



ENRICO FERRAZ MINCHILLO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA ESTEIRA
VERTICAL PARA TREINAMENTOS DE ESCALADA**

LAVRAS - MG

2022

ENRICO FERRAZ MINCHILLO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA ESTEIRA
VERTICAL PARA TREINAMENTOS DE ESCALADA**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Francisco Scinocca
Orientador

**LAVRAS - MG
2022**

**Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).**

Minchillo, Enrico Ferraz.

Projeto e Dimensionamento de uma Esteira Vertical para
Treinamentos de Escalada / Enrico Ferraz Minchillo. - 2022.
180 p. : il.

Orientador(a): Francisco Scinocca.

Monografia (graduação) - Universidade Federal de Lavras,
2022.

Bibliografia.

1. Desenvolvimento e criação de um novo produto. 2. Estudo
de mercado e ferramentas de qualidade. 3. Seleção de peças e
material. I. Scinocca, Francisco. II. Título.

Aos meus pais, Maurício e Rosália, e ao meu irmão, Evandro.

ADECIMENTOS

Agradeço, pelo carinho, compreensão e apoio incondicional, à minha família. Ao meu orientador, Francisco, pelas conversas, conselhos e ensinamentos. Por fim, a todos que de alguma forma participaram do meu percurso até aqui.

RESUMO

O presente trabalho é um estudo e desenvolvimento de uma esteira vertical para treinamentos de escalada. Este é voltado para escaladores profissionais ou amadores, mas pode também ser usado por outros atletas, de diferentes modalidades, permitindo-os manter ou aprimorar suas condições físicas através de exercícios que simulam possíveis condições de escalada na natureza. Por meio da alteração de funcionalidades como inclinação, mudança na disposição de agarras ou barras e variação da inclinação da esteira é possível a execução de uma maior gama de treinos, sendo portanto uma alternativa viável para o preparo físico *indoor*, em espaços limitados. Dessa forma, evitam-se acidentes relacionados ao despreparo de esportistas. Para tal, empregou-se conceitos diversos usados no processo de produção, como metodologias de qualidade, análises de mercado, *benchmarking*, *Design for Six Sigma*, Metodologia Taguchi, Análise Canvas, Matriz de Tomada de Decisão e Análise de Viabilidade. Também foram empregados conceitos, relacionados à resistência dos materiais, como análises plásticas, elásticas, modais e de flambagem e cálculos de engenharia, usados na seleção de itens internos. A efetividade do equipamento foi determinada por meio de características quantitativas, qualitativas e funcionais. Isto é, na sua comprovação teórica, por meio de cálculos matemáticos, na oferta de diferenciais que o tornem um produto atrativo, como seu *design*, preço, tamanho, robustez e facilidade de manuseio, e também, de funções de operação que o destacam de outros produtos que venham a ser concorrentes no mercado brasileiro. Com base na análise dos resultados obtidos, chegou-se à conclusão que o projeto alinhou-se aos objetivos inicialmente propostos e apresentou um valor final competitivo, podendo ser portanto considerado um modelo plausível para maiores estudos ou fabricação.

Palavras chaves: Esteira vertical. Escalada. Escaladores profissionais ou amadores.

ABSTRACT

This work is a study and development of a vertical treadmill for climbing training. It was initially designed for professional or amateur climbers, but can also be used by other athletes of different modalities, allowing them to maintain or improve their physical conditions through exercises that simulate possible climbing conditions in nature. By changing functionalities such as incline, changing the arrangement of grips or bars and varying the inclination of the treadmill, it is possible to perform a greater range of workouts, thus being a viable alternative for indoor physical training, in limited spaces. In this way, accidents related to the unpreparedness of athletes are avoided. To make it possible, several concepts used in the production process were used, such as quality methodologies, market analysis, benchmarking, Design for Six Sigma, Taguchi Methodology, Canvas Analysis, Decision Making Matrix and Feasibility Analysis. In addition to concepts related to the strength of materials, such as plastic, elastic, modal and buckling analysis and engineering calculations, used in the selection of some of the internal items. The effectiveness of the equipment was determined through quantitative/theoretical, qualitative and functional characteristics. In other words, theoretically, through mathematical calculations, qualitatively by offering differentials that make it an attractive product, such as its design, price, size, robustness and ease of handling, and functionally by operating functions that make it stand out from others products that may compete in the Brazilian market. Based on the analysis of the results obtained, it was concluded that the project was in line with the objectives initially proposed and presented a competitive final value, and can therefore be considered a plausible model for further studies or even manufacturing.

Keywords: vertical treadmill. Climbing. Professional or amateur climbers.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Parede de Escalada	9
Figura 2.1: Vista simplificada de uma esteira padrão.	13
Figura 2.2: Esteira vertical <i>Climbstation</i> .	15
Figura 2.3: Interface inversor de frequência HMIR CFW 500.	21
Figura 2.4: Motor elétrico, modelo	23
Figura 2.5: Dimensões principais para uma polia em “V”.	25
Figura 2.6: Tipos de Mancais de Rolamento	29
Figura 2.7: Configuração inicial para o encaixe das barras.	30
Figura 2.8: Segunda opção de configuração para o suporte do usuário.	31
Figura 2.9: Discretização de um componente de uma retroescavadeira	32
Figura 2.10: Distribuição bidimensional de nós. Elementos triangulares	33
Figura 2.11: Distribuição tridimensional de nós. Elementos quadrilátero	33
Figura 2.12: Elemento Hexaédrico linear de oito nós	34
Figura 2.13: Elemento arbitrariamente orientado.	36
Figura 2.14: Elemento arbitrariamente orientado.	39
Figura 2.15: Relações para o comportamento de flambagem equivalente	41
Figura 2.16: Os três primeiros modos de Flambagem	43
Figura 2.17: Curvas de Flambagem	44
Figura 2.18: Relações para o comportamento de flambagem equivalente	50
Figura 2.19: Análise SWOT.	51
Figura 2.20: Representação da estruturação do modelo Canvas	52
Figura 2.21: Método DMAIC, ilustração	55
Figura 3.1: Fluxograma - principais etapas de desenvolvimento	57
Figura 3.2: Representação detalhada, desenvolvimento das concepções	59
Figura 4.1: Elementos básicos	62
Figura 4.2: Configuração inicial completa	63
Figura 4.3: Esteira vertical <i>Jacobsladder</i>	65
Figura 4.4: Esteira vertical <i>Climbstation</i>	66
Figura 4.5: Treadwall M6 Pro-V	66
Figura 5.1: Concepção 1	70
Figura 5.2: Concepção 2	70

Figura 5.3: Concepção 3	71
Figura 5.4: Concepção 4	71
Figura 5.5: Concepção 5	72
Figura 5.6: Concepção 6	72
Figura 5.7: Concepção 1, barras - <i>Jacobsladder</i>	73
Figura 5.8: Concepção 2, agarras- <i>Climbstation</i>	74
Figura 5.9: Concepção 3, mista	74
Figura 5.10: Concepção 4, barras e agarras	75
Figura 5.11: Concepção 4, visão geral	75
Figura 5.12: Matriz de tomada de decisão - Estrutura	77
Figura 5.12: Matriz de tomada de decisão - Plataforma	79
Figura 5.14: Configuração geral da transmissão	85
Figura 5.15: Configuração do eixo A	86
Figura 5.16: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor, Eixo A	87
Figura 5.17: Eixo B	89
Figura 5.18: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor, Eixo B	90
Figura 5.19: Mancais de sustentação	92
Figura 5.20: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor, Eixo A	93
Figura 5.21: Representação Geral	94
Figura 5.22: Configuração Interna	96
Figura 5.23: Configuração das correntes	97
Figura 5.24: Fixação elementos de apoio	99
Figura 5.25: Diferenciais do projeto	100
Figura 5.26: Otimizações iniciais	106
Figura 5.27: Material da Estrutura	106
Figura 5.28: Configuração geral final	107
Figura 5.29: Desenho do mancal UPC 212	108
Figura 5.30: Representação, Mancais de rolamento e estrutura	109
Figura 5.31: Furos para a fixação dos parafusos	109
Figura 5.32: Representação do mancal	110
Figura 5.33: Configuração da seção da estrutura	110
Figura 5.34: Configuração geral	111
Figura 5.35: Configuração da superfície superior	111
Figura 5.36: Visão geral dos componentes	112

Figura 5.37: Malha Mancal	113
Figura 5.38: Malha Estrutura, visão geral	113
Figura 5.39: Malha Estrutura, visão superior	114
Figura 5.40: Qualidade de malha	114
Figura 5.41: Restrições de movimento	115
Figura 5.42: Condições de carga assumida	115
Figura 5.43: Grupos, contato	116
Figura 5.44: Corpos que entram em contato	116
Figura 5.45: “ <i>Contact Surfaces</i> ”	117
Figura 5.46: “ <i>Contact Surfaces</i> ”, zoom	117
Figura 5.47: “ <i>Contact Surfaces</i> ”, com o mancal ‘escondido’	117
Figura 5.48: Árvore de entidades	118
Figura 5.49: <i>Load Step</i> , SPCD	120
Figura 5.50: Curva ‘Tensão vs Deformação’, Aço 1020	120
Figura 5.51: Árvore de propriedades, Flambagem	121
Figura 5.52: <i>Load Step</i> , <i>Linear Static</i> - parte 1	122
Figura 5.53: Configuração <i>Load Step</i> - ‘Flambagem’	122
Figura 5.54: Análise Modal: Árvore de entidades	124
Figura 5.55: Deslocamento, visão geral	125
Figura 5.56: Deslocamento, face superior da estrutura	126
Figura 5.57: Elemento com maior deslocamento	126
Figura 5.58: ‘ <i>Stress</i> ’ na estrutura	127
Figura 5.59: Elemento de maior Stress. ID 8468	127
Figura 5.60: ‘ <i>Plastic Strain</i> ’, aproximação	128
Figura 5.61: ‘ <i>Plastic Strain</i> ’, Elemento 8486	128
Figura 5.62: Deslocamento	132
Figura 5.63: Stress, aproximação	133
Figura 5.64: Valores de F, em kN, para cada modo de flambagem	134
Figura 5.65: Modo 1 - Flambagem	134
Figura 5.66: Modo 2 - Flambagem	135
Figura 5.67: Modo 3 - Flambagem	135
Figura 5.68: Modo 4 - Flambagem	135
Figura 5.69: Modo 5 - Flambagem	136
Figura 5.70: Modo 6 - Flambagem	136

Figura 5.71: Modo 7 - Flambagem	136
Figura 5.72: Modo 8 - Flambagem	137
Figura 5.73: Modo 9 - Flambagem	137
Figura 5.74: Modo 10 - Flambagem	137
Figura 5.75: Valores de F, em Hz, para cada modo	138
Figura 5.76: Modo 1 - Vibração	138
Figura 5.77: Modo 2 - Vibração	139
Figura 5.78: Modo 3 - Vibração	139
Figura 5.79: Modo 4 - Vibração	139
Figura 5.80: Modo 5 - Vibração	140
Figura 5.81: Modo 6 - Vibração	140
Figura 5.82: Modo 7 - Vibração	140
Figura 5.83: Modo 8 - Vibração	141
Figura 5.84: Modo 9 - Vibração	141
Figura 5.85: Modo 10 - Vibração	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Dimensionamento de polias	26
Tabela 5.1: Dados gerais, dimensionamento do motor	81
Tabela 5.2: Dados para a seleção das polias	83
Tabela 5.3: Fatores para a determinação do Eixo A	88
Tabela 5.4: Fatores para a determinação do Eixo B	91
Tabela 5.5: Propriedades do material escolhido	104
Tabela 5.6: Pontos da curva de plasticidade	105
Tabela 5.7: Dimensões principais do mancal	107
Tabela 5.8: Dados início da deformação plástica no elemento crítico	131
Tabela 5.9: Frequências naturais	140
Tabela 5.10: Estimativa de custos	143

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	7
1.1. INTRODUÇÃO	7
1.2. JUSTIFICATIVA	10
1.3. OBJETIVOS	11
1.3.1. OBJETIVOS GERAIS	11
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. ESTEIRAS ERGOMÉTRICAS PARA TREINAMENTO ESPORTIVO	13
2.1.1. ESTEIRAS VERTICAIS PARA ESCALADA	14
2.2. COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO	16
2.2.1. ROLOS OU EIXO	16
2.2.2. INVERSOR DE FREQUÊNCIA	19
2.2.3. MOTOR ELÉTRICO	21
2.2.4. POLIAS E CORREIAS	24
2.2.5. MANCAIS DE ROLAMENTO	27
2.2.6. ELEMENTO DE SUPORTE	29
2.3. ANÁLISE ESTRUTURAL UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	31
2.3.1. ANÁLISE LINEAR ELÁSTICA	34
2.3.2. ANÁLISE DE FLAMBAGEM	40
2.3.4. ANÁLISE MODAL	44
2.4 ANÁLISE MERCADOLÓGICA	48
2.4.1. BENCHMARKING	48
2.4.2. MATRIZ DE TOMADA DE DECISÃO	49
2.4.4. ANÁLISE SWOT	50
2.4.4. ANÁLISE CANVAS	51
2.5. DESIGN FOR SIX SIGMA	53
2.5.1. DMAIC	54
2.5.2. METODOLOGIA TAGUCHI E ROBUST DESIGN	55
3. METODOLOGIA	57
3.1. ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO	57
4. PROJETO CONCEITUAL	61
4.1. DEFINIÇÃO DO PROPÓSITO	61
4.2. CONFIGURAÇÃO GERAL	61
4.3. BENCHMARKING - CONCORRENTES	64
4.4. FERRAMENTAS DE QUALIDADE E ANÁLISE MERCADOLÓGICA	67

5. DIMENSIONAMENTO E DETALHAMENTO DO PROJETO	69
5.1. CRIAÇÃO DAS CONCEPÇÕES	69
5.1.1. CONCEPÇÕES DE ESTRUTURA	69
5.1.2. CONCEPÇÕES PARA A PLATAFORMA	73
5.2. SELEÇÃO DA CONCEPÇÃO MAIS ADEQUADA	76
5.2.1. ESTRUTURAL	77
5.2.2. PLATAFORMA	79
5.3. DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES	80
5.3.1. MOTOR ELÉTRICO	80
5.3.2. POLIAS E CORREIAS	82
5.3.3. EIXO DE TRANSMISSÃO E MANCAIS DE ROLAMENTO	84
5.3.3.1. EIXO A	86
5.3.3.2. EIXO B	89
5.3.4. MANCAIS DE ROLAMENTO	92
5.4. CONFIGURAÇÃO GERAL DA ESTRUTURA	94
5.4.1. DISPOSIÇÃO INTERNA	96
5.4.2. DIFERENCIAIS DO PROJETO	98
5.5. SIMULAÇÕES VIRTUAIS	101
5.5.1. OTIMIZAÇÕES PRELIMINARES E INFORMAÇÕES GERAIS	102
5.5.1.1. MATERIAL	103
5.5.1.1.2. DESENHOS E DIMENSÕES	108
5.5.1.1.3. COMPONENTES	113
5.5.1.1.4. MALHAS	114
5.5.1.1.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO	116
5.5.1.1.6. CONTATO	117
5.5.1.1.7. ÁRVORE DE ENTIDADES	119
5.5.2. ANÁLISE LINEAR ELÁSTICA	120
5.5.3. ANÁLISE PLÁSTICA	120
5.5.4. ANÁLISE DE FLAMBAGEM	122
5.5.5. ANÁLISE MODAL	125
5.5.6. RESULTADOS	126
5.5.6.1. ANÁLISE PLÁSTICA	126
5.5.6.2. ANÁLISE ELÁSTICA	133
5.5.6.3. ANÁLISE DE FLAMBAGEM	135
5.5.6.4. ANÁLISE MODAL	140
5.6. ANÁLISE DE VIABILIDADE	146
6. DISCUSSÕES FINAIS	151
7. CONCLUSÃO	154
7.1. TRABALHOS FUTUROS	154

8 REFERÊNCIAS

155

APÊNDICE - A

161

1. INTRODUÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO

A busca pelo aprimoramento e manutenção do condicionamento físico, é de extrema importância para a saúde humana, uma vez que previne problemas ligados ao sedentarismo, como a obesidade, atrofia muscular, problemas articulares, distúrbios do sono, problemas cardiovasculares entre outros (RIBEIRO, 2019). Por isso, a procura por diferentes modalidades de esportes e formas de preparo físico alternativo aos mais convencionais vêm crescendo, ganhando cada vez mais atenção. Entre os principais exemplos destas modalidades, encontram-se o Ciclismo, *Crossfit*, Natação, Pilates, Yoga e a Escalada (SILVA, 2016).

O Montanhismo ou Escalada é um esporte de considerável dificuldade, que tem ganhado cada vez mais adeptos no Brasil, por ser uma atividade que pode reunir lazer e contato com a natureza, associando-os à prática esportiva (MARINHO, 2001). A adição do esporte nos jogos olímpicos de 2020, em Tóquio, trouxe ainda mais destaque para o esporte, sendo um reflexo do crescimento de sua popularidade (SCOLARIS, 2017). Nele, o praticante busca ganhar altitude subindo em superfícies irregulares de montanhas ou outros acidentes geográficos. A realização e prática do esporte pode durar desde poucos minutos até várias horas, demandando grande resistência física para poder, além de suportar seu próprio peso com poucos pontos de apoio, impulsionar-se verticalmente. A distância de possíveis locais para praticar o esporte, sejam eles em áreas urbanas ou não, juntamente com o tempo necessário para o deslocamento, dificultam a ocorrência de treinos constantes, muitas vezes comprometendo a preparação física dos praticantes. O despreparo físico, por sua vez, tende a aumentar a ocorrência de acidentes, como câibras, dores musculares ou lesões diversas durante a prática da atividade esportiva, podendo elas serem severas ou não.

Um grande empecilho relativo à preparação física para a escalada consiste na baixa quantidade de equipamentos disponíveis, que possibilitem um treinamento funcional efetivo e completo. Em sua grande maioria, os aparelhos e técnicas usadas na preparação para o montanhismo não conseguem garantir o trabalho da musculatura corporal de forma completa e satisfatória para o esporte, uma vez que são majoritariamente focados em regiões musculares específicas. Com isso, o desempenho durante a prática do esporte em ambientes

naturais fica prejudicado, uma vez que a maioria dos treinamentos convencionais não garantem o trabalho conjunto e constante das musculaturas, durante muito tempo (PEREIRA, 2010).

Uma alternativa para treinamento muito popular, usada por praticantes do montanhismo é a parede de escalada. Este equipamento garante um treino eficaz, proporcionando ao praticante a possibilidade de realização da atividade de forma a assemelhar-se ao máximo às situações reais. É comum encontrá-las em grandes ginásios voltados para o esporte, em campeonatos e durante a prática da Escalada *Indoor*. Entretanto, dentre os principais fatores que limitam seu amplo uso, destacam-se o elevado custo inicial e a necessidade de um ambiente com grande disponibilidade de espaço físico. Uma vez instalada, é necessário o uso de vários equipamentos de segurança, como capacete, freios, costuras, cadeira e cordas, o que demanda um investimento considerável, além de tempo de preparação (HONORATO, 2018). Além disso, quando construídas em ambientes menores, não é possível o uso simultâneo da parede de escalada por muitas pessoas. Tais fatores dificultam a popularização do esporte, uma vez que não é possível atender uma grande demanda de praticantes, se comparado a outros tipos de instalações, como uma academia convencional. Sendo assim, o tempo de preparação, custo e necessidade de espaço faz com que poucos centros de treinamento tenham este equipamento disponível.

A Figura 1.1 ilustra uma parede de escalada instalada na academia Pura Vida, localizada na Rua Senador Souza Naves, n. 873, Londrina - PR. A parede é construída de compensado naval, tendo 6 metros de altura e 2,2 metros de largura. Tal compensado é fixado em uma estrutura composta de barras de ferro entrelaçadas entre si, que foi montada apoiando-se na porção de parede localizada atrás do aparelho. Possui agarras artificiais de geometrias e materiais variados. A ancoragem, elemento que fixa a corda ligada ao praticante, é em formato de “P”, fixada no topo do aparelho, consiste basicamente de um elemento circular com orifício central que permite a passagem e fixação da corda ou mosquetão. O uso da mesma é monitorado pelos próprios instrutores do ginásio. Além disso, é possível observar que a instalação do equipamento só foi possível devido ao fato do ambiente possuir um vão que conecta dois andares. É também apresentado ao lado da Figura 1.1 os equipamentos de segurança individuais anteriormente citados, presentes na academia. São eles: A cadeira ou cinto, corda, capacete, sapatilha de escalada, freio e costura, destacados pelos respectivos números de 1 a 6.

Figura 1.1: Parede de Escalada.



Fonte: (HONORATO, 2018) adaptada.

O mercado brasileiro, por outro lado, oferece algumas alternativas de equipamentos dinâmicos, de pequeno porte, que atuam como um elemento facilitador no treinamento dos praticantes de escalada. Embora não sejam equipamentos desenvolvidos especificamente para o esporte, são usados de forma complementar para a manutenção do preparo físico de atletas. Dentre estes, temos simuladores de caminhadas, bicicletas ergométricas, elípticos, e simuladores de remada. Entretanto, por serem projetadas para o exercício de grupos musculares específicos, tais máquinas acabam sendo incompletas para o fim proposto, tornando necessário a adoção de vários equipamentos diferentes na garantia de ganho do condicionamento necessário para o esporte de escalada (POZZATO, 2010). O uso de uma maior gama de equipamentos encarece o investimento necessário, além de necessitar de uma grande área para instalação.

1.2. JUSTIFICATIVA

O presente trabalho encontra a sua justificativa na criação de uma esteira vertical que permita aos seus usuários simular diferentes tipos de treino, preparando-se de forma completa para a escalada ao ar livre. O projeto visa sanar problemas como a falta de equipamentos no mercado brasileiro, grande necessidade de espaço para a instalação de equipamentos convencionais, alto custo dos mesmos e dificuldade na elaboração de treinos que simulem de forma completa a prática deste esporte.

