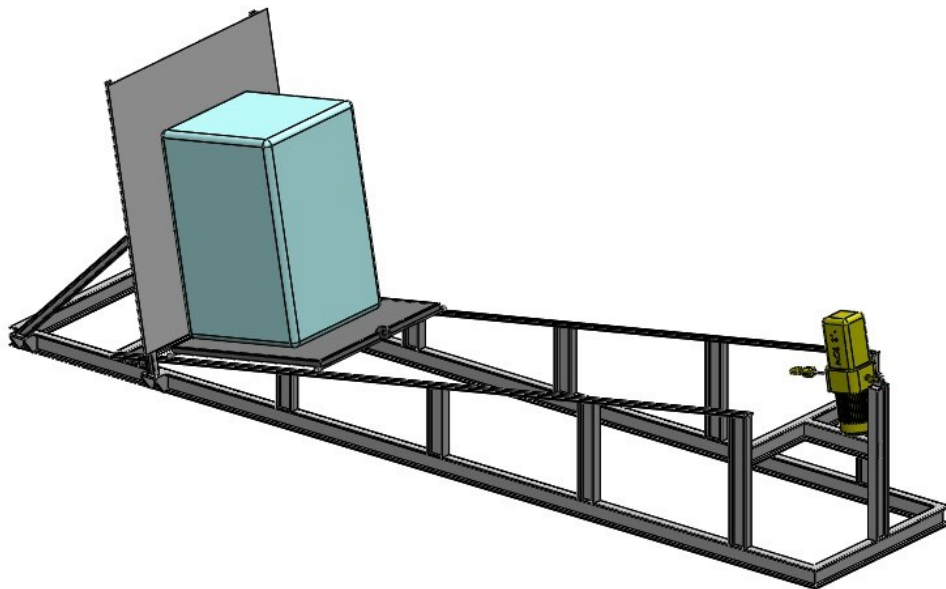
4.7 Resultados - Desenhos CAD

Figura 52 - Rampa de impacto inclinada – Início de teste



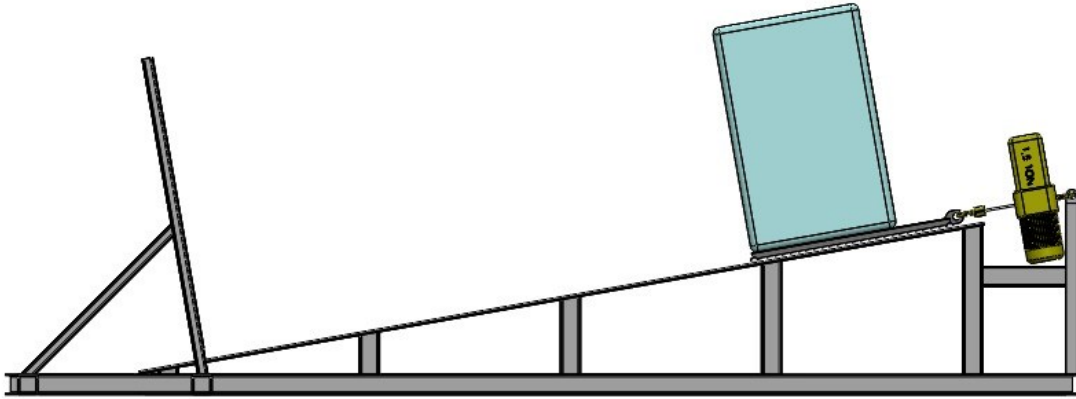
Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 53 - Rampa de impacto inclinada – Fim de teste



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 54 - Rampa de impacto - vista lateral



Fonte: Autoria própria (2023)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O projeto desenvolvido neste trabalho é um projeto novo para um equipamento já existente, porém pouco aplicado. Há alguns equipamentos disponíveis no mercado com aplicações distintas. Contudo, é um setor de aplicação ainda escasso, com necessidades de maiores estudos e desenvolvimentos.

A rampa de impacto inclinada projetada nesse trabalho teve um resultado satisfatório e pode ser visualizada melhor com os desenhos feitos em software CAD. No caso de uma possível construção da rampa de impacto desse projeto, uma revisão minuciosa deverá ser realizada com o intuito de que os conceitos e cálculos envolvidos sejam adotados de forma correta. Alguns detalhes do equipamento deverão ser avaliados e especificados mais claramente, como os métodos e recursos de fixação.