A prática e treino constante é uma forma de evitar acidentes ou lesões relacionados à falta de preparo físico (FERRER, 2002). Entretanto, o desenvolvimento da atividade em ambientes naturais é dificultado pelo tempo e pelos gastos envolvidos no deslocamento do esportista e todo seu equipamento até o local. Tais motivos tornam-se obstáculos para uma prática regular do esporte em ambientes não urbanos (MARINHO, 2001).

Apesar da elevada necessidade de preparação, sabe-se que poucos instrumentos proporcionam isoladamente um treino completo, capaz de manter os praticantes aptos à realização do esporte. No Brasil, o aparato mais eficiente existente para tal fim é a parede de escalada, que além de ser um elemento fixo, possui um custo inicial alto, quando comparados a outros equipamentos existentes. Necessita de ambientes com grande disponibilidade de espaço e não permite o uso simultâneo de vários praticantes. Uma alternativa ao uso da parede de escalada é o emprego conjunto de diferentes equipamentos, como a bicicleta ergométrica, *steps*, *jumpers*, aparelhos elípticos, de remada, barras paralelas e outros. Entretanto, apesar de exercitarem o corpo dos praticantes, esses equipamentos não atuam em todos os músculos simultaneamente, sendo portanto menos efetivos para o uso voltado ao treinamento de escalada (FERRER, 2002).

Sendo assim, este trabalho encontra a sua justificativa no desenvolvimento de um equipamento de treino que possa atender as necessidades de condicionamento de aspirantes e praticantes de escalada, ocupando um espaço menor do que aquele relacionado à uma parede de escalada convencional e podendo substituir as máquinas já existentes no mercado de maneira satisfatória. Devido ao seu tamanho, tal produto torna-se ideal para a preparação *indoor*, podendo ser instalado em academias de pequeno porte, condomínios ou residências em geral.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVOS GERAIS

Constituem metas do trabalho presente realizar o projeto e o dimensionamento de uma esteira vertical para o treinamento de escaladas. Tal produto deve possibilitar aos praticantes de montanhismo a possibilidade de realização de treinos em ambientes urbanos e fechados, com pouca disponibilidade de espaço, facilitando seu uso em centros de treinamento de pequeno porte ou em residências.

Além disso, é também um objetivo que o mesmo sirva como substituto para os equipamentos mais convencionalmente encontrados no mercado, tais como simuladores de caminhadas, bicicletas ergométricas, elípticos, e simuladores de remada. Por isso, torna-se importante garantir um posicionamento estratégico para o equipamento, além de um preço competitivo, levando em consideração suas características de funcionalidade.

A estimulação muscular proporcionada pelo mesmo deve assemelhar-se àquelas encontradas durante a prática de escaladas, isto é, exigir um trabalho conjunto e intenso de diferentes grupos musculares.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos, tem-se em uma etapa inicial o estudo e análise de mercado, buscando levantar informações que serão usadas posteriormente, acerca de características importantes, funcionalidades, concorrentes, atrativos, pontos a serem melhorados nos equipamentos já existentes e etc. Feito isso, são selecionadas as características essenciais para o equipamento, seguido da seleção de peças e, detalhamento e comprovação estrutural do mesmo. De forma sintética, é visado a criação de projetos informacionais, de desenvolvimento preliminar e por fim, de detalhamento. Abrangendo:

- *Benchmarking*;
- Criação e seleção da primeira concepção do produto;
- Determinação das características consideradas indispensáveis;
- Dimensionamento dos componentes mecânicos;
- Seleção das ferramentas de qualidade e de análise mercadológica;
- Desenho conceitual;
- Análises dos elementos estruturais;
- Proposta de melhorias, na estrutura e demais componentes;
- Desenho técnico final do conjunto;
- Análise de viabilidade;

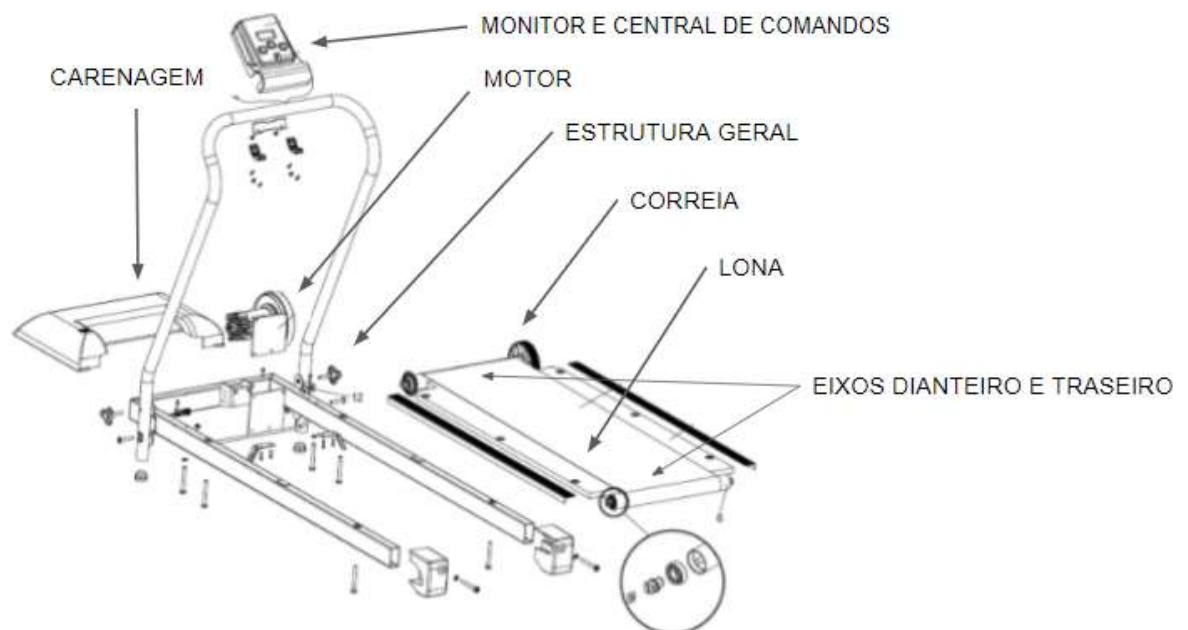
Em cada uma das etapas, é essencial observar pontos que podem melhorar o desempenho do produto, por meio do uso de diferentes ferramentas de qualidade que serão melhor discutidas no Capítulo 2.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. ESTEIRAS ERGOMÉTRICAS PARA TREINAMENTO ESPORTIVO

Esteiras ergométricas são equipamentos que simulam condições de corrida diversas, sendo usadas por públicos de diversas idades e para tipos de treinamento variados. Possuem dimensões diversas, de acordo com o modelo, adaptando-se a quesitos como o público alvo, peso suportado e valor de mercado. São compostas essencialmente por um motor, uma placa eletrônica responsável pela conversão de energia, correia, lona, rolo dianteiro e traseiro, monitor e um conjunto de sensores acoplados a um medidor de velocidade e uma central de comandos. Em alguns modelos mais sofisticados, é possível alterar a inclinação da esteira em poucos graus, possibilitando a realização de um exercício mais intenso (VARRIALE, 2017). A Figura 2.1 ilustra a configuração geral de uma esteira padrão.

Figura 2.1: Vista simplificada de uma esteira padrão.



Fonte: (VARRIALE, 2017) adaptada.

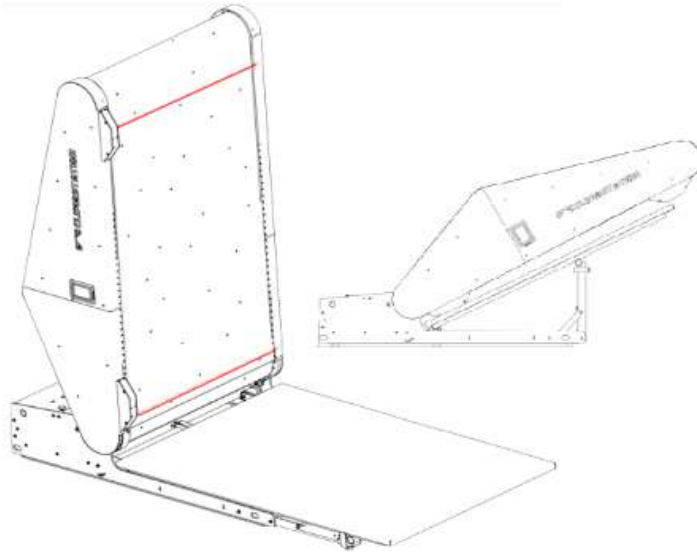
A placa eletrônica conversora é armazenada abaixo da carenagem da esteira, próxima ao motor. Ela é responsável por controlar a velocidade de rolagem da lona, de acordo com os

comandos recebidos pelo usuário, por meio do dispositivo de comandos. O motor elétrico é alimentado a partir da corrente obtida a partir de uma fonte externa de energia externa. O rolo dianteiro é acionado a partir do motor, tendo portando uma velocidade pré-determinada. Ele transmite o movimento à lona, que é mantida acoplada ao rolo traseiro, mantendo-se estendida. O medidor de velocidade, juntamente com a central de comandos ficam dispostos de forma a facilitar o alcance do usuário (MOVEMENT, 2015).

2.1.1. ESTEIRAS VERTICAIS PARA ESCALADA

Modelos de esteiras verticais são equipamentos que, voltam-se para a simulação da atividade de escalada, que em inglês, pode ser denominado como *climbing*. Quando comparados com as esteiras ergométricas convencionais, fica evidente a grande diferença entre as dimensões de ambos, apesar de possuírem configurações de operação semelhantes, sendo uma na vertical e outra na horizontal, além de manoplas e dispositivos que auxiliam na atividade de escalada. Apesar de já existentes, são produtos que raramente estão disponíveis para o mercado brasileiro. Assim como uma esteira padrão, possuem um motor elétrico, um conjunto de sensores conectados a um painel de controle, um inversor de frequência, uma esteira ou lona, e rolos, responsáveis por manter a lona ou esteira esticada durante seu funcionamento. Em adição, esteiras verticais possuem cilindros hidráulicos que mudam a inclinação da mesma, permitindo uma melhor regulagem por parte do usuário. Em alguns modelos, existem também sensores nas extremidades da mesma, permitindo uma regulagem automática da velocidade de rodagem, de acordo com a posição do praticante (CLIMBSTATION, 2012).

Figura 2.2: Esteira vertical Climbstation.



Fonte: (CLIMB STATION, 2012) adaptada.

A Figura 2.2 foi obtida a partir do manual da Climbstation. Para este produto em específico, é também possível identificar um equipamento de segurança adicional: o colchão na parte inferior do equipamento é responsável por amenizar possíveis quedas e também detectar pesos, parando imediatamente a movimentação da esteira. Motor, componentes hidráulicos, eletrônicos e de automação são posicionados na parte anterior do equipamento. A esteira, é visível na parte central da imagem, na qual as linhas vermelhas indicam o posicionamento dos sensores. À esquerda, tem-se um painel de controle. É um equipamento relativamente grande, medindo 3,5 x 1,7 x 3,4m (de comprimento, largura e altura, respectivamente (CLIMBSTATION, 2012)).

2.2. COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

O sistema de transmissão é responsável por transmitir e controlar o movimento da esteira, a partir do movimento rotacional que tem origem no motor do equipamento. Seu dimensionamento é feito com base nas condições de carregamento e solicitações das quais a máquina será submetida. No caso presente, os principais componentes a serem analisados são os eixos, o motor, polias e correias, assim como a relação de transmissão necessária para a transmissão da esteira e a estrutura do equipamento.

2.2.1. ROLOS OU EIXO

Os rolos ou eixos empregados podem ser divididos inicialmente em dois grupos, sendo eles eixos rotativos ou fixos. Neste último caso o mesmo atua de forma semelhante à uma viga, não transmitindo torque. Eixos rotativos, por sua vez, transmitem torque e são sujeitos a estados de tensões variantes e alternadas. Qualquer elemento de tensão na superfície do eixo vai do estado de tração à compressão à cada volta do mesmo, o que faz com que o mesmo deva ser projetado contra a fadiga, mesmo tendo cargas de flexão fixas. A determinação do diâmetro mínimo do eixo para evitar que o mesmo esteja sujeito à falhas engloba uma análise que pode envolver tensões de cisalhamento, e flexão, de acordo com a forma com que o mesmo é solicitado. Na ausência de concentradores de tensões localizados, que podem causar tensões multiaxiais complexas, é considerado um caso de fadiga multiaxial simples (NORTON, 2003).

O material usado no eixo varia de acordo com as condições do projeto. O aço é uma boa escolha quando se objetiva minimizar deflexões, dado que possui elevado módulo de elasticidade, são materiais isotrópicos e dúcteis. Devido ao fato de o produto não ser planejado para operar em um ambiente corrosivo, não existe a necessidade do uso de materiais como bronze ou aço inoxidável. A variação no processo de fabricação e acabamento dos eixos, devem ser considerados, uma vez que alteram os limites de resistência do material, como a laminação dos à quente ou a frio dos mesmos, por exemplo.

A potência mecânica no eixo (P_e) é calculada pelo produto entre o torque transmitido (T) e sua velocidade angular (w). Ambos os elementos (torque e velocidade angular) podem

variar no tempo, embora na maioria dos casos sejam constantes, de acordo com a aplicação. São encontrados de acordo com as condições de operação estipuladas em projeto.

$$P_e = T \cdot w \quad (2.1)$$

As cargas atuantes no eixo, como citado anteriormente, podem ter natureza de cisalhamento, flexional ou axial. Esta última, apesar de poder ser calculada, não é diretamente considerada nos cálculos relativos aos eixos. Nos casos mais comuns, o elemento está sujeito a um torque constante e a um momento variado, devido ao efeito de rotação do próprio eixo. As tensões de flexão média (σ_m) e alternada máxima (σ_a) são aquelas que atuam na superfície externa do eixo, sendo determinadas por meio de:

$$\sigma_a = \frac{k_f \cdot (M_a \cdot c)}{I} \quad (2.2)$$

$$\sigma_m = \frac{k_{fm} \cdot (M_m \cdot c)}{I} \quad (2.3)$$

em que os coeficientes k_f e k_{fm} são referentes aos concentradores de tensão de fadiga por flexão, para as cargas médias e alternadas, respectivamente. O valor I e c , são respectivamente o momento de inércia e a distância da superfície do eixo até o centro do eixo analisado. Para o caso de um eixo com seção circular, tem-se:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (2.4)$$

$$c = \frac{d}{2} \quad (2.5)$$

As tensões torcionais de cisalhamento média e alternante podem ser encontradas por:

$$\tau_a = \frac{k_{fs} \cdot (T_a \cdot r)}{J} \quad (2.6)$$

$$\tau_m = \frac{k_{fsm} \cdot (T_m \cdot r)}{J} \quad (2.7)$$

Em que k_{fsm} e k_{fs} são fatores de concentração de tensão torcional de fadiga para componentes médias e alternantes, respectivamente. Novamente, para uma seção transversal sólida e redonda, podemos encontrar os valores de r e J respetivamente por:

$$r = \frac{d}{2} \quad (2.8.1)$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (2.8.2)$$

De forma geral, o dimensionamento de um eixo segue alguns procedimentos padronizados, que buscam encontrar o diâmetro mínimo para o mesmo. Projetá-lo com o menor comprimento possível e mantê-lo bi-apoiado, são práticas que visam minimizar suas tensões e deflexões, resultando em um menor diâmetro mínimo para o componente. Concentradores de tensões, tais como irregularidades na geometria do eixo, devem sempre que possível serem posicionados longe dos pontos de maior momento fletor, uma vez que tal prática possibilita uma maior vida para os mesmos, evitando que os momentos máximos atuem nos pontos em que existem concentradores de tensão.

Como é sabido, peças submetidas a esforços cíclicos ou variáveis estão sujeitas ao fenômeno de fadiga. É necessário portanto, projetar o elemento para resistir a este tipo de esforço, diferentemente do caso estático. No caso de eixos, a correlação entre os concentradores de tensão estáticos e dinâmicos, que são representados por K_t e K_f , é feita a partir do fator de sensibilidade ao entalhe (q). Este, é calculado a por meio da constante de Neuber (a), obtida graficamente, e o raio do entalhe do componente mecânico (r). O fator de sensibilidade ao entalhe, que assume valores entre 0 e 1, e é igual ao inverso da relação entre as raízes da constante de Neuber e o raio do entalhe, mais um. Com ele, obtem-se o fator de concentração de tensões dinâmico, com base no Equação 2.9.2, isto é:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}} \quad (2.9.1)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.9.2)$$

A equação final para determinar o diâmetro de um eixo maciço é dada por:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fsm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.10)$$

Na Equação 2.10, N_f corresponde ao fator de segurança com que se deseja trabalhar. M_a é o momento alternado ao qual o eixo está sujeito, K_{fs} é o fator de concentração de tensão torcional por fadiga média, T_a torque alternado. K_{fsm} fator de concentração de tensão por fadiga para a flexão, M_m momento médio atuante, K_{fsm} o fator de concentração de tensão torcional por fadiga alternante T_m torque médio S_{ut} é o limite de resistência à tração do material e S_f resistência à fadiga.

2.2.2. INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O motor elétrico pode ter sua velocidade regulada por meio de um dispositivo externo. O acionamento e controle da sua velocidade são realizados por meio de um inversor de frequência, que é em síntese, é um tipo de controlador. Ao acionar um motor elétrico e ao mesmo tempo variar a frequência e a tensão que é fornecida ao motor, o mesmo pode controlar a sua velocidade e potência consumida (BARRETO, 2015).

O meio mais usado no controle de motores por meio de inversores de frequência em corrente alternada é a VSI (*voltage source inverter*). Com ele, é possível realizar a modulação de tensão em frequência e amplitude, o que possibilita controlar o motor elétrico (MOHAN, 2007). Um aspecto importante a se analisar é a refrigeração do mesmo, uma vez que a dinâmica térmica do inversor influencia diretamente nas perdas por comutação das chaves. O uso de *coolers* é a solução mais comumente encontrada para o problema citado (BARRETO, 2015).

Em esteiras ergométricas, o inversor de frequência fica conectado ao painel de comandos, permitindo um controle direto da velocidade do equipamento. Este, permite um aumento ou diminuição suave da velocidade de rotação, evitando picos de força e, por consequência, aumentando a durabilidade dos componentes e a interação com o usuário.

O número de modelos de placas inversoras ofertadas no mercado brasileiro é muito amplo, sendo necessário separá-los de acordo com a aplicação específica. Os inversores aplicados em esteiras ergométricas precisam suportar vibrações moderadas e baixas variações térmicas. Os modelos de placa inversora mais usados para tais equipamentos são os inversores de frequência IEX 70, R5i, R4 e CDC 25 (BARRETO, 2015). A seleção do modelo mais apropriado será feita posteriormente, durante o desenvolvimento do projeto.

Figura 2.3: Interface inversor de frequência HMIR CFW 500.



Fonte: (BARRETO, 2015).

2.2.3. MOTOR ELÉTRICO

O motor elétrico é uma máquina que, por definição, transforma a energia elétrica em energia mecânica, fornecendo torque e velocidade angular (WEG, 2021). Pode-se dizer que o fornecimento de torque e velocidade são suas funções básicas. A parada, partida, controle do sentido de rotação, proteção contra variações de carga elétrica, proteção mecânica e a regulação de velocidade são outras funções que alinham o motor elétrico com os objetivos do presente projeto. O início da rotação de um motor elétrico acontece no momento em que o momento de carga inicial é vencido, instante no qual ocorre sua partida. Para desacelerar o mesmo, é aplicada uma variação de sua alimentação ou até mesmo uma frenagem dinâmica. O sentido de rotação do motor pode ser controlado na maioria dos casos, por meio de um controle externo (SOUZA, 2009).

De forma geral, pode-se dividir os motores elétricos em dois grandes grupos, com base na sua alimentação, sendo eles os motores de corrente contínua (cc) e os motores de corrente alternada (ca). Além da forma de alimentação dos mesmos, outra grande diferença é destacada quanto à forma de controle da velocidade. Em motores de corrente contínua, controla-se a velocidade de rotação variando-se a tensão aplicada no mesmo, ao passo que os motores de corrente alternada, varia-se a velocidade pelo controle da frequência de entrada fornecida (PETRUZELLA, 2013).

Em aplicações nas quais é necessário o controle mais detalhado da velocidade, são usados motores elétricos de indução. Neste tipo de motor, seus principais componentes são o estator, fixo e o rotor, como parte móvel. É possível obter-se qualquer velocidade de operação, que esteja entre seus limites mínimo e máximo. Operando com corrente alternada, tal motor possui algumas vantagens, quando comparado aos motores de corrente contínua, como a construção simples e de baixo custo, apresentando para a mesma potência, um porte menor do que motores elétricos de corrente contínua (PETRUZELLA, 2013). A Figura 2.4 representa um modelo geral de motor elétrico.

Figura 2.4: Motor elétrico, modelo.



Fonte: (PETRUZELLA, 2013) adaptada.

No presente trabalho, o controle da velocidade rotacional do motor será feito em situações nas quais o usuário deseje modificar as condições do exercício realizado, como por exemplo, aumentar ou diminuir a velocidade.

A Figura 2.4, acima, mostra a configuração geral de um motor elétrico padrão, com rotação de 40 rpm, alimentação de corrente contínua, 12V. Seu sentido de rotação e velocidade podem ser alterados com o uso de um inversor.

Durante o desenvolvimento do projeto, será feita a seleção do motor usado, com base nas cargas exercidas pelo usuário e a esteira e dimensionamentos do sistema mecânico e de transmissão. Para determinar a potência mínima do motor, é realizada uma estimativa inicial do torque requerido, com base na soma do peso do usuário e das peças presentes na plataforma. O torque fornecido pelo motor, de determinada potência, pode ser obtido ao se rearranjar a Equação 2.11, na qual o cv deve ser a unidade de potência. O torque fornecido pelo motor deve ser igual ou maior do que o torque requerido, em $N.m$, dado pela Equação 2.12.

$$Pot = \frac{T_{form} \cdot rpm}{7162} \quad (2.11)$$

$$T_{requerido} = D_{istância} \cdot Força \quad (2.12)$$

A distância é aquela entre o ponto de aplicação da forma e o eixo do motor. Ao igualar-se ambas as equações apresentadas, encontra-se um valor mínimo para a potência do motor, que é dado pela Equação 2.13.

$$P_{ot} = \frac{rpm \cdot Dist \cdot Peso}{7162} \quad (2.13)$$

O valor da distância entre a força peso resultante e a distância da mesma com o eixo central do motor são obtidos após a realização das concepções para a plataforma e para o equipamento, já que as mesmas são necessárias para ter-se uma relação mais precisa das dimensões da esteira.