Por fim, os conceitos envolvidos no desenvolvimento deste projeto foram bem aplicados e há muitas possibilidades de melhorias, que serão listadas na subseção a seguir.

5.1 Sugestões para próximos trabalhos

As sugestões de próximos trabalhos envolvendo este conceito tem amplos caminhos. Algumas das melhorias serão listadas nesta seção, como:

- ✓ Melhoria da estrutura de vigas;
- ✓ Dispositivo pneumático para variação do ângulo;
- ✓ Automatização do processo;
- ✓ Extensão do leque de testes possíveis;
- ✓ Extensão do leque de produtos de teste;
- ✓ Redução de medidas;
- ✓ Atualização de materiais da estrutura.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING MATERIALS. **ASTM D880**: Standard Test Method for Impact Testing for Shipping Containers and Systems. West Conshohocken: ASTM, 2015.

ARCELOR MITTAL. **Catálogo de Tubos Industriais Mecânicos**. 2017. Disponível em: <https://brasil.arcelormittal.com/produtos-solucoes/industria/tubos-industriais-mecanicos?asCatalogo=pdf>. Acesso em 02 abr. 2023.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10520**: informação e documentação: citações em documentos - apresentação. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

ASTH, Rafael. Plano Inclinado. Toda Matéria, [s.d.]. Disponível em: <https://www.todamateria.com.br/plano-inclinado/>. Acesso em: 10 mai. 2023.

AÇOS NOBRE. **Aço 4340**: Propriedades, tratamento térmico e Preço. Blog, 2023. Disponível em <https://acosnobre.com.br/blog/aco-4340-propriedades-tratamento-termico-preco-dureza/>. Acesso em 05 abr. 2023.

BELL, Alexander G. **How they succeeded**: interview. 1901. Disponível em: <https://www.pensador.com/frase/ODYzMDAx/>. Acesso em: 09 jun. 2023.

CALLISTER, William D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 10 Ed. São Paulo: LTC, 2020.

COSTA E SILVA, André L. V.; MEI, Paulo R. **Aços e ligas especiais**. 3. Ed. São Paulo: Blucher, 2021.

FERRAMENTAS GERAIS. Talha elétrica Yale. Disponível em: <https://www.fg.com.br/talha-eletrica-05t-10m---yale/p>. Acesso em 29 mai. 2023.

GERDAU. **Perfis Gerdau – Construção Metálica**: Tabela de Bitolas. Gerdau. Disponível em: <https://www.jodi.com.br/wp-content/uploads/2020/12/Tabela-de-bitolas-Gerdau.pdf>. Acesso em: 01 abr. 2023.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física**, volume 1: mecânica. 10. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

HIBBELER, R. C. **Estática**: Mecânica para Engenharia. 10. Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

INDUMAK. OS tipos de teste de embalagem e sua importância para reduzir desperdícios. 2023. Blog. Disponível em: <https://blog.indumak.com.br/tipos-de-teste-de-embalagem/>. Acesso em 15 abr. 2023.

INTERNACIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2244**: Packaging – Complete, filled transport packages and unit loads – Horizontal impact tests. Geneva, Switzerland: ISO, 2000.

INTERNATIONAL SAFE TRANSIT ASSOCIATION. **ISTA Test Procedure 1A**: Appendix A Package Testing. East Lansing: ISTA, 2014.

ISO (International Organization for Standardization). Sobre nós. Disponível em: <https://www.iso.org/about-us.html>. Acesso em: 19 abr. 2023.

JONESON, Eric. **Six step method**: Develop packaging that performs. Lansmont Webinar: 2023. Disponível em: <https://www.lansmont.com/th/node/1036>. Acesso em 17 mai. 2023.

JUVINALL, Robert, C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

LG STEEL. **Propriedades Mecânicas dos Aços**. Disponível em <http://lgsteel.com.br/propriedades-mecanicas-do-carbono.htm>. Acesso em 05 abr. 2023.

LUZ, Gelson. **Aço SAE 1008**: Propriedades Mecânicas e Composição Química. Blog Materiais, [s. l], 2017. Disponível em: <https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/09/aco-sae-1008-propriedades-mecanicas.html>. Acesso em: 24 mai. 2023.

MALASRI, S.; *et al.* Incline Impact: A Case Study. **International Journal of Advanced Packaging Technology**, USA, v. 9, n.1, p. 327-333, mar. 2021.