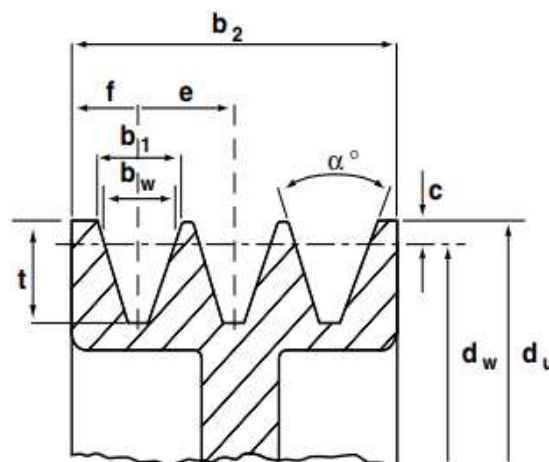
Uma vez determinada a potência mínima necessária para atender às necessidades de operação, faz-se a seleção do motor por meio de catálogos, disponibilizados por fabricantes. O uso de motores ou peças ligeiramente maiores do que as necessidades calculadas do projeto é uma prática comum, uma vez que garante o funcionamento do conjunto mesmo quando submetido a variações diversas nas condições de operação e esforços (PHADKE, 1989).

2.2.4. POLIAS E CORREIAS

Polias são elementos cilíndricos, que podem apresentar ou não canais periféricos, sendo estes, empregados quando for necessário assegurar uma maior adesão da polia com a correia. Tal necessidade varia de acordo com as solicitações às quais o produto será submetido, mudando de projeto para projeto. Elas são acopladas à eixos de equipamentos mecânicos com o intuito de transmitir movimento entre eles. As correias atuam como o vínculo necessário para a transmissão deste movimento entre duas polias. Os materiais mais empregados na confecção de uma polia são ferro fundido, aços, ligas leves e materiais sintéticos. Elas podem ser classificadas como: aro plano, aro abaulado, com guia, polia em v simples, em “v” múltipla, para correia dentada e para correia redonda, de acordo com a geometria de seu aro, na qual a correia tem contato (MARTINS, 2018).

Quanto à correia, pode-se empregar para sua construção materiais fibrosos diversos, materiais sintéticos, combinados ou até couro de boi (MARTINS, 2018). A geometria da correia em v garante uma maior força de atrito na superfície, quando comparado com geometrias planas. As dimensões de construção para polias seguem normas específicas, para cada perfil usado, conforme mostrado a seguir. Além disso, a transmissão de movimento pode acontecer em sentidos de rotação iguais, inversos e entre eixos não paralelos, de acordo com a disposição da correia e das polias. A Figura 2.5 representa as variáveis geométricas para um o perfil de uma polia em v.

Figura 2.5: Dimensões principais para uma polia em “V”.



Fonte: (Catálogo CHALLENGE, 2013).

Como citado, as dimensões de construção de uma polia são padronizadas, de acordo com o perfil de correia empregado, seu diâmetro externo e ângulo do canal. A Tabela 2.1 estabelece uma relação entre as variáveis citadas e o diâmetro externo.

Tabela 2.1: Dimensionamento de polias.

Perfil	dw (mm)	α °	b1	bw	c	f	e	lmin
SPZ	Até 80	34	9.7	8.5	2.0	8±0.3	12±0.3	11+0.6
	Mais de 80	38						
SPA	Até 118	34	12.7	11.0	2.8	10±0.3	15±0.3	14+0.6
	Mais de 118	38						
SPB	Até 190	34	16.3	14.0	3.5	12.5±0.4	19±0.4	18+0.6
	Mais de 190	38						
SPC	Até 315	34	22.0	19.0	4.8	17±0.5	25.5±0.5	24+0.6
	Mais de 315	38						

Fonte: (Catálogo CHALLENGE, 2013).

Para o bom funcionamento do conjunto, é necessário verificar a ausência de possíveis desgastes nos canais das polias, assim como trincas, deformações ou porosidades. Além disso, deve-se sempre verificar a ausência de vestígios de óleos e graxas, assim como garantir o alinhamento de seus componentes. Sabe-se que os principais problemas relacionados a esse sistema de transmissão são causados pela má manutenção, instalação ou dimensionamento do dispositivo.

Uma vez conhecida a potência do motor, determina-se o fator de serviço, f_s , que pode ser obtido com base no tempo projetado de funcionamento e a função. A potência projetada é o produto entre a potência do motor e o fator de serviço, dada pela Equação 2.14.

$$P_p = P_{motor} \cdot F_s \quad (2.14)$$

A relação de transmissão consiste na relação entre os diâmetros das polias usadas. É necessário respeitar os limites mínimos e máximos para tais diâmetros, que podem ser encontrados por meio da Tabela 2, presente na bibliografia adotada (MELCONIAN, 2009). O comprimento da correia é dado pela Equação 2.15, em que C corresponde à distância entre os centros das polias, D é o diâmetro da polia maior e d é o diâmetro da polia menor.

$$L = 2 \cdot C + 1,57 \cdot (D + d) + 0,25 \cdot C \cdot (D - d)^2 \quad (2.15)$$

Como é de se esperar, as correias possuem comprimentos padronizados. Por isso, é preciso saber o perfil da mesma, para poder por fim encontrar seu modelo. Também no mesmo livro, a seleção do tipo de perfil da correia é realizada por meio do gráfico 2, presente na bibliografia utilizada, no qual a potência projetada e a rotação do motor delimitam os tipos de correia, que podem variar das categorias “A” até a “E”.

O comprimento de ajuste (L_a) é o comprimento da correia que não toca nenhuma das polias. É obtido por meio da Equação 2.16.

$$L_a = L_c - 1,57.(D + d) \quad (2.16)$$

A distância entre centros ajustada (C_a) é obtida por meio do fator de correção da distância entre centros (h),. Este, é encontrado por meio da Tabela 20, que relaciona os diâmetros das polias e o comprimento de ajuste, (MELCONIAN,2009). A distância entre centros ajustada é dada pela relação:

$$C_a = [L_a - h.(D - d)]/2 \quad (2.17)$$

Com ele, obteve-se o fator de correção do comprimento de correia (F_{cc}), por meio da Tabela 22. E, por meio da Tabela 23, encontram-se o fator de correção do comprimento do arco (F_{ca}), que é o arco formado pela porção da correia que não toca as polias. A potência por correia (P_{pc}) é obtida pela Equação 2.18.

$$P_{pc} = (P_b + P_a).F_{cc}.F_{ca} \quad (2.18)$$

Finalmente, o número de correias a ser usado é obtido pela relação entre a potência projetada (P_p) e a potência por correia (P_{pc}).

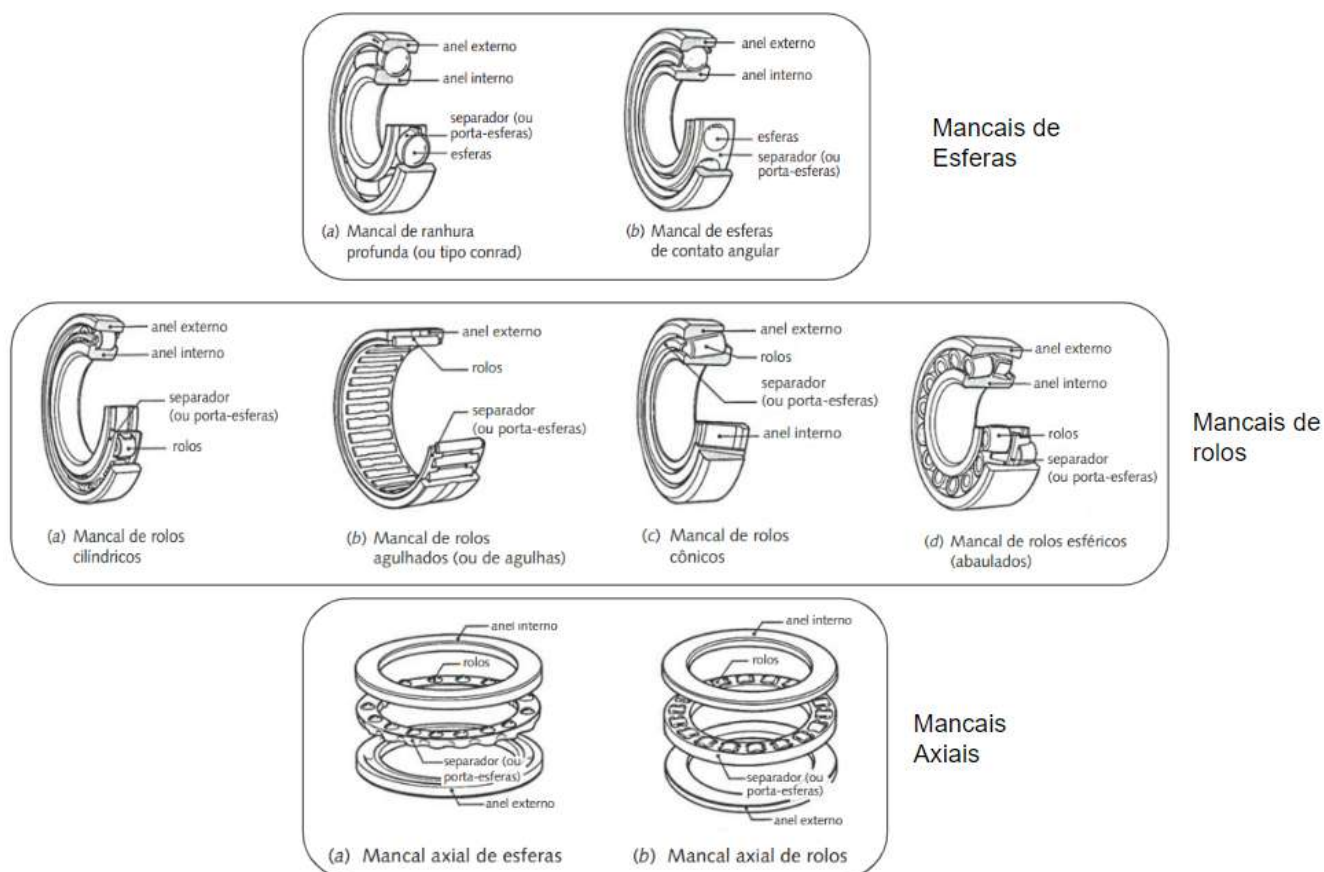
$$P_p/P_{pc} = \text{Número de correias} \quad (2.19)$$

2.2.5. MANCAIS DE ROLAMENTO

Os mancais de rolamento são elementos de máquinas desenvolvidos para diminuir ao máximo o atrito e a resistência mecânica de eixos com seus respectivos suportes. São constituídos por dois anéis de aço, separados por uma ou mais fileiras de esferas ou rolos. Estes, são mantidos equidistantes por meio de um elemento separador, chamado de gaiola. O anel mais externo, é fixado na peça de suporte e o anel mais interno, no eixo.

De forma mais geral, os rolamentos podem ser classificados como de esferas ou rolos. Quanto ao tipo de carga, podem ser divididos entre radiais, axiais ou mistos. Dentre estes, é ainda possível dividi-los entre diferentes tipos, sendo eles: fixo com uma carreira de esferas, de agulha, de contato angular, autocompensador, cilíndrico, de rolos cônicos e axiais. A Figura 2.6 ilustra os tipos de rolamento mais comumente encontrados.

Figura 2.6: Tipos de Mancais de Rolamento.



Fonte: (NORTON, 2013) adaptada.

Uma vez conhecidas as dimensões do eixo e do local de suporte, determina-se então os diâmetros interno e externo do rolamento que pode ser empregado. Posteriormente, é necessário conhecer as condições nas quais o mesmo irá trabalhar, como o peso do conjunto, condições de carga e velocidade de rotação. Consulta-se então o catálogo do fabricante, para selecionar o rolamento mais apto às funções propostas (NORTON, 2013). A Vida Útil Nominal do Rolamento (de esferas), também conhecida como L_{10} , corresponde ao total de milhões de revoluções que o elemento pode ser submetido sem apresentar danos causados por fadiga, para uma determinada confiabilidade. Ela pode ser obtida, para os mancais de esfera, por meio da Equação 2.20.1, em que C e P correspondem à carga nominal dinâmica, dada pelo fabricante, e carga atuante no rolamento, respectivamente. O termo K_R é referente ao fator de confiabilidade, para uma probabilidade de falha pré estipulada. Estipula-se, no presente trabalho, um fator de confiabilidade de 90%, resultando em um K_R de valor unitário.

$$L_{10} = K_R (C/P)^3 \quad (2.20.1)$$

Mancais de rolo, por sua vez, possuem a vida L_{10} dada por:

$$L_{10} = K_R (C/P)^{10/3} \quad (2.20.2)$$

Para o caso de mancais sujeitos à forças radiais e axiais combinadas, determina-se uma carga P equivalente, conforme a Equação 2.20.3, obtida pela soma do produto entre a carga radial (F_r), o fator radial (X) e o fator de rotação (V) com o produto da carga axial (F_a) e o fator axial (Y). Estes, são determinados com o auxílio de uma tabela específica.

$$P = XVF_R + YF_a \quad (2.20.3)$$

2.2.6. ELEMENTO DE SUPORTE

Talvez a parte mais importante de uma esteira vertical seja sua configuração de sustentação e suporte, uma vez que é a mesma que garante a segurança do usuário durante o uso do equipamento. Para assegurar a segurança do dispositivo, faz-se necessário a realização de cálculos que comprovem que seus componentes responderão de forma satisfatória aos esforços presentes durante o treinamento. Tais cálculos podem ser realizados por meio de cálculos estruturais.

São propostas inicialmente duas abordagens distintas para o suporte em si. Na primeira, ele será realizado com barras de alumínio, que são resistentes à oxidação que seria causada pelo contato do suor do usuário com as peças. Além disso, o alumínio é um elemento leve e com propriedades amplamente conhecidas. Tais barras serão acopladas à estrutura girante do equipamento, permitindo o controle de sua velocidade de acordo com as necessidades impostas pelo treino almejado. A Figura 2.7 ilustra tal configuração de encaixe, na qual as barras centrais são acopladas à estrutura lateral, que se movimenta.

Figura 2.7: Configuração inicial para o encaixe das barras.



Fonte: (JACOBS, 2001), adaptada.

A segunda opção, consiste no uso de perfis metálicos ou um perfil de lona, conectado à rolos que serão posicionados nas extremidades do equipamento, de forma semelhante à uma esteira ergométrica convencional. Entretanto, serão fixados nesta lona ou perfil elementos que permitam que o praticante se segure. Tais elementos terão formas diferentes, imitando a

geometria de pedras, encontradas na prática real do esporte. A Figura 2.8 ilustra tal configuração.

Figura 2.8: Segunda opção de configuração para o suporte do usuário.

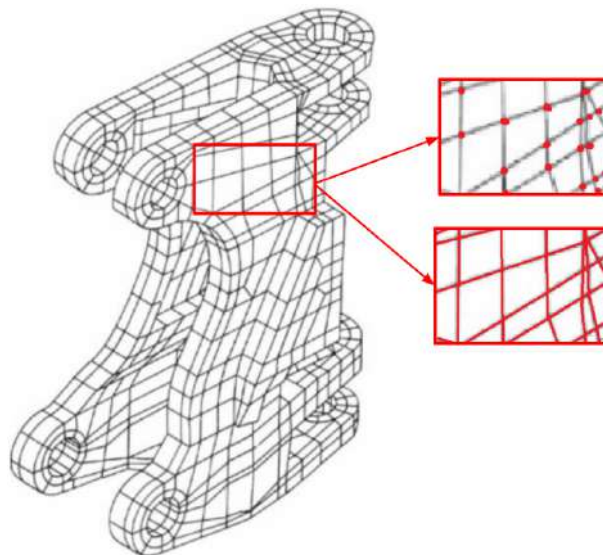


Fonte: (CLIMBSTATION, 2012), adaptada.

2.3. ANÁLISE ESTRUTURAL UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O comportamento de um corpo ou equipamento, sob diferentes condições de estímulo pode ser previsto usando o Método dos Elementos Finitos (MEF). O método em questão é um procedimento numérico usado para determinar soluções aproximadas de problemas de valores sobre o contorno das equações diferenciais. Tal abordagem, consiste na discretização do elemento, que é divisão da análise do corpo ou do sistema em um número finito de elementos, ou subdomínios, que são conectados entre si por nós ou pontos nodais. Dessa forma, ao invés de resolver-se o problema para o corpo inteiro em uma única análise, são formuladas equações para cada elemento, combinando-as a fim de obter a solução geral (LOGAN, 2011). O processo de discretização é representado na Figura 2.9.

Figura 2.9: Discretização de um componente de uma retroescavadeira.

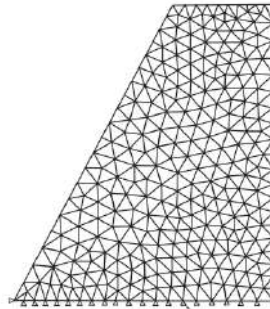


Fonte: (LOGAN, 2011), adaptada.

Na figura apresentada (Figura 2.9), foram destacados os nós e os elementos, respectivamente. Juntos, formam a malha. É um exemplo de discretização de uma peça. Cada um destes nós, pode apresentar seis tipos de movimento ou graus de liberdade, combinados ou não entre si, sendo eles um deslocamento angular ou linear, nas direções x , y ou z . As propriedades geométricas e mecânicas do corpo, que constituem condições de contorno, farão com que o número final de graus de liberdade seja ou não alterado.

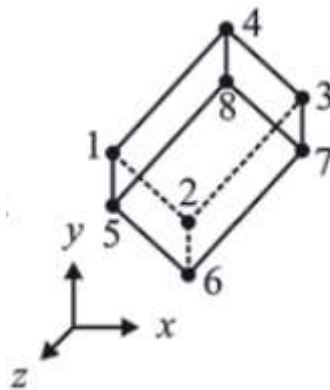
O formato e tamanho dos elementos pode variar de acordo com a aplicação desejada. Em casos bidimensionais, é muito comum o uso de quadriláteros e triângulos. Este último, mais usados para geometrias com contornos irregulares, uma vez que assim, os contornos são mais facilmente aproximados. Em casos tridimensionais, é muito comum o uso de prismas ou quadriláteros. São exemplos as Figuras 2.10 a 2.12.

Figura 2.10: Distribuição bidimensional de nós. Elementos triangulares



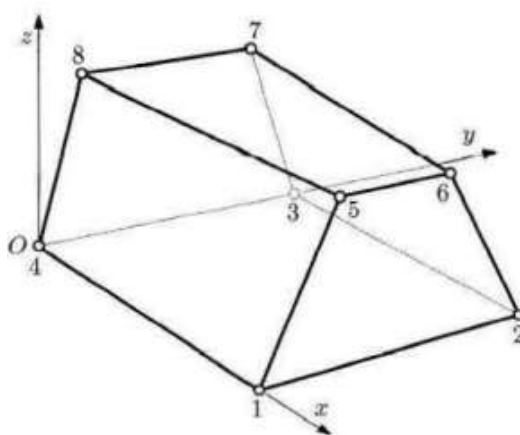
Fonte: (LOGAN, 2011)

Figura 2.11: Distribuição tridimensional de nós. Elemento quadrilátero.



Fonte: (DARYL, 2011).

Figura 2.12: Elemento Hexaédrico linear de oito nós.



Fonte: (TEIXEIRA, 2004)

O número de nós em uma estrutura qualquer representa a quantidade total de incógnitas presentes no cálculo da mesma. Uma quantidade elevada de nós trará como consequência uma menor variação dos valores calculados no interior do elemento, o que pode ser considerada uma vantagem, uma vez que trará resultados mais precisos; entretanto pode ser também uma desvantagem, pois aumenta a complexidade da análise. Em outras palavras, pode-se dizer que para malhas de qualidade, quanto menor a área do elemento finito criado, mais próximo do valor real o resultado obtido será.

Para tornar possível a realização de cálculos envolvendo uma grande quantidade de incógnitas, é vantajoso adotar a notação matricial. Com ela, a formulação das equações de rigidez torna-se mais direta. A matriz é definida como sendo um arranjo de linhas ou colunas que é normalmente usado para auxiliar na representação e solução de equações algébricas. A matriz de deslocamento é, como o próprio nome já diz, composta pelo deslocamentos de cada nó em cada direção, conforme citado no início deste tópico. A matriz de força define a força atuante em cada um dos mesmos. Por último, a matriz de rigidez global é uma matriz quadrada, que relaciona os respectivos coeficientes de rigidez existentes entre cada um dos nós. Caso não exista relação ou conexão entre 2 nós quaisquer, por exemplo, as posições correspondentes aos mesmos terão valor nulo na matriz. As matrizes descritas são apresentadas no tópico subsequente, uma vez que são usadas na explicação de conceitos relacionados à Análise Linear Elástica.

2.3.1. ANÁLISE LINEAR ELÁSTICA

A análise linear estática não leva em consideração forças ou propriedades do material variáveis no tempo. Seu principal objetivo é analisar os esforços e deslocamentos internos da estrutura, baseado no carregamento externo e nas propriedades e geometria do material, sendo estes constantes (ALVES FILHO, 2012). Uma vez sabido os limites de tensão do material, é possível prever o comportamento do mesmo quando sujeito a determinado esforço, com isso, determinar seu coeficiente de segurança estático, também chamado de fator de segurança ou fator de serviço (NORTON, 2013).