MELO, Pâmela R. Plano Inclinado. **Mundo da Educação UOL**. Disponível em <https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/plano-inclinado.htm#:~:text=Plano%20inclinado%20%C3%A9%20a%20parte%20da%20Din%C3%A2mica%20newtoniana%20que%20estuda,que%20gere%20um%20movimento%20inclinado>. Acesso em 30 abr. 2023.

MESTRINER, Fábio. **A embalagem e as necessidades da sociedade humana**. Instituto Mauá de Tecnologia, São Paulo. Disponível em <https://maua.br/files/artigos/a-embalagem-e-as-necessidades-da-sociedade-humana.pdf>. Acesso em: 15 abr. 2023.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SKF. **Rolamentos de esferas**. Catálogo Grupo SKF, 2015. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. Acesso em 20 abr. 2023.

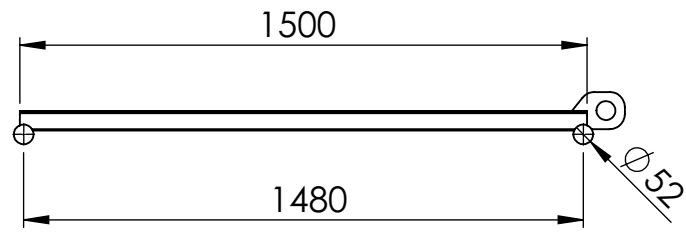
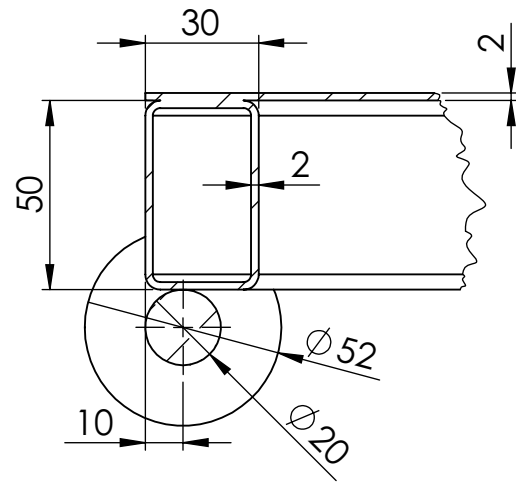
SPITALIERE, Juliana. **Logística**: o que é, como funciona e cinco dicas de planejamento. Blog Conta Azul: 2023. Disponível em: <https://blog.contaazul.com/guia-sobre-logistica#:~:text=A%20log%C3%ADstica%20%C3%A9%20a%20central,no%20prazo%20e%20condi%C3%A7%C3%B5es%20ideais>. Acesso em 15 abr. 2023.

UNESP (Universidade Estadual de São Paulo) – Biblioteca Professor Paulo de Carvalho Mattos. **Tipos de revisão de literatura**: 2015. Botucatu.