Na análise em questão, o critério de falha e coeficiente de segurança estático, são obtidos a partir do limite de escoamento do material. Uma vez que outros tipos de falha podem afetar a estrutura, se faz necessário a implementação de outras análises, de forma a complementar e assegurar o bom funcionamento do projeto (LOGAN, 2011). Define-se portanto como falha, no contexto presente, qualquer alteração na peça que resulte em distorções grandes o suficiente para que a mesma não esteja mais adequada para desempenhar as funções de projeto (NORTON, 2013).

Conforme descrito anteriormente, a notação matricial é composta pela matriz de forças, pela matriz de deslocamentos e a matriz de rigidez global. Representadas respectivamente pelas equações 2.21, 2.22 e 2.23.

$$\{F\} = \{F_{1x} F_{1y} F_{1z} F_{2x} F_{2y} F_{2z} \dots F_{nx} F_{ny} F_{nz}\}^{-1} \quad (2.21)$$

$$\{d\} = \{u_1 v_1 w_1 u_2 v_2 w_2 \dots u_n v_n w_n\}^{-1} \quad (2.22)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

As matrizes de força, rigidez e deslocamento relacionam-se, conforme a Equação 2.24.

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.24)$$

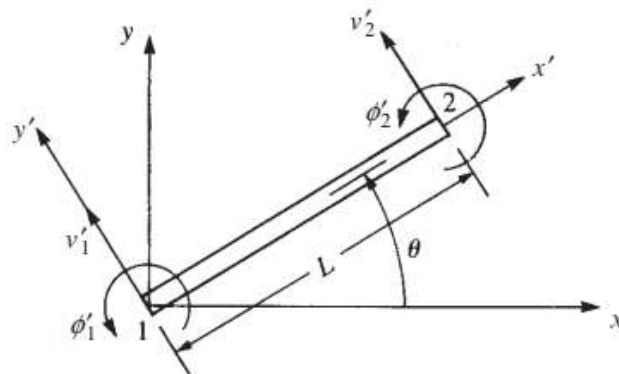
De forma expandida, a relação é correspondente à:

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ \vdots \\ F_{nz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{2n} \\ \vdots & & & \\ K_{n1} & K_{n2} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ w_n \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

Nos casos em que os corpos estão na mesma posição, a análise dos mesmos é corretamente realizada sem a necessidade de converter coordenadas, uma vez que ambos estarão no sistema global. Entretanto, quando os mesmos não se encontram nas mesmas posições, é necessário realizar uma conversão dos elementos de sua equação, isto é, as forças, deslocamentos e matrizes de rigidez.

Quanto à matriz de rigidez, é possível obtê-la também para um eixo ou elemento arbitrariamente orientado. Neste caso, adota-se um sistema de coordenadas local, descrito pelas coordenadas x' e y' e global (x e y), conforme apresentado bidimensionalmente na Figura 2.13.

Figura 2.13: Elemento arbitrariamente orientado.



Fonte: (LOGAN, 2011)

Observa-se que um deslocamento linear no sistema local de coordenadas pode ser descrito no sistema global por meio de acordo com a transformação de coordenadas. Isto é:

$$\begin{Bmatrix} u'_1 \\ v'_1 \\ u'_2 \\ v'_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C & S & 0 & 0 \\ -S & C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C & S \\ 0 & 0 & -S & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (2.26)$$

Em que C e S representam respectivamente o cosseno e o seno do ângulo Θ .

Define-se então a matriz de transformação $[T]$. É ela que permite realizar a representação de deslocamentos do sistema de coordenadas local para o sistema de coordenadas global. Dessa forma, uma força atuante no sistema local (f'), pode ser escrita no sistema global (f) com base no equacionamento a seguir.

$$\{f'\} = [T]\{f\} \quad (2.27)$$

Tomando como exemplo a matriz de rigidez de uma barra, que é sabidamente o produto de seu módulo de elasticidade e sua área transversal dividido pelo seu comprimento, teremos a formulação dada pela Equação 2.28.

$$\begin{Bmatrix} f'_{1x} \\ f'_{1y} \\ f'_{2x} \\ f'_{2y} \end{Bmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u'_1 \\ v'_1 \\ u'_2 \\ v'_2 \end{Bmatrix} \quad (2.28)$$

Com base nas Equações 2.28 e 2.27, podemos perceber que para obter a força atuante no sistema nas coordenadas globais, deve-se realizar a operação a seguir.

$$\{f\} = [T]^{-1}[k'][T]\{d\} \quad (2.29)$$

A matriz de rigidez no sistema de coordenadas x e y será portanto dada por:

$$[k] = \{f\}\{d\}^{-1} = [T]^{-1}[k'] [T] \quad (2.30)$$

A operação apresentada pela Equação 2.30 permite a realização de cálculos que relacionam forças ou constantes de diferentes sistemas de coordenadas, convertendo-os em um único sistemas de coordenadas e portanto, permitindo a realização de cálculos.

Quanto à matriz de rigidez elástica, sabe-se que para um eixo qualquer, submetido a esforços axiais, o valor de sua constante de rigidez “k” será dado pelo produto da área de sua seção transversal e seu módulo de elasticidade, dividido pelo comprimento do mesmo. Isto é:

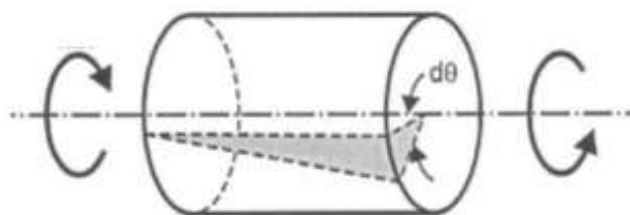
$$[k] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} C^2 & CS & -C^2 & -CS \\ CS & S^2 & -CS & -S^2 \\ -C^2 & -CS & C^2 & CS \\ -CS & -S^2 & CS & S^2 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

A matriz de rigidez local, para o caso de flexão, é dada pela Equação 2.31. A transformação da mesma para a matriz de flexão global é feita seguindo a Equação 2.32

$$[K] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

A torção, que é o fenômeno que tende a fazer a peça girar no seu próprio eixo axial, conforme representado na Figura 2.14. Seus casos mais comuns ocorrem em eixos de transmissão e muito frequentemente ela é combinada com um momento fletor e uma força cortante (LEONHARDT, 1982).

Figura 2.14.: Torção em um elemento cilíndrico.



Fonte: (BASTOS, 2017)

A matriz de torção local é dada pela Equação 2.33, em que G , J e L correspondem respectivamente ao módulo de elasticidade transversal, momento de inércia polar e o comprimento do elemento.

$$[k] = \frac{GJ}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

Uma vez conhecidas todas as matrizes de rigidez que serão objeto de estudo de um problema, é necessário somá-las, a fim de obter uma matriz de rigidez global para a estrutura. Conforme apresentado nas Equações 2.30 e 2.31, faz necessário converter os vetores para as coordenadas globais, quando os mesmos não estiverem representados nas mesmas. A multiplicação dos vetores de coordenadas locais pelo inverso da matriz de transformação converte os mesmos em coordenadas globais, conforme representado nas Equações 2.34, 2.35 e 2.36.

$$\{d\} = \sum_{i=0}^{i=n} [T]^{-1} \cdot \{d'_i\} \quad (2.34)$$

$$\{f\} = \sum_{i=0}^{i=n} [T]^{-1} \cdot \{f'_i\} \quad (2.35)$$

$$[K] = \sum_{i=0}^{i=n} [k'_i] = \sum_{i=0}^{i=n} [T]^{-1} [k_i] \quad (2.36)$$

Com base nas equações apresentadas anteriormente, é possível a conversão dos elementos, e conseqüentemente, a análise de um problema levando em conta mais variáveis, com diferentes sistemas de coordenação. Assegurando-se que todos os elementos se encontram-se no mesmo sistema de coordenadas global, tem-se a formulação geral, dada por:

$$\{F\} = [K] \cdot \{d\} \quad (2.37)$$

2.3.2. ANÁLISE DE FLAMBAGEM

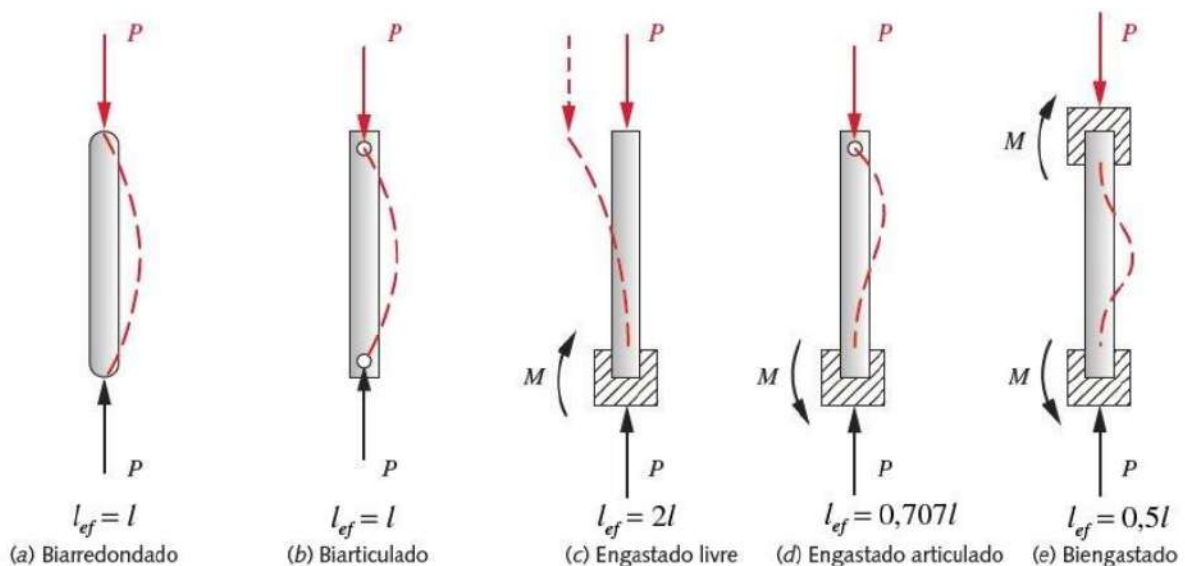
O fenômeno de flambagem é caracterizado pela curvatura de uma determinada peça, quando submetida a solicitações específicas. Ele está presente majoritariamente em peças que são submetidas a um esforço axial e que possuem também uma área transversal pequena, quando comparada ao seu comprimento. Tal configuração também pode ser chamada de "geometria esbelta". O uso de uma geometria diferente pode aumentar a resistência à flambagem de uma determinada peça, mas a modificação da mesma nem sempre é possível.

O índice de esbeltez (λ) foi criado com o intuito de mensurar a vulnerabilidade de uma barra à flambagem, isto é, a probabilidade do elemento sofrer com instabilidade (COOL., ROBERT, 2001). Ele é definido como:

$$\lambda = l_e / i = l_e / \sqrt{I/A} \quad (2.38)$$

em que l_e e i são referentes ao comprimento de flambagem e ao raio de giração. O raio de giração é definido como sendo a raiz quadrada da relação entre o momento de inércia e a área transversal da viga. O comprimento de flambagem varia de acordo com o tipo de engaste do componente, conforme ilustrado na Figura 2.15.

Figura 2.15. Relações para o comprimento de flambagem equivalente.



Fonte: (NORTON, 2013).

Um aspecto importante sobre a flambagem é que ela é um critério de falha que ocorre muito frequentemente antes da falha por deformação elástica. Sendo assim, um elemento esbelto qualquer pode falhar antes de atingir sua tensão de escoamento, uma vez que a falha por flambagem não depende do limite de escoamento do material, mas sim de seu módulo de Young (SHAMES, 2012).

Na análise de flambagem são considerados quatro tipos de equilíbrio, sendo eles o equilíbrio estável, não estável e neutro. O primeiro, ocorre quando a força axial aplicada em uma coluna ou elemento qualquer é menor do que a força crítica para que a flambagem ocorra. O equilíbrio não estável é quando a carga crítica é menor do que a força atuante no elemento, e o corpo está na iminência do fenômeno. O equilíbrio neutro ocorre quando a carga aplicada na viga é exatamente igual à carga crítica de flambagem.

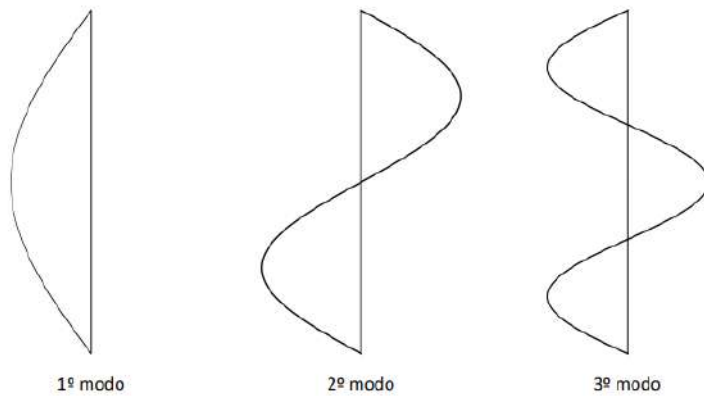
A flambagem pode ocorrer em duas configurações distintas, sendo elas a global ou local. Na primeira, o fenômeno ocorre na barra como um todo e na segunda, em um local específico. Neste último caso, não ocorre a translação de ambas as extremidades do componente.

A determinação da carga crítica de flambagem é feita com base na Equação 2.39.

$$P_{crít} = n^2 \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (2.39)$$

Na Equação 2.39, E , I , L e n correspondem respectivamente ao módulo de elasticidade, momento de inércia, comprimento total do elemento e o comprimento de flambagem (SHAMES, 2012). A Figura 2.16, ilustra os três primeiros modos de flambagem de uma viga qualquer, para valores de n iguais a 1, 2 e 3, respectivamente.

Figura 2.16: Os três primeiros modos de Flambagem.



Fonte: O autor.

O maior interesse em relação ao fenômeno é voltado para o primeiro modo de flambagem, que corresponde à menor carga crítica. É importante ressaltar que é possível determinar a forma com que a flambagem ocorre, em cada um de seus modos, mas não a deflexão do corpo (HIBBELER, 2004).

A análise linear de elementos finitos para a flambagem baseia-se em métodos com autovalores e autovetores. A carga crítica para um estrutura linear ideal e seu modo de flambagem são assim obtidos. Ressalta-se que o método obtém resultados não conservadores, uma vez que desconsidera imperfeições da estrutura. Além disso, comente o comportamento antes do momento em que o fenômeno ocorre pode ser analisado. Problemas que envolvem autovalor e autovetor são caracterizados pela existência de mais de uma solução. No caso da flambagem, apenas o menor valor obtido é considerado (ANSYS, 2015). O equacionamento adotado para este tipo de estudo é dado pela Equação 2.40.

$$([K] + \lambda_i[S]). \{\Psi\}_i = \{0\} \quad (2.40)$$

Os termos $[K]$, λ , $[S]$ e $\{\Psi\}$ referem-se respectivamente à matriz de rigidez, matriz de rigidez geométrica, aos autovalores e autovetores de deslocamento (ANSYS, 2015). Por meio da solução, encontra-se o menor autovalor positivo λ , que determinará a carga de flambagem crítica, por meio da expressão:

$$P_{cr} = \lambda \cdot F_0 \quad (2.41)$$

$$\{F_0\} = [K].\{U\} \quad (2.42)$$

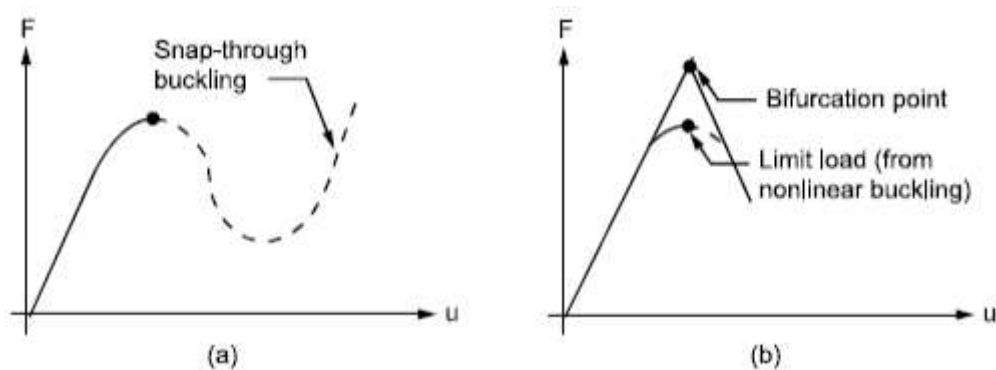
Em que F_0 é a carga inicial, usada para gerar a matriz $[S]$.

O estudo da flambagem não linear pode trazer resultados mais precisos, levando em conta os efeitos adversos provenientes da deformação do elemento. O modelo que adota a técnica não linear leva em conta fatores como imperfeições iniciais, comportamento plástico da estrutura e resposta à grande deflexão. A equação adotada para a análise não linear é:

$$\{F\} = \{[K] + [k_c]\}.\{U\} \quad (2.43)$$

Em que $\{F\}$, $[K]$, $[k_c]$ e U são respectivamente a matriz coluna, que contém as cargas aplicadas em cada nó, a matriz de rigidez, a matriz de rigidez corrigida, após a aplicação da carga e o incremento devido a última. A matriz $[k_c]$ deve ser corrigida para cada novo incremento. A Figura 2.17 representa um comparativo entre ambos os modos de análise linear (b), mais conservadora, e a análise não linear (a).

Figura 2.17: Curvas de Flambagem.



Fonte: (ANSYS, 2015)

É possível observar em (b) que a carga crítica para a flambagem não linear é ligeiramente menor do que aquela obtida no estudo linear. Com ela, é possível obter valores mais conservativos. As não linearidades podem ser provenientes de fatores como a própria geometria do corpo, contato entre componentes ou propriedades do material usado (ANSYS, 2015).

2.3.4. ANÁLISE MODAL

A análise modal é um processo constituído de técnicas teóricas e experimentais, que possibilitam a construção de um modelo matemático que represente o comportamento dinâmico do sistema estudado (NÓBREGA, HANAI, 2005). É uma ferramenta de extrema importância no estudo e desenvolvimento de um novo produto. Ela pode ser descrita também como um procedimento para a determinação de características do sistema que são baseadas em fatores como a massa, frequência natural, amortecimento, elasticidade e da distribuição ou configuração geral da estrutura. Com estes elementos, torna-se possível prever o comportamento do elemento isolado ou de um conjunto de elementos, para diferentes e variadas condições de excitação (RAO, 2007).

Na análise modal, a resposta à vibração de um sistema dinâmico, pode ser expressa como a combinação linear de um conjunto de movimentos harmônicos simples, que são chamados de modos de vibração. Com este conceito e com a combinação de Fourier, é possível obter o resultado final de uma combinação de esforços cíclicos variados e diferentes, para uma determinada estrutura. O modelo de elementos finitos torna possível a discretização de praticamente qualquer estrutura dinâmica, o que aprimora muito a acurácia de análises modais teóricas (HE AND FU, 2011).

Um sistema com mais graus de liberdade, muito possivelmente, irá apresentar mais picos em sua análise modal, para a análise em frequência, sendo cada um destes, devido às suas diferentes respostas em relação às suas frequências naturais. Uma estrutura real, possui um número infinito de graus de liberdade e conseqüentemente, infinitos modos vibratórios. Entretanto, do ponto de vista prático, é possível obter uma resposta satisfatória ao se analisar apenas os pontos de maior importância (EWINS, 2000).

É fundamental para projetos mecânicos verificar a possibilidade de ocorrência de comportamentos indesejados na estrutura, para diferentes modos de vibração, evitando-os. Tal procedimento é facilitado devido ao fato de poder ser calculado computacionalmente, por meio de softwares específicos. Os modos de vibração são padrões de deformação que serão adquiridos pela estrutura, quando a mesma entra em condição de ressonância. Após ser submetida a uma vibração forçada, a estrutura apresentará algumas oscilações e posteriormente, voltará ao seu estado de equilíbrio, uma vez que a energia cinética da mesma será dissipada, devido ao amortecimento (EWINS, 2000).

Quanto ao desenvolvimento de projetos, é importante que a frequência natural do equipamento esteja longe da frequência das vibrações as quais o mesmo será submetido,

durante condições normais ou extraordinárias de trabalho. Isso é possível por meio da variação da massa ou da rigidez da estrutura. Dessa forma, evitam-se efeitos de ressonância indesejados (RAO, 2007). A frequência natural pode ser determinada por:

$$F_n = \sqrt{k/m} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.44)$$

Em que k , m e ω são respectivamente a constante elástica, a massa e a frequência angular.

No caso de eixos ou vigas que suportam várias massas, como por exemplo, pontos de apoio, engrenagens, acoplamentos, polias, volantes e etc, é possível realizar uma abordagem mais simplificada, para a obtenção das frequências de oscilação ao assumir que o sistema é composto por um número pequeno de pontos.

A análise modal feita a partir do Método de Elementos Finitos (MEF), é baseada no uso de matrizes para descrever as características dinâmicas do sistema, o que permite obter respostas mais detalhadas sobre o mesmo. É muito comum obter o modelo de resposta de uma estrutura qualquer experimentalmente, e a partir daí, aplicar técnicas de modificação estrutural ou subestruturação (INMAN; SINGH, 2014).

A equação matricial do movimento de elementos submetidos à esforços externos sem amortecimento é dada por:

$$[m]\ddot{u} + [k]u = \{F\} \quad (2.45)$$

em que $[m]$, $[k]$ e $\{F\}$ são respectivamente a matriz de massa, de rigidez e o vetor de forças externas (RAO, 2007).

Em um sistema amortecido, teremos também a matriz de amortecimento, obtendo-se portanto a Equação 2.48. Isto é:

$$[m]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [k]u = \{F\} \quad (2.46)$$

Por meio da resolução de um problema de autovalores e autovetores, é possível obter as frequências naturais e os modos de vibração de uma estrutura discretizada não amortecida qualquer. É necessário, entretanto, igualar as forças externas aplicadas no elemento estudado a zero, para a resolução do problema de autovalores e autovetores, conforme a Equação 2.47.

$$[m]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [k]u = \{0\} \quad (2.47)$$

$$[[K] - W_n^2[M]]\{\phi_r\} = \{0\} \quad (2.48)$$

Em que $[K]$, $[M]$, W_n e ϕ_r são a matriz de rigidez, de massa, as frequências naturais (autovalores) e os modos de vibração (autovetores), respectivamente.

A solução para a Equação 2.48 é obtida a partir da suposição de uma solução exponencial complexa, na forma de $u(t) = ue^{-iw t}$. Dessa forma, derivando o termo, teremos respectivamente para a velocidade e aceleração, $\dot{u} = w_n ue^{-iw t}$ e $\ddot{u} = w_n^2 ue^{-iw t}$. É então possível isolar os termos referentes à frequência natural, obtendo-se então uma nova organização matricial, dada por:

$$[m]w^2 e^{-iw t} + [C]we^{-iw t} + [k]e^{-iw t} = \{0\} \quad (2.49)$$

De modo simplificado, pode-se reescrever a Equação 2.49 de forma mais simplificada, adotando-se uma matriz $[A]$, que corresponde à soma das matrizes $[m]$, $[C]$ e $[k]$ juntamente com os termos da frequência, conforme a Equação 2.50.

$$[A] = [m]w^2 + [C]w + [k] \quad (2.50)$$

$$[A]\{u\}e^{iw t} = \{0\} \quad (2.51)$$

O determinante da matriz $[A]$, que é obtida após a reorganização do sistema de equações apresentados pela Equação 2.53, é um polinômio, cujas raízes de seu determinante são as frequências naturais do sistema. Quando os termos relativos à frequência (w), que estão dentro da matriz $[A]$, são substituídos pelas raízes do polinômio, encontram-se os modos de vibrar, relativos a cada frequência natural, respectivamente autovetores e autovalores (RAO, 2007).

Experimentalmente, é também possível obter os parâmetros modais com base na Função de Resposta em Frequência (FRF), que é a relação entre a resposta obtida para uma

excitação conhecida. Isto é, são mensurados os parâmetros de resposta do sistema como deslocamento, velocidade ou aceleração, para uma determinada excitação. É também possível a identificação dos parâmetros modais por meio da representação da magnitude e fase de forma gráfica (AVITABILE, 2001).

2.4 ANÁLISE MERCADOLÓGICA

2.4.1. *BENCHMARKING*

Em um cenário empresarial cada vez mais competitivo, faz-se necessário garantir a qualidade e eficiência da produção, a fim de assegurar a fidelidade dos atuais clientes e potencialmente encontrar novos. Entretanto, também é preciso comparar-se, para poder realçar e avaliar o que é feito e desenvolvido relacionando-se a outras organizações que atuam em setores iguais ou próximos. O *Benchmarking* mostra-se então como uma poderosa ferramenta na comparação de produtos, processos ou serviços em relação aos seus concorrentes.

Basicamente, uma empresa define os fatores de maior impacto na sua performance, classificando-os quanto à sua importância. Eles servirão assim como uma referência que poderá ser usada pela equipe no desenvolvimento de iniciativas para melhorar a posição da mesma em relação aos seus concorrentes. É, portanto, uma ferramenta que induz empresas a evoluir estrategicamente, baseando-se em seus principais concorrentes (WIREMAN, 2015).

O *Benchmarking* pode ser classificado em várias categorias, de acordo com a forma que auxilia a empresa. As principais classificações são: competitivo, funcional, de cooperação e interno. O *Benchmarking* competitivo baseia-se diretamente nos concorrentes, avaliando relações internas e externas, como organização ou compatibilidade com clientes. Funcional refere-se à busca por etapas que podem ser aplicadas em qualquer empreendimento, como a gestão financeira, por exemplo. De cooperação quando duas empresas firmam uma parceria no intuito de enriquecer métodos, trocando experiências e criando estratégias. O interno, busca entender resultados e diferentes níveis de produtividade de setores variados (TAGUCHI, 1986).

2.4.2. MATRIZ DE TOMADA DE DECISÃO

No desenvolvimento de um novo projeto, já existe, normalmente, uma ideia geral do que se deseja realizar, com poucas informações específicas sobre o produto (MCCAHAN, 2017). Dada esta situação recorrente, fica evidente a necessidade de tomar decisões sobre as etapas que terão sequência, assim como selecionar as melhores metodologias. A matriz de tomada de decisão permite realizar essa escolha, tendo na análise vários critérios diversos.

A seleção de critérios varia de projeto para projeto, tendo como exemplos mais comuns o tempo de desenvolvimento, custo, qualidade final e dificuldade relacionada. Cada um dos critérios pode receber um valor de importância diferente, de acordo com o cenário da empresa e de como é realizada a análise. Uma vez selecionados, cada concepção ou prática recebe uma nota para cada critério anteriormente criado. A concepção que tiver o maior valor médio para todos os critérios é então a mais indicada.

Figura 2.18: Matriz de tomada de decisão.

CONCEPÇÃO	IMPACTO	ESFORÇO	LUCRATIVIDADE	VISÃO	OUTROS PARÂMETROS	TOTAL
CONCEP. 1						
CONCEP. 2						
CONCEP. 3						

Fonte: O autor.

2.4.4. ANÁLISE SWOT

A sigla *SWOT*, faz referência a um conceito de origem norte-americana, cujos termos correspondem às abreviações de *strengths*, *opportunities*, *weaknesses* e *threats* (forças, oportunidades, fraquezas e ameaças, respectivamente). Por isso, é também possível encontrar o conceito sendo definido como FOFA, no Brasil. A metodologia foi criada pelo empresário Albert Humphrey, nos anos 60 e posteriormente aprimorada por professores da Universidade de Harvard. E é, em essência, uma técnica de planejamento estratégico

A ferramenta atua no planejamento e desenvolvimento de uma gestão estratégica, evidenciando vantagens e desvantagens em um novo projeto relacionando-os com o cenário da empresa. Com isso, é possível obter maior segurança quanto aos resultados de uma nova implementação, já que a melhor visualização dos pontos positivos e negativos proporciona uma tomada de decisão mais inteligente (OSTERWALDER, 2011).

As informações coletadas são apresentadas em um quadro, que recebe o nome de matriz SWOT. Nela, é mais prático separar pontos fortes e fracos e determinar a viabilidade de uma nova medida. Representativamente, fatores positivos são colocados em uma primeira coluna, sendo eles as forças e oportunidades, ao passo que as fraquezas e ameaças, que constituem fatores negativos, são posicionados na coluna ao lado, possibilitando a comparação. A Figura 2.19 ilustra o posicionamento dos itens na matriz.

Figura 2.19: Análise SWOT.

SWOT	FATORES POSITIVOS	FATORES NEGATIVOS
AMB. INTERNO	(<i>STRENGTHS</i>)	(<i>WEAKNESSES</i>)
AMB. EXTERNO	(<i>OPPORTUNITIES</i>)	(<i>THREATS</i>)

Fonte: (TAGUCHI, 1986), adaptada.

Na imagem, forças e fraquezas dizem respeito a aspectos que tornam o produto a ser desenvolvido mais ou menos atrativo, respectivamente e se referem tanto às características internas da empresa quanto ao meio externo. Ameaças constituem situações adversas que podem vir a prejudicar o desempenho do produto no mercado. Oportunidades são em síntese, acontecimentos que podem criar vantagens na implementação do projeto. Ao obter-se informações sobre os aspectos de maior relevância no projeto, torna-se mais prático

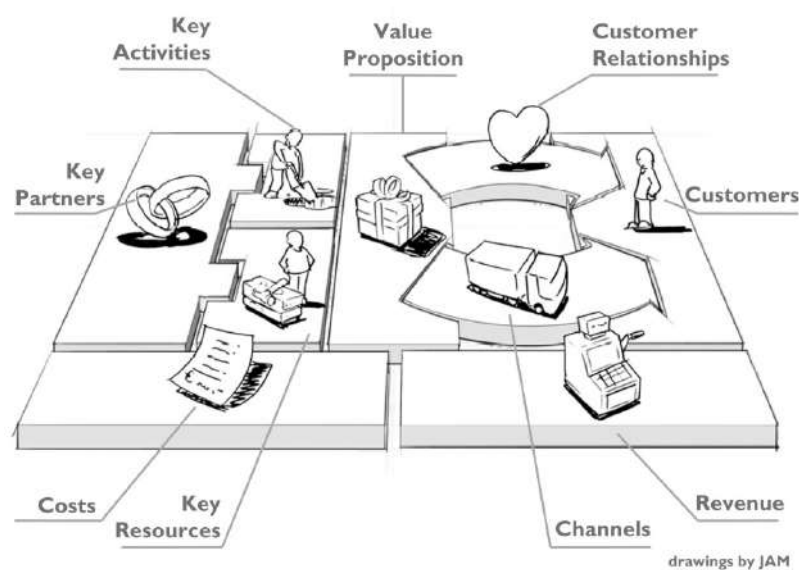
desenvolvê-lo ou adaptá-lo. Isto é, mesmo que um projeto não possua bons resultados em uma análise prévia, é possível alterar características que tornem o plano mais suscetível ao sucesso (TAGUCHI, 1986).

2.4.4. ANÁLISE CANVAS

A ferramenta de análise de negócio Canvas atua na gestão estratégica da empresa, desenvolvendo um modelo de negócio. É um mapa visual que contém um conjunto de informações que relaciona os dados de maior importância para a empresa, como: parceiros e atividades de maior importância, recursos chaves, propostas de valor, relacionamento com os clientes, canais de logística e o perfil do público alvo. Foi idealizada pelo suíço Alexander Osterwalder, no início dos anos 2000.

Dentre as principais vantagens do emprego da ferramenta Canvas, destaca-se a facilidade de compreensão e interpretação da mesma, uma vez que as informações são dispostas e organizadas de forma a facilitar o entendimento. Tal organização torna mais evidente os objetivos da empresa, aumentando a comunicação e competitividade da mesma, uma vez que o melhor entendimento do processo permite tomar medidas mais assertivas. À seguir, é mostrada uma representação do funcionamento do modelo (BIAVA, 2017).

Figura 2.20: Representação da estruturação do modelo Canvas.



Fonte: (BIAVA, 2017).

Com base na Figura 2.20, é possível visualizar as divisões presentes no modelo proposto. No seguimento *Key Partners* ou clientes chave, são definidas as pessoas ou organizações que são o público alvo da empresa. Conhecendo-os, torna-se mais fácil desenvolver ações para atender tal público de forma mais eficiente. Nas atividades chave ou *Key Activities*, são listados os itens ou processos que não podem deixar de acontecer para o bom funcionamento da empresa. Em *Value Proposition* ou proposta de valor, entende-se qual o valor é entregue ao cliente, isto é, os serviços e produtos oferecidos. A relação com o cliente (*Customer Relationships*) relaciona as motivações da empresa com as necessidades e expectativas de seus consumidores, mostrando o que pode ser realizado para potencializar a satisfação do cliente com os recursos disponíveis. *Channels* (canais) está diretamente relacionado com a forma com que a empresa se comunica com o comprador. *Costs* e *Key Resources* (respectivamente custos e recursos chave) são referentes aos custos envolvidos na produção e aos recursos que não podem faltar para o seu bom desenvolvimento (OSTERWALDER, 2011).

2.5. DESIGN FOR SIX SIGMA

O *Design for Six Sigma* é em essência, uma metodologia ou conjunto de ações, que visa aprimorar processos já existentes, sejam eles de manufatura ou até mesmo prestações de serviços. Originou-se nos anos 80, na empresa Motorola, sendo posteriormente, nos anos 90, empregada e aprimorada na *General Eletrics* (GE). Foi somente nos anos 2000 que o método começou a ganhar destaque em outras áreas, trazendo melhorias significativas em empresas ligadas à produção de autopeças, têxteis, químicas, de vendas, logística e outras. É um método prático e objetivo, tendo sua aplicação voltada para a resolução de problemas crônicos e com origem não conhecida (RONALD, 2000).

O aprimoramento na performance de processos resulta em uma produção mais confiável, com menor taxa de defeitos e desperdícios, garantindo uma melhor aceitação por parte dos clientes. Ao possibilitar e criar maneiras de mudar e adaptar processos, a metodologia em questão retrabalha e reorganiza conceitos, métodos e ferramentas, aprimorando-os e criando novas relações de trabalho e liderança. Por também trabalhar com a relação do colaborador com o processo de produção em si, um outro benefício da metodologia, apontado no livro *Winning*, de Jack Welch e Suzy Welch (2005), é “capacidade de desenvolver grandes líderes” (WELCH, 2005).

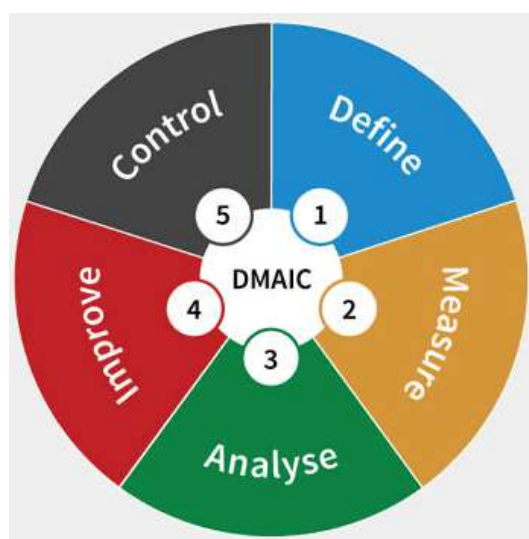
O *Six Sigma* faz-se necessário pois processos e pessoas necessitam de uma metodologia que trabalhe simultaneamente a melhora e a solução de problemas diversos. Por isso, a capacidade de relacionar o desenvolvimento de processos e ao mesmo tempo trabalhar o fator humano é apontado como outro grande diferencial da ferramenta (RONALD, 2000). Dentre os fatores humanos trabalhados, destaca-se a cultura de mudança, trabalho em equipe, senso de urgência, foco no consumidor e lucro. Evolução do processo, análise de variação, gerenciamento, métodos estatísticos e medidas quantitativas são exemplos de fatores que se relacionam com a produção.

É mostrado que companhias que empregam corretamente a metodologia Six Sigma conseguem aumentar de uma maneira significativa o lucro relacionado com seus processos. Para empresas de grande porte, o percentual de retorno é aumentado de 1 a 2 por cento, e para empresas de médio e pequeno porte, esse percentual passa a encontrar-se em um intervalo de 3 à 4 por cento (RONALD, 2012).

2.5.1. DMAIC

O método DMAIC é uma das principais ferramentas empregadas no Six Sigma. Suas siglas significam respectivamente *Define*, *Measure*, *Analyze*, *Improve* e *Control*, que em uma tradução para o português: definir, medir, analisar, melhorar e controlar. Em síntese, a metodologia atua como um roteiro otimizado para a implementação de mudanças gerais, tornando mais simples a tomada de decisões. Os principais objetivos são aprimorar a gestão e os processos da empresa, reduzir custos e desperdícios, aumentar a produtividade e melhorar a qualidade dos produtos (ROGER, 2010).

Figura 2.21: Método DMAIC, ilustração.



Fonte: (FRAGA, 2020).

A primeira etapa, *Define*, é baseada na seleção e definição dos pontos que deverão ser trabalhados, juntamente com os profissionais que constituirão a equipe. Os objetivos almejados com o emprego do método são alinhados neste ponto. *Measure*, emprega dados estatísticos para indicar o desempenho e possibilitar uma comparação posterior, comprovando ou não a eficácia do trabalho realizado. Dentre as ferramentas usadas nesta etapa, destacam-se o diagrama de Ishikawa e o gráfico de Pareto. A terceira fase, *Analyze*, formula as ações que devem ser mais efetivas para solucionar o problema, apontando também a causa de maior importância para o mesmo. Dentre as técnicas que podem ser usadas nesta etapa, têm-se os 5 porquês da qualidade. *Improve* é o momento em que se seleciona os melhores métodos de solução, dentre aqueles previamente apontados, iniciando-se a implementação.

Tais mudanças devem ser monitoradas por um membro da equipe, acompanhando sua execução. Por fim, a última etapa, *Control*, é aquela na qual são monitorados os resultados da implementação, sendo quantificados os retornos referentes ao processo em si. Nesta etapa, pode ser feito o uso de *checklists* ou outras ferramentas estatísticas (TAGUCHI, 1986).

Na seção 5.5.1, são citados alguns exemplos de emprego da metodologia. Nestes, alterações referentes à escolha do material, otimização da geometria, variação das espessuras do componente e de suas demais dimensões foram realizadas, no intuito de otimizar o equipamento.

2.5.2. METODOLOGIA TAGUCHI E *ROBUST DESIGN*

A estratégia de robustez ou também chamada de metodologia Taguchi recebeu este nome por causa do seu desenvolvedor, Genichi Taguchi, que foi um engenheiro e estatístico japonês, que ficou mundialmente conhecido após implementar métodos de melhoria de produção em seu país, no cenário pós segunda guerra mundial. Sinteticamente, a metodologia busca reduzir a variação final de um produto, aprimorando por consequência a confiabilidade e rentabilidade dos itens envolvidos. Ao abordar e eliminar a variação em um determinado estágio de um produto qualquer, evita-se falhas nos estágios posteriores, proporcionando ganhos em custos e tempo. Objetiva-se obter produtos suficientemente robustos a fim de assegurar a alta qualidade dos mesmos, mesmo com variações que possam vir a ocorrer no processo (PHADKE, 1989).

Para poder garantir a qualidade final, busca-se desenvolver produtos que sejam pouco sensíveis às flutuações presentes no ambiente de produção e de uso do produto. O controle da qualidade pode ser dividido em *off-line*, nos casos em que engloba o uso de atividades anteriores ao início da produção ou *on-line*, que controla os processos de produção, já em linha.

O projeto robusto se divide em quatro etapas principais, sendo elas a formulação do problema, a coleta de dados, análise de efeitos e a previsão ou confirmação. Nesta primeira etapa, formula-se a função principal de uma situação qualquer, correlacionando variáveis e resultados de cada processo com o problema para o qual é proposta a solução. A coleta de dados pode ser feita por simulações ou através de modelos simplificados do produto. A análise de efeitos correlaciona os resultados analisados, permitindo obter a configuração ideal

do processo. Na última etapa, visa-se confirmar e validar os conceitos trabalhados. Se os resultados forem satisfatórios, as ideias ou conceitos são implementados e, caso não forem, faz-se uma nova iteração das etapas citadas (ROSS, 1995).

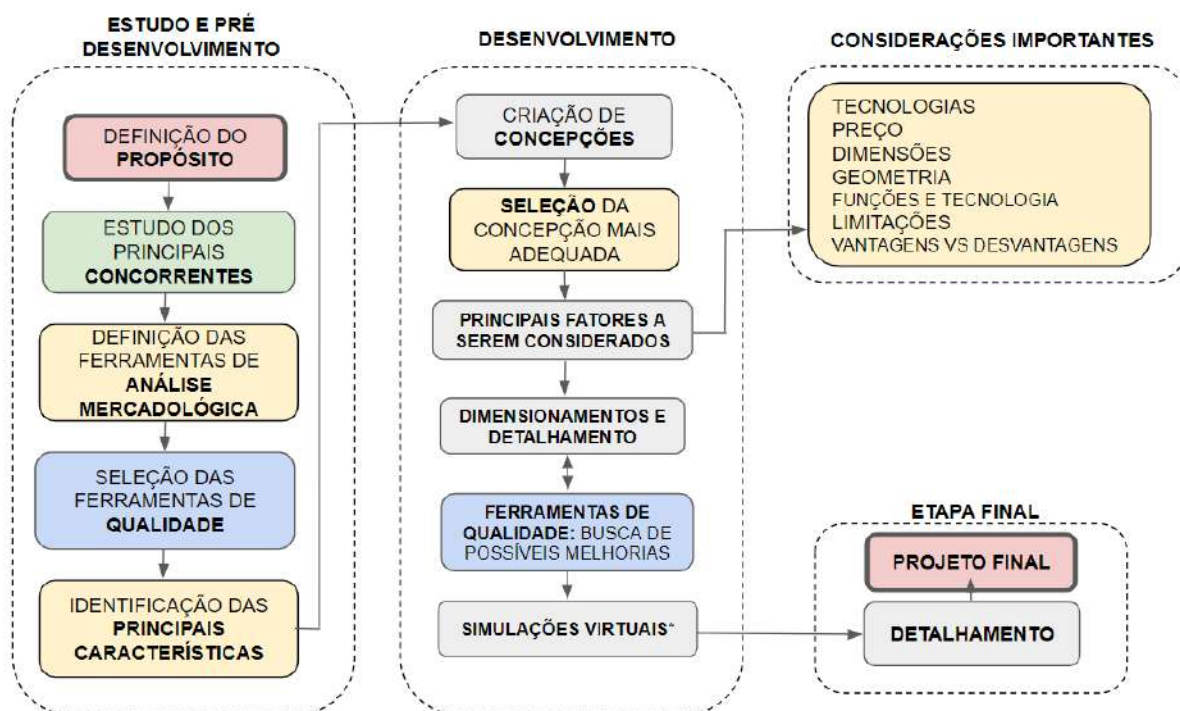
3. METODOLOGIA

3.1. ETAPAS DO DESENVOLVIMENTO

As etapas aqui apresentadas englobam as ferramentas que são usadas na realização do trabalho, abrangendo também os métodos e técnicas utilizados. Estes, foram detalhados anteriormente, sendo aqui apenas citados.

Para melhor identificar e definir a metodologia empregada no desenvolvimento do trabalho, foi construído um fluxograma, que divide e coloca sequência as principais etapas de desenvolvimento. À esquerda, tem-se a primeira etapa, que tem como início a escolha e definição do escopo do projeto, sendo seguida pelo desenvolvimento e concluindo-se com uma concepção final para o produto. Do lado direito, são citados pontos que complementam as informações do fluxograma. Ele é mostrado na Figura 3.1.

Figura 3.1: Fluxograma - principais etapas de desenvolvimento.



Fonte: O autor.