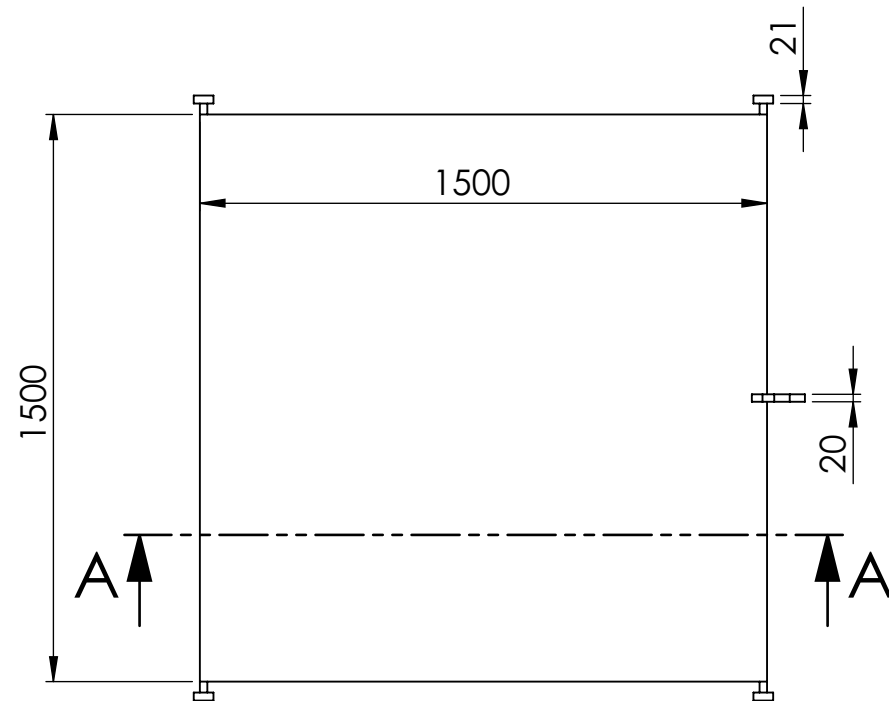
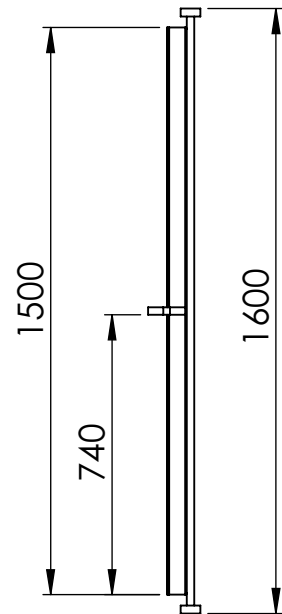
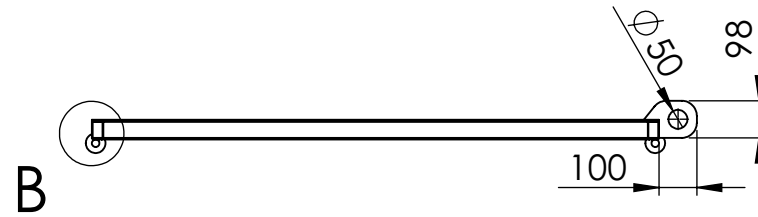
ANEXO A - Desenhos de especificação da rampa de impacto, da base e do veículo, respectivamente.

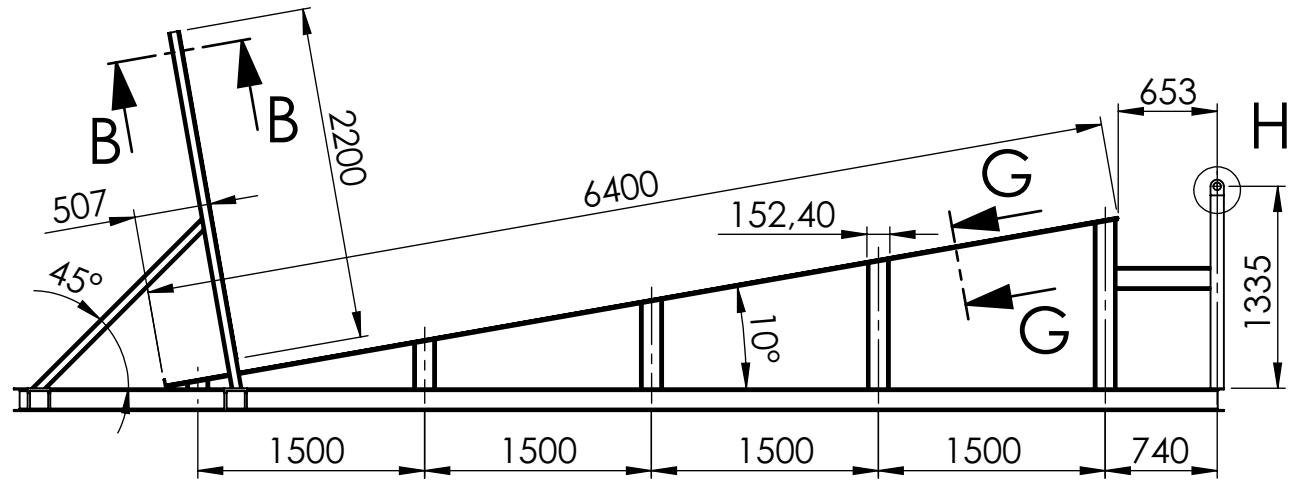
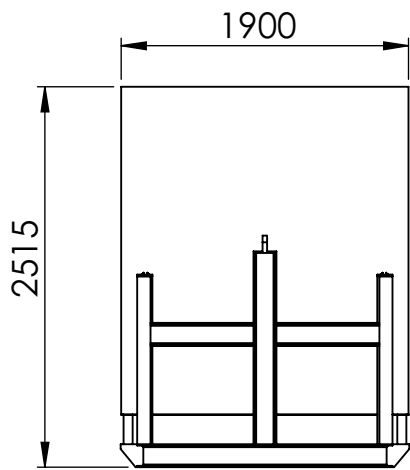
DETALHE B