A definição do tema, como apresentado anteriormente, baseia-se na necessidade de criação de um equipamento completo, com uma boa relação de custo/benefício, voltado para atender às necessidades de atletas e praticantes de escalada, facilitando o acesso dos mesmos

à uma ferramenta que torne possível o desenvolvimento de treinos completos, que simulem de uma maneira mais eficaz os esforços aos quais os mesmos estão sujeitos durante a prática de montanhismo. Além disso, é visado desenvolver um equipamento compacto, que possa ser usado em ambientes com pouca disponibilidade de espaço.

Durante o estudo dos concorrentes, é realizado um levantamento dos principais equipamentos utilizados para o treinamento físico, analisando suas funções, possibilidades de operação, dimensões, tecnologias, vantagens, desvantagens e valor. Além disso, relaciona-se a aplicabilidade dos mesmos no treino de escaladores. Foi visto que poucos equipamentos se mostram completos para tal fim, sendo necessário o emprego associado de vários aparelhos para possibilitar o condicionamento dos numerosos grupos musculares que devem ser trabalhados. Dos poucos aparelhos que foram considerados eficientes para o objetivo citado, foram coletados preços, local de fabricação, disponibilidade no mercado brasileiro, dimensões e funcionalidades.

Uma vez identificados os principais concorrentes para o produto a ser desenvolvido, foram definidas as ferramentas de análise mercadológica a serem empregadas. Tal escolha visava designar apenas aquelas mais adequadas para a realização de tomada de decisões, relacionando sempre o produto e o mercado para o qual o mesmo é desenvolvido. Tal seleção, baseou-se no uso de livros e publicações científicas, que possibilitaram visualizar diferentes situações de emprego das mesmas, assim como compará-las.

Consecutivamente, as ferramentas de qualidade foram escolhidas. Assim como feito na análise mercadológica, as diferentes opções de ferramentas foram comparadas quanto às situações nas quais são mais usadas, aos resultados por meio delas obtidos, relevância, praticidade e eficiência. Além disso, foram também estudadas publicações em periódicos que comparam duas ou mais técnicas, ressaltando vantagens e desvantagens de cada uso.

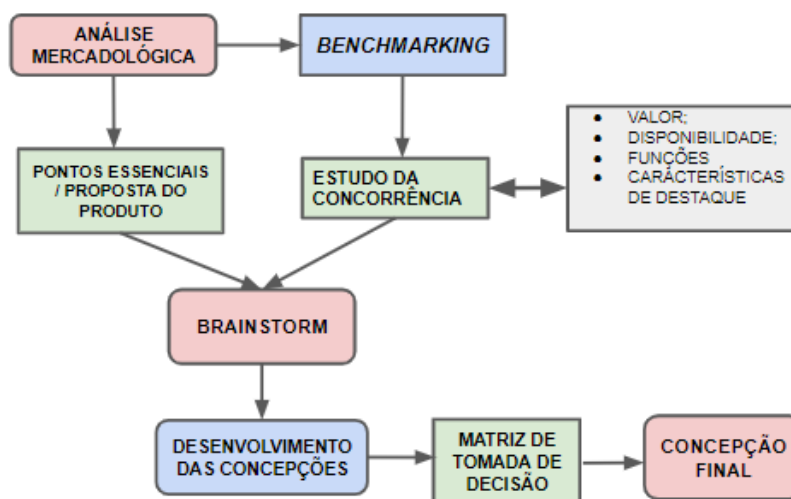
As principais características para o produto são levantadas levando em conta três aspectos de maior destaque: suas funções e limitações pretendidas, o público alvo e a atratividade do mesmo quando comparado a outros elementos existentes. Com isso, são eleitos os componentes e as configurações gerais do sistema, visando atender aos requisitos anteriormente estipulados. Com tais elementos, torna-se possível a criação e estudo de diferentes concepções, utilizando diferentes combinações de componentes, geometrias e dimensões. Nesta etapa, é também realizado um *brainstorm*, proporcionando a identificação de diferentes ideias e abordagens de desenvolvimento. Esta etapa, é realizada de forma informal entre o autor e seu orientador, uma vez que o presente projeto não conta com uma equipe para desenvolvê-lo.

Dentre as concepções feitas, emprega-se as ferramentas de análise mercadológica para seleccionar aquela que mais se adequa aos objetivos do equipamento. Dentre elas, pode-se destacar a matriz de tomada de decisão e a análise *SWOT*. Uma vez definida a concepção principal, é possível iniciar a primeira etapa do projeto, trabalhando em uma configuração um pouco mais detalhada, envolvendo a seleção de componentes e um planejamento preliminar mais completo para o dispositivo.

Como todo projeto, é possível identificar correções e pontos de melhoria. A detecção dos mesmos é feita com base no método *DMAIC*, que é um elemento da metodologia Six Sigma e com base nos resultados obtidos em simulações de deformação estática, de flambagem e modal. Caso sejam detectados aspectos falhos ou incompletos, é necessário a elaboração de um novo estudo e um novo projeto para os mesmos, a fim de eliminá-los. Uma vez feito, é necessário uma nova análise, comprovando a eficácia das mudanças propostas. Se os resultados forem satisfatórios ou não houverem aspectos falhos ou plausíveis de adaptações, é realizado o detalhamento final para o projeto. Isto é, especificar e detalhar suas configurações.

É esperado que dentre as diferentes funções dos equipamentos já existentes, algumas sejam incorporadas em etapas de desenvolvimentos futuros, uma vez que por já terem sido usados, mostram-se, em uma primeira análise, eficazes, podendo servir como um padrão inicial. Ademais, a ausência das mesmas pode em alguns casos caracterizar desvantagens competitivas, tornando o equipamento menos atrativo. Tal processo é representado na Figura 3.2.

Figura 3.2: Representação detalhada, desenvolvimento das concepções.



Fonte: O autor.

Como citado anteriormente, algumas características de produtos concorrentes podem servir para enriquecer o equipamento projetado. Por essa razão, o estudo das mesmas atua em conjunto com a proposta do projeto, devendo ser desenvolvido de forma preliminar ao “*brainstorm*”. Algumas características podem servir como base para melhorias ou até mesmo, serem diretamente incorporadas.

Dentre atributos julgados mais importantes, destaca-se a possibilidade de alterar a inclinação e a velocidade da plataforma, simulando diferentes condições de escalada. Além disso, a interface digital que controla dados como distância percorrida, calorias queimadas, velocidade média e tempo de exercício é também um atributo fundamental.

4. PROJETO CONCEITUAL

4.1. DEFINIÇÃO DO PROPÓSITO

O projeto presente visa desenvolver um produto que apresente um forte posicionamento no mercado brasileiro, competindo diretamente com outros equipamentos já existentes. Seu público alvo são os praticantes de escalada, uma vez que o mesmo oferece uma configuração pensada especificamente para as suas necessidades. Entretanto, devido às suas variações de funcionamento, a esteira vertical será também uma possibilidade atraente para outros tipos de atividade. Além disso, quesitos como robustez, facilidade de uso, segurança, praticidade, limitação de custos, segurança, atratividade de *design*, tamanho e intuitividade na operação, são fatores que devem estar sempre presentes durante as etapas de criação, por serem indispensáveis.

Por se tratar de um produto que irá competir com outros equipamentos já existentes, é essencial que o mesmo tenha um valor final atraente, uma vasta gama de possibilidades de treino e que permita diversas simulações de diferentes formas de escalada.

O uso de ferramentas ligadas à Análise Mercadológica e Design Six Sigma é uma estratégia que aumenta as chances de sucesso de um produto, seja em sua etapa de concepção, desenvolvimento ou posteriormente, no momento de venda. Por isso, encontram-se intrinsecamente conectadas ao propósito do trabalho, não constituindo um objetivo final, mas sim alguns dos instrumentos necessários para atingi-lo.

4.2. CONFIGURAÇÃO GERAL

Como anteriormente citado, é necessária a criação de diferentes concepções básicas para o produto. Elas possibilitam um melhor entendimento geral de seu funcionamento, tornando mais visíveis as vantagens e desvantagens de cada configuração. Ressalta-se que o detalhamento do aparelho, em sua totalidade, envolvendo a seleção dos componentes, posicionamento e o dimensionamento de pequenos componentes não é um objetivo desta etapa, sendo realizado no capítulo subsequente.

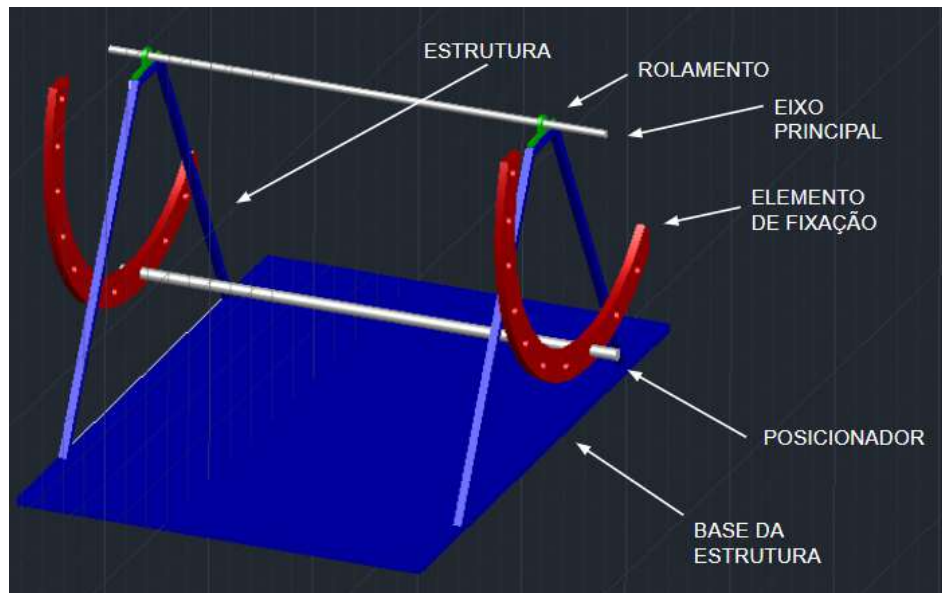
De forma geral, todas as idealizações à serem apresentadas possuem componentes em comum, que são:

- Rolamento;
- Estrutura;
- Plataforma;
- Eixo Principal;
- Elemento de Fixação;
- Posicionador;

É importante ressaltar que as configurações apresentadas constituem um formato geral do produto, representando suas características básicas e não são, portanto, concepções.

O rolamento possui como função servir como um apoio para o eixo principal, que sustentará o peso da plataforma e do usuário. O eixo principal, como citado, passa internamente à plataforma, biapoiando-se nos rolamentos posicionados nas laterais da estrutura. O posicionador, possui como única função limitar o movimento angular da plataforma, ligando-a ao elemento de fixação. A Figura 4.1 foi feita retirando-se a plataforma do desenho de uma das concepções. Nela, são detalhados os elementos apresentados.

Figura 4.1: Elementos básicos

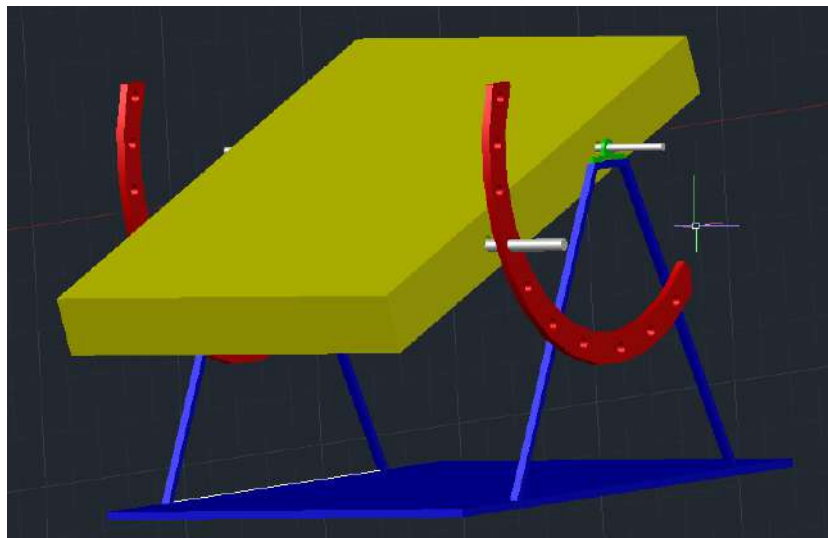


Fonte: O autor.

Os elementos em azul são relacionados com a estrutura do equipamento. Em cinza, têm-se o eixo principal e o posicionador. Os rolamentos são destacados na cor verde e os elementos de fixação em vermelho. Além disso, conforme falado anteriormente, foi um objetivo inicial limitar a área da base em $6m^2$, para possibilitar instalar o equipamento em lugares com menor disponibilidade de espaço. A área da base é outro fator comum de todas as concepções realizadas, sendo sempre de $3m \times 2m$.

A Figura 4.2 ilustra uma concepção para o equipamento completa, onde o item em amarelo faz referência à plataforma. Seus detalhes serão apresentados posteriormente. Ressalta-se que o travamento do equipamento em uma posição angular qualquer é feito ao inserir a barra ou elemento de fixação no orifício presente na plataforma e nos elementos de fixação, em vermelho. É possível utilizar a plataforma em qualquer inclinação entre 90° e 180° , o que constitui uma vantagem em relação aos seus concorrentes, que possuem produtos limitados com relação às possibilidades de inclinação.

Figura 4.2: Configuração Geral - completa.



Fonte: O autor.

4.3. BENCHMARKING - CONCORRENTES

Os princípios envolvidos no desenvolvimento do trabalho presente, tais como análises e cálculos de eixos, estruturas, motores, polias e rolamentos, já são consolidados na Engenharia Mecânica, de forma que não é necessário apresentar pesquisas que mostrem seu atual estado de desenvolvimento. Torna-se então, plausível a realização de uma nova abordagem, que tenha mais relevância para o tema, como o estudo de seus concorrentes e a busca por pontos de inovação.

No caso específico de um trabalho que tenha como tipo “concepção básica”, desenvolve-se um novo produto ou equipamento, partindo de princípios como: concorrentes, importância, funcionalidades, custos, praticidade e outros fatores considerados de relevância. Ou seja, apesar de não ser possível realizar um estudo sobre o estado da arte levando em conta as etapas que seriam aplicáveis em um trabalho que propõe um tema de pesquisa científica, é possível evidenciar outros pontos, não por isso menos importantes. A metodologia proposta trabalha com produtos já existentes, permitindo compará-los e identificar os principais aspectos que os distinguem do produto a ser desenvolvido.

Centros de treinamento especializados em preparação de atletas em níveis elevados, como competições internacionais, fazem uso de rotinas específicas de treinos, especialmente desenvolvidas para cada modalidade de esporte. É comum o uso de sensores que trabalham em conjunto, fornecendo informações em tempo real do desempenho do esportista. Com eles, é possível monitorar variáveis como o movimento, aceleração e velocidade, oferecendo uma melhor oportunidade para aprimorar resultados, expondo-se menos à possibilidade de lesões (BONAIUTO, 2018). Entretanto, conforme citado anteriormente, o presente trabalho visa trabalhar no desenvolvimento de componentes mecânicos.

Em uma escala mundial, existe uma ampla gama de equipamentos que empregam tecnologias de ponta para o treinamento de atletas. No caso específico de preparação empregando sequências de movimentos, por parte do usuário, que se assemelham à atividade de escalada, foram selecionados alguns produtos, que constituem uma seleção dos dispositivos mais modernos.

Dentre os principais equipamentos que podem ser comparados com o produto a ser desenvolvido, tem-se a *Jacobsladder*, *Climberstation* e o *Treadwall M6 Pro-V*. Serão apresentadas além de suas principais características, fotos ilustrativas.

A *Jacobsladder*, produzida nos Estados Unidos, é um equipamento que permite ser instalado em ambientes comerciais de pequeno porte, além de residências. É um dispositivo que possui degraus acoplados a uma esteira, movendo-se sem a necessidade de um motor, de acordo com a velocidade de operação ditada pelo usuário. Ela possui um display eletrônico, que mede a distância percorrida, a velocidade, tempo de uso, frequência cardíaca e quantidade de calorias queimadas. Não apresenta a possibilidade de alteração de sua inclinação. Possui massa de 136 kg, e suas dimensões são: 0,7 x 1,66 x 1,90 metros. O equipamento é ilustrado na Figura 4.3..

Figura 4.3. Esteira vertical *Jacobsladder*.



Fonte: (JACOBS, 2001) adaptada.

Outro produto a ser destacado, é a *Climbstation*. Produzida também nos Estados Unidos, o equipamento possui sensores posicionados em suas extremidades superior e inferior, além do colchão, localizado abaixo de sua esteira. É acompanhado com um painel de controle *Touch Screen*, no qual é possível controlar suas condições de operação. Seus sensores funcionam de forma a garantir o travamento ou redução da velocidade de rolagem, quando o usuário se encontrarem fora do centro da máquina. Nela também são fornecidas informações relacionadas às calorias queimadas, velocidade, tempo de uso e distância percorrida. Sua massa é de 920 kg, podendo trabalhar em inclinações tendo como dimensões 2 x 1,8 x 3,5 metros (Figura 4.4).

Figura 4.4: Esteira vertical *Climbstation*.



Fonte: (CLIMB STATION, 2012, adaptada)

Por fim, a Treadwall M6 Pro-V, também norte-americana, possui 520 kg, medindo 2,1 x 1,82 x 3,25 metros. Possui diferentes opções de ângulos, sendo eles correspondentes à inclinação de 95°, 90° e 85°. O peso mínimo para dar início à sua movimentação é de 22,5 kg e sua velocidade pode ser ajustada mecanicamente, por meio de um mecanismo acionado em sua lateral. É possível estabelecer metas, quanto ao consumo de calorias, distância percorrida ou tempo de exercício (Figura 4.5).

Figura 4.5: Treadwall M6 Pro-V.



Fonte: (BREWER FITNESS, 2018), adaptada.

4.4. FERRAMENTAS DE QUALIDADE E ANÁLISE MERCADOLÓGICA

Nas seções 2.4 e 2.5, foram discutidos ferramentas que englobam o estudo do mercado e de qualidade, abrangendo temas como a Matriz de Tomada de Decisão, Análise Canvas, Benchmarking, Análise SWOT, DMAIC e as Metodologias Taguchi e *Robust Design*. O uso combinado de ferramentas de qualidade de análise mercadológica garante uma melhor organização e consciência dos resultados do projeto, diminuindo a incidência de erros e eventos inesperados.

Ressalta-se que embora não sendo sempre citados separadamente, o uso destas ferramentas é constante em um projeto, fazendo parte de etapas como concepção, desenvolvimento e/ou implementação.

A Matriz de Tomada de Decisão, por exemplo, é usada massivamente em momentos nos quais se deseja comparar abordagens, tornando prático evidenciar e quantificar os resultados esperados. Com o Benchmarking, é possível comparar concorrentes, observar pontos a serem melhorados e também possibilidades de inovação. É essencial na tentativa de evitar pontos que possam vir a ser desvantagens competitivas.

A Análise SWOT cria uma visão geral do posicionamento do produto, evidenciando quais são os pontos fortes e fracos do mesmo, além de possibilitar uma melhor compreensão do ambiente no qual este estará inserido.

A Metodologia Taguchi e *Robust Design*, por sua vez, visa diminuir a ocorrência de erros no momento de produção e uso do equipamento, por meio de projetos e métodos de produção que garantam um “superdimensionamento” de componentes que se encontrem maior sujeitas à falhas ou erros de uso, manutenção e/ou montagem. Seus conceitos são implicitamente empregados na seleção de itens e criação da estrutura, seja por meio do dimensionamento, desenho e configuração de montagem das mesmas.

A Análise Canvas, é importante para uma etapa posterior, na qual fatores como locais de produção, vias de escoamento para o produto final, busca pelos maiores mercados consumidores, parceiros para compra de matéria prima, fabricação, marketing, relação com consumidor e instalação do equipamento garantirão a efetividade e adoção e sucesso da esteira de escalada. Ela não se relaciona intimamente com o desenvolvimento do projeto, mas apresenta grande importância na estratégia de mercado a ser adotada e na garantia de sucesso do produto final. Por fim, um exemplo de uso da Análise DMAIC está no projeto e análises virtuais, no item 5.5, onde foram realizadas adaptações e melhorias que garantiram melhores

resultados para a estrutura da esteira. Isto é, foram feitas melhorias como a alteração do material a ser usado e alterações na espessura da base, sendo sempre seguidas por novas simulações, comprovando os resultados das mudanças propostas.

5. DIMENSIONAMENTO E DETALHAMENTO DO PROJETO

5.1. ELABORAÇÃO DAS CONCEPÇÕES

As concepções criadas foram inicialmente concebidas em um *brainstorm* que, apesar de ser realizado de forma informal, é uma prática que possibilita o agrupamento de ideias e conceitos variados, que podem ou não ser adotados futuramente no projeto. Este, é antecedido pelo *Benchmarking* ou estudo dos concorrentes, uma vez que a analisá-los permite um melhor entendimento dos propósitos do produto e contribui na fase de criação.

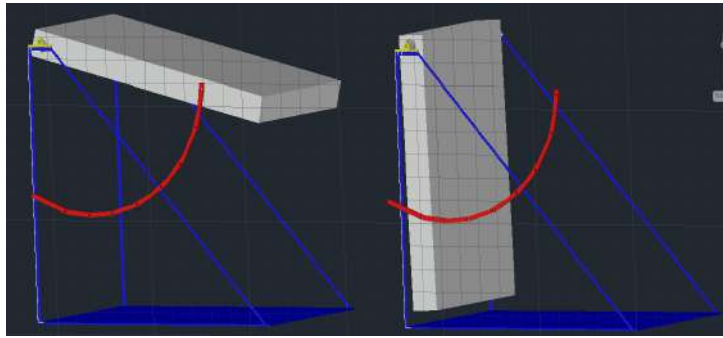
De forma sintética, a fase de concepção foi dividida em duas partes, sendo a primeira, a criação de concepções referentes à estrutura da esteira e, a segunda, referente à plataforma.

5.1.1. CONCEPÇÕES DE ESTRUTURA

Foram criadas seis concepções para a parte estrutural do equipamento. Suas principais particularidades serão apresentadas e comparadas, justificando a escolha da idealização mais adequada.