ESCALA 1 : 2



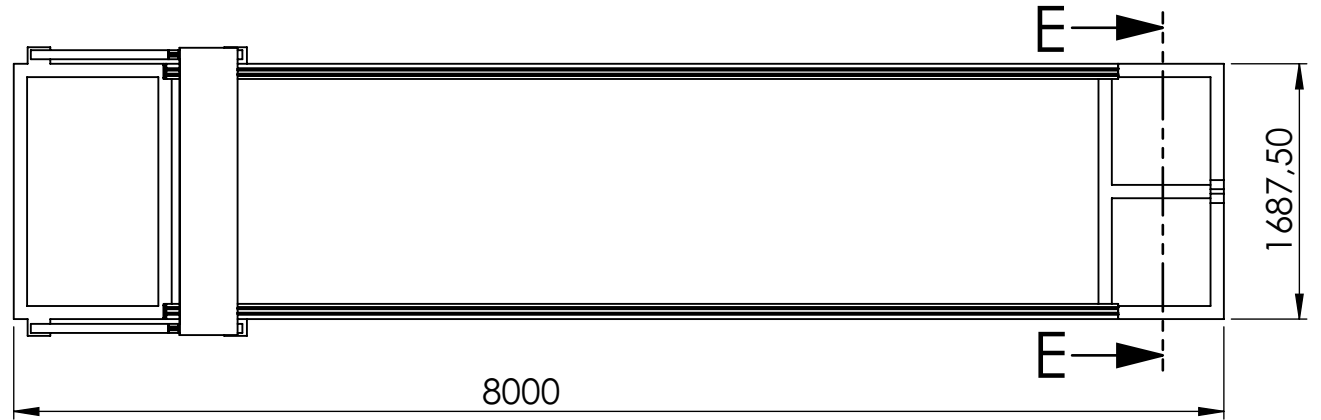
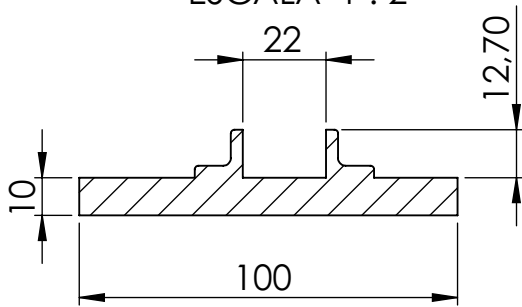
SEÇÃO A-A





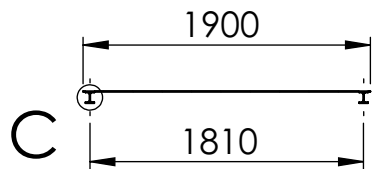
SEÇÃO G-G

ESCALA 1 : 2



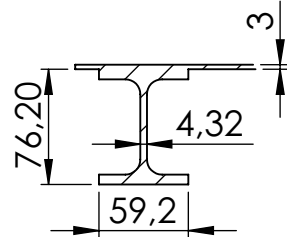
SEÇÃO B-B

ESCALA 1 : 50



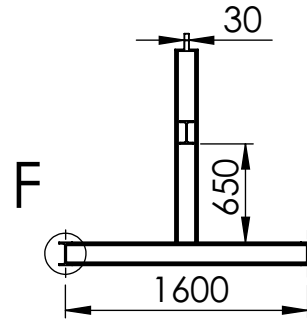
DETALHE C

ESCALA 1 : 5



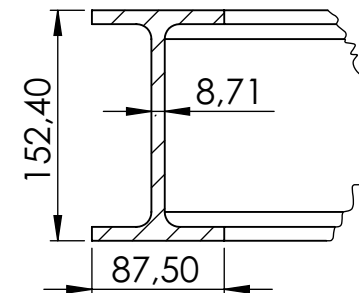
SEÇÃO E-E

ESCALA 1 : 50



DETALHE F

ESCALA 1 : 5



DETALHE H

ESCALA 1 : 10