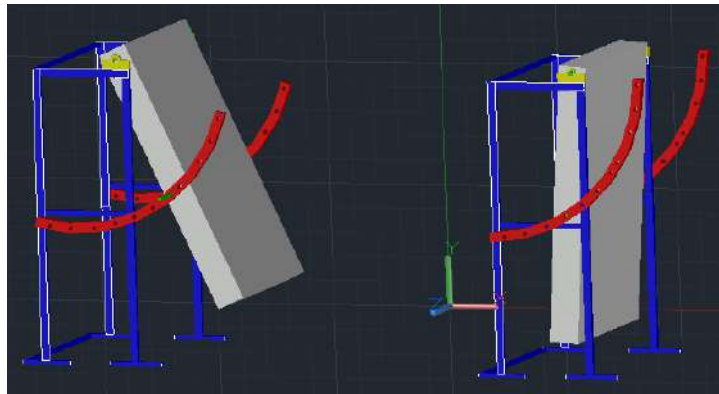
É comum nas concepções 1, 3, 5 e 6 o fato de toda a estrutura, representadas em azul nas Figuras 5.1, 5.3, 5.5 e 5.6, serem apoiadas em uma base de 2 x 3m. Esta base, receberá as barras que atuarão como a estrutura do equipamento, sendo fixadas possivelmente pelo uso de parafusos ou por meio do processo de soldagem. Este último, apresenta-se menos vantajoso, uma vez que diminui a mobilidade do aparelho ao impossibilitar que o mesmo seja desmontado. Todas as plataformas, na cor cinza, apresentam 3m de altura, 1,8 m de largura e 0,66 m de profundidade. A posição exata de encaixe da mesma e sua configuração interna não é relevante no presente momento de desenvolvimento. Elas são apresentadas nas Figuras 5.1 a 5.6.

Figura 5.1: Concepção 1.



Fonte: O autor.

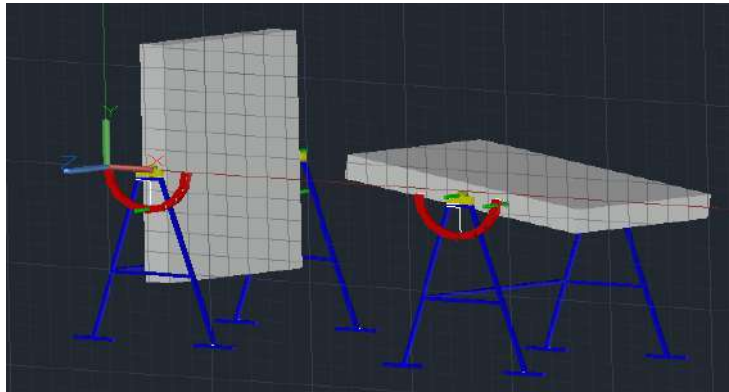
Figura 5.2: Concepção 2.



Fonte: O autor.

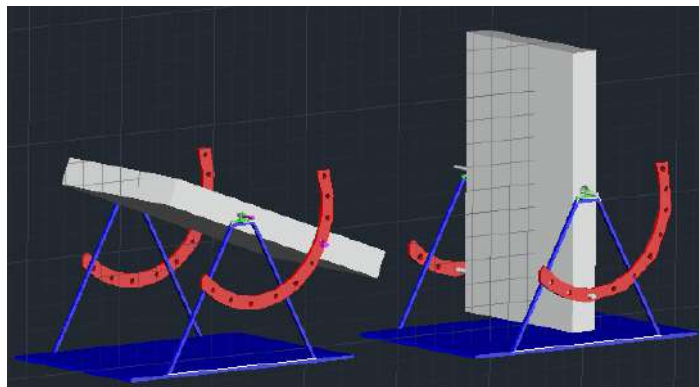
Nas concepções 1 e 2, acima, a plataforma é fixada em sua parte superior. Observando-se tal configuração, é possível visualizar que a mesma é eficiente para variar pequenas inclinações, mas obriga o usuário a realizar grande esforço ao colocar a máquina em posições mais inclinadas - conforme mostrado na Figuras 5.2 e 5.1, à esquerda. A principal diferença prática entre ambas é a existência ou não da base inferior juntamente com a configuração da estrutura em azul. Esta, apesar de servir para auxiliar na fixação de elementos estruturais, necessita de muita matéria prima, aumentando valor e o peso final do produto. Além disso, devido à sua maior robustez, é esperado que a primeira concepção tenha uma maior durabilidade e ao mesmo tempo evitando possíveis efeitos de vibração. Estes detalhes estudados com maior profundidade na fase de detalhamento do produto.

Figura 5.3: Concepção 3.



Fonte: O autor.

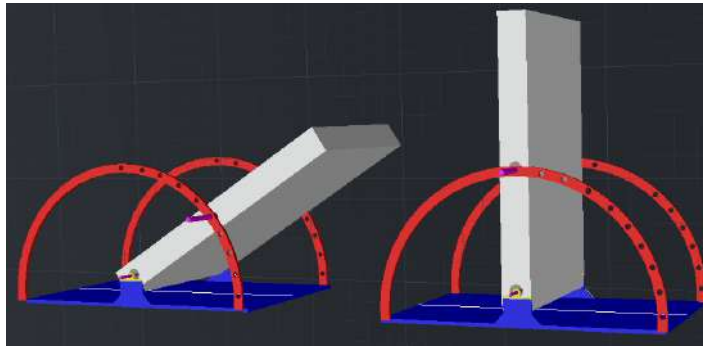
Figura 5.4: Concepção 4.



Fonte: O autor.

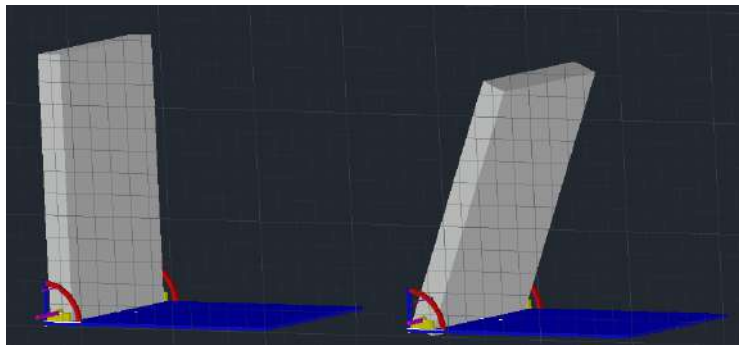
As Figuras 5.3 e 5.4 ilustram as concepções 3 e 4. Nelas, a plataforma é fixada e sustentada em uma posição próxima do seu centro geométrico. Assim, assumindo que sua distribuição de massa seja uniforme, é necessário pouco esforço por parte do usuário para incliná-la. Além disso, comparando as concepções 1 e 2, especificamente, é perceptível uma economia na quantidade de materiais usados, em decorrência da menor dimensão das barras estruturais. Tal economia também se aplica ao comparar as concepções 1 e 3.

Figura 5.5: Concepção 5.



Fonte: O autor.

Figura 5.6: Concepção 6.



Fonte: O autor.

Nas concepções 3 e 4, o centro de rotação da plataforma é localizado próximo à sua base. Seu travamento ocorre com a inserção da barra no orifício localizado no elemento de fixação. A concepção 5, por ter o elemento de fixação (em vermelho) mais distante, pode apresentar uma mais ampla gama de ângulos, quando comparado com a concepção 6. Entretanto, em ambos os casos mostrados, para variar a inclinação do equipamento, o usuário deve realizar um maior esforço, devido ao maior torque na rotação da plataforma.

5.1.2 CONCEPÇÕES PARA A PLATAFORMA

A plataforma, que terá como função sustentar o usuário, pode ser planejada em diferentes configurações. A primeira e mais básica consiste no uso de barras, de forma semelhante à *Jacobs ladder*. Outra forma, seria a instalação em uma esteira de agarras, conforme mostrado no produto *Climbstation*. É também possível associar os dois últimos elementos, possibilitando ao usuário escolher aquele que mais o satisfaz, tomando como exemplo a *Treadwall M6 Pro-V*. Além disso, foi criado também uma concepção inovadora, que usa características mistas presentes nas duas primeiras concepções. As diferentes possibilidades são ilustradas a seguir:

Figura 5.7: Concepção 1, barras - *Jacobs ladder*.



Fonte: (PINTEREST, 2021.)

A concepção acima (Figura 5.7) mostra-se vantajosa pela simplicidade de montagem, uma vez que demanda somente a instalação das barras, o que garante uma economia do tempo de instalação e de material, reduzindo o preço final do produto. Entretanto, apesar de garantir o sustento do usuário e o desenvolvimento da atividade física, não é ideal para imitar condições naturais de escalada.

Figura 5.8: Concepção 2, agarras - *Climbstation*.



Fonte: (CLIMB STATION, 2012), adaptada.

A concepção 2 (Figura 5.8) necessita de uma lona resistente, na qual devem ser fixadas as agarras. É ideal para imitar as condições de escalada, mas demanda materiais mais dificilmente encontrados no mercado e mais custosos. Além disso, tal montagem demanda mais tempo.

Figura 5.9: Concepção 3, mista.

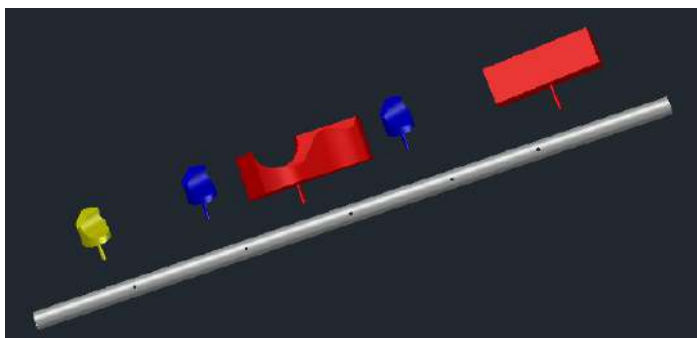


Fonte: (GADGENDA, 2021)

A concepção 3 (Figura 5.9) tem como principais pontos de vantagem a possibilidade de permitir ao usuário escolher entre as agarras e as barras, como ponto de apoio. Entretanto, montar tal estrutura é um processo complexo, envolvendo materiais variados e encarecendo o produto final.

A concepção 4, por sua vez, foi fruto de um *brainstorm*. Ela não foi observada em nenhum produto concorrente, sendo portanto uma ideia inovadora. Ela engloba vantagens referentes às concepções 1, 2 e 3, sendo elas a facilidade de montagem, disponibilidade de peças e cumpre com o propósito do produto de forma eficiente. Nas Figuras 5.10 e 5.11, são mostradas uma configuração qualquer para a montagem da barra e uma visão mais geral, de como será a esteira em sua forma final.

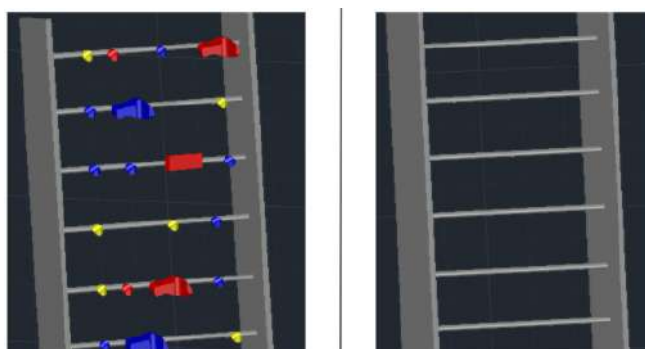
Figura 5.10: Concepção 4, barra e agarras.



Fonte: O autor.

A Figura 5.10 ilustra a fixação de agarras na barra que é ligada à plataforma. Dessa forma, o usuário poderá se apoiar em sólidos irregulares, imitando a superfície de uma parede de escalada ou montanha, por exemplo. A princípio a fixação desses elementos ocorreria de forma semelhante à fixação de um parafuso, o que permitiria ao usuário configurar o aparelho da forma que julgar mais adequada.

Figura 5.11: Concepção 4, visão geral.



Fonte: O autor.

A Figura 5.11, mostra uma visão geral simplificada da plataforma, sendo seu lado esquerdo e o direito respectivamente com e sem agarras.

5.2. SELEÇÃO DA CONCEPÇÃO MAIS ADEQUADA

Na seleção da concepção mais adequada, usa-se a Matriz de Tomada de Decisão, anteriormente descrita. É importante citar que neste momento é realizado um pré estudo, qualitativo, que selecionará a concepção a ser desenvolvida para o projeto, Os cálculos futuros serão portanto realizados apenas para a concepção selecionada. Cada característica analisada recebe uma nota de 1 a 5, de acordo com sua importância, sendo 1 a nota mínima e 5 a nota máxima. Tais valores são dados atribuídos de acordo com uma pré-avaliação, feita pela equipe de desenvolvimento. Além disso, características julgadas mais importantes, recebem um “peso”, de forma a exercer maior influência na decisão final.

5.2.1. ESTRUTURAL

A matriz realizada para a seleção da estrutura da esteira é apresentada na Figura 5.12. Seus pesos foram atribuídos de forma qualitativa pelo autor.

Figura 5.12: Matriz de tomada de decisão - Estrutura.

CONCEPÇÃO	FACILIDADE DE INSTALAÇÃO (2.0)	TEMPO DE INSTALAÇÃO (2.0)	MANUSEIO (2.5)	MUDANÇA DE LOCAL (1.5)	MONTAGEM E DESMONTAGEM (PROPRIETÁRIO) (1.5)	PRATICIDADE DE FABRICAÇÃO (1.5)	DURABILIDADE (2.0)	CUSTO TOTAL DO EQUIPAMENTO (2.0)
1	2	3	3	2	4	3	5	3
2	4	4	3	4	3	2	3	4
3	3	4	5	3	4	2	5	3
4	5	4	5	5	4	3	3	4
5	3	4	3	3	4	5	5	3
6	1	3	1	2	3	5	2	3

CONCEPÇÃO	RIGIDEZ ESTRUTURAL (1.5)	ROBUSTEZ (1.5)	TAMANHO (2.0)	PESO (1.5)	ATRATIVIDADE E DO DESIGN (1.0)	NÚMERO DE COMPONENTES (1.0)	TOTAL
1	4	3	1	2	4	5	74
2	3	2	1	4	4	3	74,5
3	5	4	1	4	5	4	90,5
4	3	2	1	5	4	3	87,5
5	4	3	1	3	4	4	83
6	3	3	1	4	1	4	60

Fonte: O autor.

Como se pode observar, os itens facilidade e tempo de instalação, facilidade de manuseio, durabilidade, tamanho e custo total receberam um peso maior. Isto é, são características julgadas mais importantes para o produto final, sendo consideradas um dos principais atrativos do produto em relação à seus adversários.

A facilidade de instalação é considerada mínima para a concepção 6 por ser considerado difícil o posicionamento do eixo principal na parte inferior do equipamento, além da montagem da estrutura como um todo. Já para a concepção 4, é dada a nota máxima, uma vez que as barras que compõem a estrutura do produto precisam apenas ser fixadas entre si. A facilidade e tempo de instalação estão diretamente ligados entre si, uma vez que a dificuldade de um processo implica na necessidade de um maior tempo de execução.

Os itens manuseio, mudança de local e desmontagem são propostos para avaliar o quão prático seria para um proprietário da esteira mudar sua inclinação, seu local de instalação e desmontá-la, sem a ajuda de profissionais especializados no processo. Julgou-se

que as idealizações que possuem o ponto de sustentação em posições não próximas do centro geométrico da esteira, demandam do usuário mais força no controle da angulação de operação. Além disso, aquelas que contam com uma base maior para a estrutura, em azul, receberam piores notas no quesito mudança do local de instalação, visto que é previsto que tal elemento seja muito pesado. Para a montagem e desmontagem, foi previsto o pior desempenho para as concepções 6 e 2, de acordo com a configuração geral do equipamento e suas conexões. O custo, à princípio, foi relacionado com a quantidade de material que será empregada estruturalmente, uma vez que ainda não foram definidos os demais elementos que irão compor o produto.

A ideia de robustez ou *design* robusto busca prever a concepção que passará ao cliente mais confiança com relação ao produto. A durabilidade associa-se diretamente com o superdimensionamento dos componentes, assim como a forma de montagem do dispositivo, que visa garantir uma maior vida útil para o mesmo. Já a rigidez estrutural é voltada para garantir a estabilidade e segurança do equipamento durante o uso, seja por meio da redução de ruídos, vibrações ou possíveis deformações do mesmo. Ressalta-se que para a etapa presente do trabalho, tais análises foram feitas no âmbito qualitativo.

Para o tamanho, apesar de ser um fator de extrema importância, foram atribuídas as mesmas notas, uma vez que todas as concepções apresentam aproximadamente as mesmas dimensões de base. Os produtos com maior quantidade de elementos estruturais foram assumidos como mais pesados, recebendo portanto uma menor nota, uma vez que produtos demasiadamente pesados não são desejados.

Após a realização da matriz de tomada de decisão, a concepção 3 foi eleita a mais adequada, uma vez que recebeu a maior nota entre todas (90,5).

5.2.2. PLATAFORMA

Quanto à seleção da plataforma, foram levados em conta conceitos como facilidade de instalação e de fabricação, além da durabilidade da mesma. Além destes, também, a disponibilidade dos itens no mercado, os custos e o quanto a concepção se encaixa no objetivo proposto para o produto. A matriz é apresentada a seguir (Figura 5.13). Assim como para a estrutura, os pesos foram atribuídos em uma análise qualitativa, realizada pelo autor..

Figura 5.13: Matriz de tomada de decisão - Plataforma.

CONCEPÇÃO	INSTALAÇÃO (1.5)	FABRICAÇÃO (2.0)	DURABILIDADE (2.0)	PEÇAS NO MERCADO (1.5)
1	5	5	4	5
2	2	2	3	2
3	1	1	3	2
4	5	5	5	5

CONCEPÇÃO	VALOR DAS PEÇAS (1.5)	PROPÓSITO (2.0)	DESIGN (1.5)	TOTAL
1	5	1	3	47
2	3	5	4	36,5
3	1	5	5	31,5
4	5	5	5	60

Fonte: O autor.

As concepções 1 e 4 receberam notas máximas nos itens de instalação, fabricação, componentes no mercado e valor, uma vez que os elementos que serão usados nos equipamentos podem ser facilmente encontrados ou fabricados. Devido a este fator, tornam-se também uma opção de uso mais econômica. A concepção 2 tem como principais desvantagens a necessidade de uma lona ou placas especiais para a fixação das agarras, o que acaba encarecendo o produto final. A concepção 3, por sua vez, apesar de ser a mais completa, associa as desvantagens da concepção 2, com a necessidade da instalação de barras adicionais de apoio.

Após a análise, foi então decidido realizar o desenvolvimento da concepção 4, uma vez que ela associa pontos importantes dos outros conceitos, sem dificultar a produção ou aumentar o custo da mesma de forma excessiva.

5.3. DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES

5.3.1. MOTOR ELÉTRICO

Conforme descrito na subseção 2.2.3, o torque fornecido pelo motor é uma função da potência do mesmo e de sua velocidade de rotação. Ele é dado pela Equação 2.12.

Devido à natureza da movimentação proposta pelo dispositivo, um avanço de 0,75m a cada segundo é consideravelmente grande, visto que é a velocidade média de caminhada do ser humano, em uma pista com inclinação leve (FERRER, 2002). Adota-se portanto tal velocidade como o limite máximo de operação. O motor será acoplado diretamente em uma polia de 300 mm de raio, que transmite movimento à uma segunda polia, posicionada na extremidade superior da plataforma. Está, com raio de 600 mm, resultando em uma relação 1:2 de transmissão. Seria necessário, no motor, uma velocidade angular máxima de aproximadamente 23,87 rpm ou 0,4 Hz, para atingir uma velocidade linear de 0,75 m/s

Para garantir o funcionamento do equipamento, o torque fornecido pelo motor deve ser igual ou maior do que o torque requerido, obtido por meio da Equação 2.11. Adotando que a posição do usuário seja tal que seu centro de massa seja mantido a uma distância média de 100 mm da esteira (FERRER, 2002), obtém-se um distanciamento final de 400 mm, do centro do eixo do motor e o centro de massa do usuário. É assumindo que a soma das massas do usuário e da estrutura na qual o mesmo se sustenta, tenha valor máximo de 150 kg, resultando em um peso de 1471,5 N. Para tal, o peso do praticante é estimado em, no máximo, 100 kg e o peso das barras e restante do conjunto movido em 50 kg. As barras, são um total de 40 unidades, foram selecionadas de acordo com as opções disponíveis no catálogo do fabricante (AÇO PLANO, 2022), tendo peso unitário de 1kg. São barras de aço, com seção circular com 3 mm de espessura e 1800 mm de comprimento. É também selecionada a corrente Corrente Dupla Passo 1/2" Norma ASA 50, do catálogo disponibilizado pela fabricante de correntes (RENOLD, 2022). Nesta, elos serão acoplados, permitindo fixar as barras de apoio, sendo a mesma discutida de forma mais completa no item 7.4. A massa total para a corrente é de 7,7 kg. De forma geral, resume-se os dados referentes ao motor conforme a Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Dados gerais, dimensionamento do motor.

Dados Gerais - Seleção do Motor	
Distância CM e Motor (m)	0,4
Massa Total (Kg)	150
Rotação Motor (rpm)	24

Fonte: O autor.

O torque necessário será o produto do peso do conjunto com a distância até o centro de massa estimado, conforme Equação 2.12. A potência necessária, é determinada por meio do equacionamento 2.13, obtido ao igualar-se o torque fornecido com o torque requerido.

Com isso, ao substituir os valores acima citados, chega-se a um valor mínimo de 1,97 cv de potência. Opta-se então por um motor de 3 cv, que além de disponível no mercado, garante uma maior margem de segurança de operação e diminui a probabilidade de ocorrência de falhas aleatórias e engloba rendimentos e perdas de potência que possam ter sido desconsideradas (ROSS, 1995).

5.3.2. POLIAS E CORREIAS

Conforme citado no tópico 5.3.1, as dimensões das polias a serem usadas são conhecidas, sendo eles respectivamente de 300 e 600 mm. A seleção da correia é feita com base na metodologia apresentada pelo autor Sarkis, na nona edição do livro Elementos de Máquinas (MELCONIAN, 2009). É importante citar que as tabelas referenciadas no presente capítulo devem ser, se necessário, consultadas diretamente na bibliografia citada.

A potência do motor é conhecida. O fator de serviço, f_s , pode ser determinado com base no tempo projetado de funcionamento previsto para o equipamento, de 8 a 10 horas diárias, e a função do mesmo, que é a transmissão de movimento entre eixos. De acordo com a Tabela 1, do livro, que relaciona o papel desempenhado e o tempo de operação, o valor para o mesmo é de 1,3. A relação de transmissão, conforme citado no item 5.3.1, é de 1:2. Dessa forma, é possível calcular o comprimento total de correia necessário (L), com base na fórmula f. Para fins de balanceamento, é adotado que o motor ficará posicionado próximo à linha central do equipamento e, portanto, a polia movida na extremidade superior da plataforma. Com isso, a distância entre os centros das polias (C) terá um valor de 645 mm. O comprimento total terá valor de 2,703 m.

Uma vez conhecido o valor para o comprimento total, com base na velocidade de operação e potência projetada, obtém-se por meio do gráfico 2 e da Tabela 5, do livro (MELCONIAN, 2009), o comprimento e perfil da correia padronizado, que é o B105.

O comprimento de ajuste (La), refere-se à quantidade de correia que não toca nas polias é obtido pela fórmula 7.16, tendo valor de 1302 mm. Conhecido-o, obtém-se por meio relação 7.6 e da Tabela 20 o fator de correção da distância entre centros (h), cujo valor é XX. Com este, a distância entre centros ajustada, dada pela relação 4.17, tendo valor de 0,633 m.

O fator de correção da correia (F_{cc}) é obtido por meio da Tabela 22 e tem valor de 1,04. Já o fator de correção do arco (F_{ca}) apresenta valor de 0,94. Ele é encontrado por meio da Tabela 23. Por fim, a potência por correia é encontrada pela relação mostrada na Equação 7.8, assumindo valor de 2,72 cv.

A relação entre os valores de potência por correia e potência projetada, Equação 4.19, nos mostra quantas correias do modelo escolhido são necessárias para cumprir o projeto proposto. Ela é dada por:

$$P_p/P_{pc} = 3,9/2,72 = 1,43$$

Logo, são necessárias duas correias do modelo B105 para atender as necessidades do projeto. A Tabela 5.2 resume todos os dados apresentados.

Tabela 5.2: Dados para a seleção das polias.

Dados Gerais - Correias [mm]	
Fator de serviço (f_s)	1,3
Potência Projetada (P_p) - (cv)	3,9
Comprimento total (L) - (mm)	2717
Distância entre centros, polias (C) - (mm)	645
Comprimento de ajuste (L_a) - (mm)	1302
Fator de correção da distância entre centros (h)	0,12
Fator de correção da correia (F_{cc})	1,04
Fator de correção do arco (F_{ca})	0,94
Potência por correia (P_{pc}) - (cv)	2,72
Número de correias B105	2

Fonte: O autor.

Para a seleção das polias, adotou-se o catálogo “Paulista - Comércio de Polias LTDA” (PAULISTA, 2021). Sabendo-se o perfil da correia utilizada, encontrou-se as polias correspondentes, cujos códigos são PF.600.B2. e PF.300.B2.

5.3.3. EIXO DE TRANSMISSÃO E MANCAIS DE ROLAMENTO

A determinação do diâmetro mínimo do eixo é feita com base na Equação 2.10, apresentada com mais detalhes no tópico 2.2.1. Ela relaciona elementos como o fator de segurança desejado (N_f), momento alternado atuante (M_a), fator de concentração de tensão torsional por fadiga média (K_{fs}), torque alternado (T_a), fator de concentração de tensão por fadiga para a flexão (K_{fm}), momento médio atuante (M_m), fator de concentração de torção torsional por fadiga alternante (K_{fsm}), limite de resistência à tração do material (S_{ut}) e limite de resistência à fadiga corrigido (S_f) (NORTON,2013).

$$d = \left[\frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_{fs}M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs}T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm}M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm}T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.10)$$

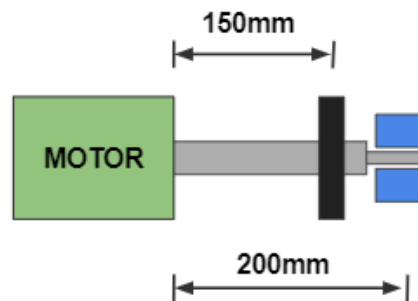
A bibliografia utilizada nomeia o limite de resistência à fadiga corrigido de forma diferente para materiais que apresentam pontos de inflexão na curva S-N, sendo (S_e), e (S_f) para aqueles que não apresentam. No presente trabalho, utiliza-se (S_e), ao invés de (S_f), dada a natureza do material selecionado.

Como citado anteriormente, prioriza-se o uso de eixos curtos, biapoiados e não vazados. Assumindo-se que o motor ficará fixado na posição mais próxima possível do centro da plataforma, a Figura 5.14 ilustra a configuração estipulada para os elementos de transmissão.

5.3.3.1. EIXO A

No eixo A, o torque é obtido por meio da Equação 2.1. É então possível obter a força tangencial atuante no eixo ($F_{p_{tang}}$), de valor 1500N, ao dividir o torque pelo raio da polia, que tem valor de 300 mm. Dado o posicionamento dos elementos que entrarão em contato com o eixo A, ilustrado pela Figura 5.15, calcula-se as forças de reação e momento fletor. Adota-se a hipótese de que o contato no rolamento, motor e polia podem ser simplificados por forças pontuais.

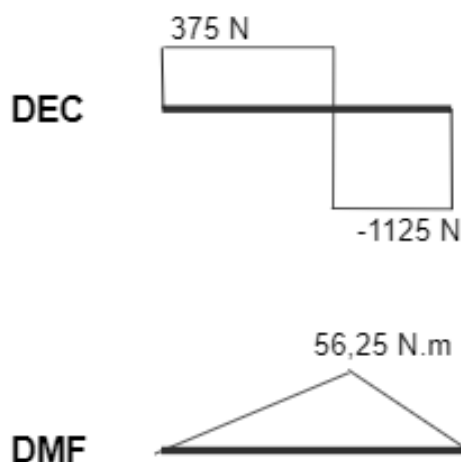
Figura 5.15: Configuração do eixo A.



Fonte: O autor.

A força de reação do lado esquerdo (F_{A-RE}), junto ao motor, tem valor de 375 N e a força de reação do lado direito (F_{A-RD}) tem valor de 1125 N. O momento máximo será atingido no ponto de contato com a polia, com valor de 56,25 N.m. A Figura 5.16 ilustra o Diagrama de Esforço Cortante (DEC) e o Diagrama de Momento Fletor (DMF).

Figura 5.16: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor, Eixo A.



Fonte: O autor.

Sabendo que o limite de escoamento para o material (S_{ut}) proposto é de 350 MPa, o limite de resistência à fadiga não corrigido (S_e') será dado pela metade deste valor. Para aços, ele assume o valor de metade do limite de escoamento (NORTON, 2013). O limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) é dado pela multiplicação de S_e' pelos fatores de correção para, carregamento, temperatura, tamanho, superfície e confiabilidade, respectivamente. acordo com a bibliografia adotada, seus valores serão 1, 1, 0.899, 1 e 0.753 respectivamente. Assume-se acabamento espelhado e um coeficiente de confiabilidade de 99,9%. O limite de resistência à fadiga será então de 118,46 MPa. O diâmetro de eixo de 27 mm foi estipulado para a primeira iteração.

A sensibilidade ao entalhe (q) é obtida pode ser obtida graficamente ou por meio da fórmula de Kurn Hardrath. Seguindo o gráfico mostrado na Figura 6.36 (NORTON, 2013), obtém-se um valor de 0,7. É adotado que “ r ”, raio de arredondamento do entalhe, possui valor de 1 mm. O fator de concentração de tensão por fadiga será então dado por:

$$K_f = 1 + q \cdot (k_T - 1) \quad (4.12)$$

Em que K_T é o fator de concentração de tensão. Ele é obtido por meio da Figura C-3, disponível no apêndice C do livro Elementos de Máquinas (NORTON, 2013) e seu valor é de aproximadamente 1,25. Logo, K_f terá valor de 1,175. O fator de concentração de tensão para

a fadiga para o caso de flexão, K_{fs} e o fator de concentração para fad. para flexão média K_{fm} assumem o mesmo valor de K_f de acordo com a Equação 6.17, do capítulo 6 do livro (NORTON 2013). Todos os valores acima citados são resumidos na Tabela 5.3.

Tabela 5.3. Fatores para a determinação do Eixo A.

Dados Gerais - Eixo A			
NOME	SÍMBOLO	VALOR	UN.
Fator de segurança para a fadiga	N_f	3	-
Fator de concentração de tensão torcional	K_f	1,175	-
Fator de Concentração de Tensão por Fadiga para Flexão média	K_{fm}	1,175	-
Fator de Concentração de tensão por fadiga	K_{fs}	1,175	-
Momento alternado	M_a	56	N.m
Limite de Resistência à Fadiga	S_f	118,46	kPa
Limite de Resistência à Tração	S_{ut}	420	KPa
Torque Alternado	T_a	7965,72	N.m
Torque médio	T_m	7965,72	N.m
Diâmetro mínimo calculado	D_I	26,8	mm
Diâmetro final, eixo 1	D_{I_final}	27	mm

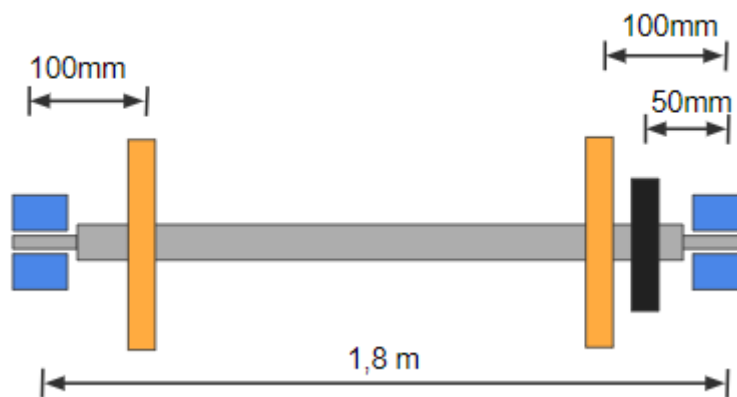
Fonte: O autor.

Por fim, assumindo um coeficiente de segurança 3, obtém-se com a Equação 2.10 um diâmetro mínimo de 26,8 mm. Como o valor obtido para o diâmetro é muito próximo daquele proposto nos cálculos, o diâmetro de 27 mm atenderá as demandas do elemento.

5.3.3.2. EIXO B

Adotando a mesma metodologia apresentada no item 5.3.3.1 para o eixo B, tem-se uma força tangencial ($F_{p_{tang}}$) de 3000 N, resultante da divisão do torque pelo raio da polia. A Figura 5.17 mostra a esquematização do eixo B.

Figura 5.17: Eixo B.

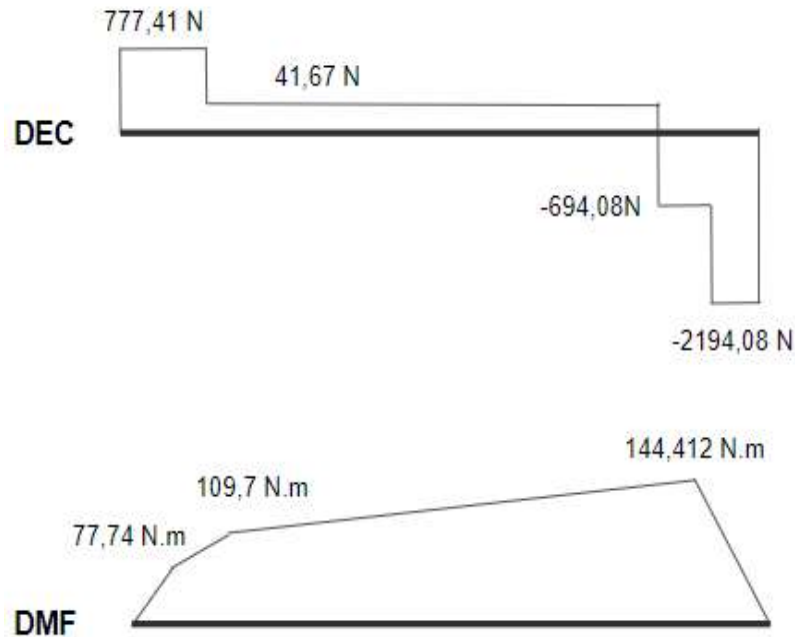


Fonte: O autor.

O eixo B possui os mesmos elementos citados no eixo A, com exceção do item em laranja, que é uma coroa pela qual passará a corrente com as barras de apoio para o usuário. A carga nas correias é uma função do peso do usuário e dos aparatos relacionados ao seu apoio e sustentação. Conforme citado no item 7.1, a massa total do conjunto é de 150 kg, resultando em uma carga de 1471,5 N quando a plataforma se encontra na posição vertical. Estes, são igualmente distribuídos para ambas as correias, sendo 735,75 N para cada.

Por meio de um diagrama de corpo livre, é possível obter as forças reação em cada extremidade da barra e posteriormente, o momento máximo atuante. Do lado esquerdo, a força de reação (F_{B-RE}) tem valor de 777,41 N. Do lado direito, F_{B-RD} assume valor de 2194,08 N. Na polia, conforme citado no tópico anterior, a força atuante é de 1500 N. O momento máximo atua na correa do lado direito e possui valor de 144,41 N.m. Os dados citados são melhor representados na Figura 5.18.

Figura 5.18: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor, Eixo B.



Fonte: O autor.

O limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) terá valor de 118,46 MPa, sendo obtido por meio do mesmo procedimento usado no item anterior, tendo os coeficientes de carregamento, temperatura, tamanho, superfície e confiabilidade assumindo valores de 1, 1, 0.878, 1 e 0.753, respectivamente. É assumido um valor inicial de 35 mm para o diâmetro do eixo B. O mesmo valor para o raio do entalhe e para a relação entre os diâmetros do eixo foram usados, fazendo com que o fator de concentração de tensão K_f tenha valor de 1,175. A Tabela 5.4 exibe um resumo dos valores adotados no processo.

Tabela 5.4: Fatores para a determinação do Eixo B.

Dados Gerais - Eixo B			
NOME	SÍMBOLO	VALOR	UN.
Fator de segurança para a fadiga	N_f	3	-
Fator de concentração de tensão torcional	K_f	1,25	-
Fator de Concentração de Tensão por Fadiga para Flexão média	K_{fm}	1,25	-
Fator de Concentração de tensão por fadiga	K_{fs}	1,25	-
Momento alternado	Ma	144,412	N.m
Limite de Resistência à Fadiga	S_f	118,46	kPa
Limite de Resistência à Tração	S_{ut}	420	k Pa
Torque Alternado	Ta	15931,44	N.m
Torque médio	Tm	15931,44	N.m
Diâmetro mínimo calculado	D_2	34,49	mm
Diâmetro eixo 2	D_{2_final}	35	mm

Fonte: O autor.

Como é possível observar, o valor encontrado para o diâmetro mínimo, com um coeficiente de segurança de 3 é 34,49 mm, que por estar ligeiramente abaixo do valor inicialmente proposto, é aceitável.

5.3.4. MANCAIS DE ROLAMENTO

Para a seleção dos mancais, usa-se a metodologia presente no livro Projeto de Máquinas (NORTON, 2013). Feita com base na vida em fadiga L_{10} , é expressa em milhões de revoluções.

Quanto aos mancais de rolamento, a seleção dos mesmos é feita com base no catálogo disponibilizado pelo fabricante (TIMKEN, 2021). Para os rolamentos externos, que sustentam o peso da estrutura e do usuário, selecionou-se o modelo UCP212. Como os mesmos atuarão principalmente em uma posição fixa, e com pequenas variações angulares, a seleção foi baseada na compatibilidade de suas dimensões e carga nominal estática. Isto é, a quantidade de revoluções destes mancais é irrelevante. A carga nominal estática para os mesmos é de 52,4 kN. Os mancais de rolamento externo são usados na simulação virtual presente no item 5.5, sendo por conveniência, melhor detalhados posteriormente.

Internamente, temos 7 rolamentos, melhor apresentados no apêndice A. Estes, sustentam os eixos de transmissão e o eixo de sustentação. Para o eixo de sustentação, especificamente, que também atua em uma posição majoritariamente fixa, usam-se novamente suas dimensões e carga nominal estática para sua seleção. O mancal selecionado é do modelo UCF212, com uma carga nominal estática também de 52,4 kN. Ambos os mancais suportam a mesma carga, que está acima daquela estipulada como peso do equipamento com o usuário, conforme será melhor discutido no seção 5.5. Na Figura 5.19, é possível identificar os mancais citados, onde os modelos UCF212 são internos e o modelo UCP212 é externo.

Figura 5.19: Mancais de sustentação.



Fonte: O autor.

Para os demais mancais internos, determina-se aquele sujeito à maiores esforços e adota-se o mesmo modelo para todas as demais posições. Com isso, diminui-se a possibilidade de erros de montagem e simplifica-se a busca por peças. Para o cálculo,

assume-se uma rotação constante máxima de 24 rpm, conforme discutido no item 5.3.1, operando durante 20 horas diárias durante 5 dias na semana (ou 252 dias no ano), por no mínimo 10 anos, gerando um total de 72,5 milhões de revoluções. Selecionando-se o mancal UCF 211, cuja carga nominal dinâmica e estática são respectivamente 43,4 e 29,4 kN, a vida em fadiga esperada para uma carga atuante de 2,194 kN (vide Figura 5.18) será de 7,74 bilhões de rotações, conforme a Equação 2.20. O rolamento atende às necessidades propostas, uma vez que a vida calculada é maior do que a quantidade de revoluções previstas para 10 anos de operação.

Visto que o modelo de rolamento foi selecionado para a condição máxima de sollicitação, deve obrigatoriamente servir para as demais posições, nas quais as sollicitações são menores. Mesmo sabendo que o uso de um item superdimensionado acarreta custos adicionais, opta-se por fazê-lo, visando-se uma maior garantia de qualidade e menor probabilidade de erros.

Figura 5.20: Rolamentos internos e externos, representação.

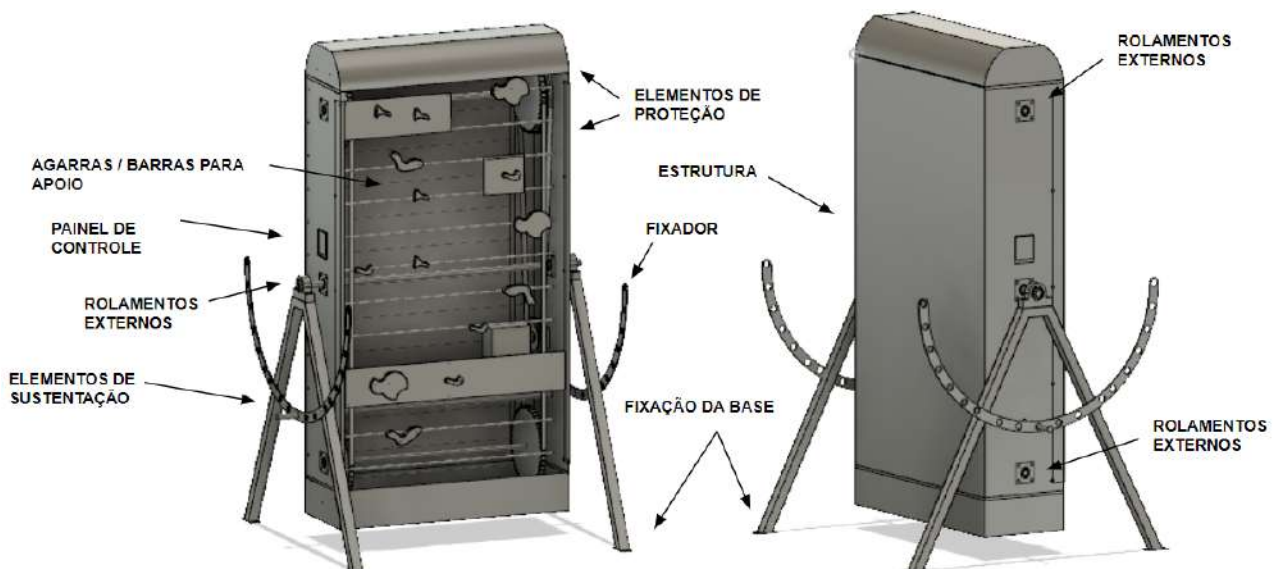


Fonte: (TIMKEN, 2021)

5.4. CONFIGURAÇÃO GERAL DA ESTRUTURA

Uma vez selecionada a estrutura que melhor atende às necessidades discutidas, é realizado o desenho do conjunto, englobando os elementos de transmissão, como correia, correntes, coroas e polias, elementos de sustentação, como a base, a estrutura em si, fixador e eixos. Além destes, foram desenvolvidos elementos de proteção, que atuam para oferecer uma melhor experiência de uso e segurança para o usuário. Estes, serão discutidos separadamente. Por fim, temos também as barras, agarras e plataformas, que entram em contato direto com o usuário, possibilitando uma experiência diferenciada de uso. Na Figura 5.21, tem-se uma representação geral do projeto, mostrando todos os elementos simultaneamente.

Figura 5.21: Representação geral.



Fonte: O autor.

Para possibilitar uma melhor visualização e entendimento dos detalhes presentes na configuração do projeto, a disposição interna e seus diferenciais serão discutidos separadamente, ainda nesta seção. É possível, no entanto, destacar na parte esquerda da Figura 5.21 o painel de controle, a base da estrutura, as agarras, plataformas e barras e rolamento externo. Na parte direita, realçamos os elementos de proteção, elemento fixador e a estrutura em si.

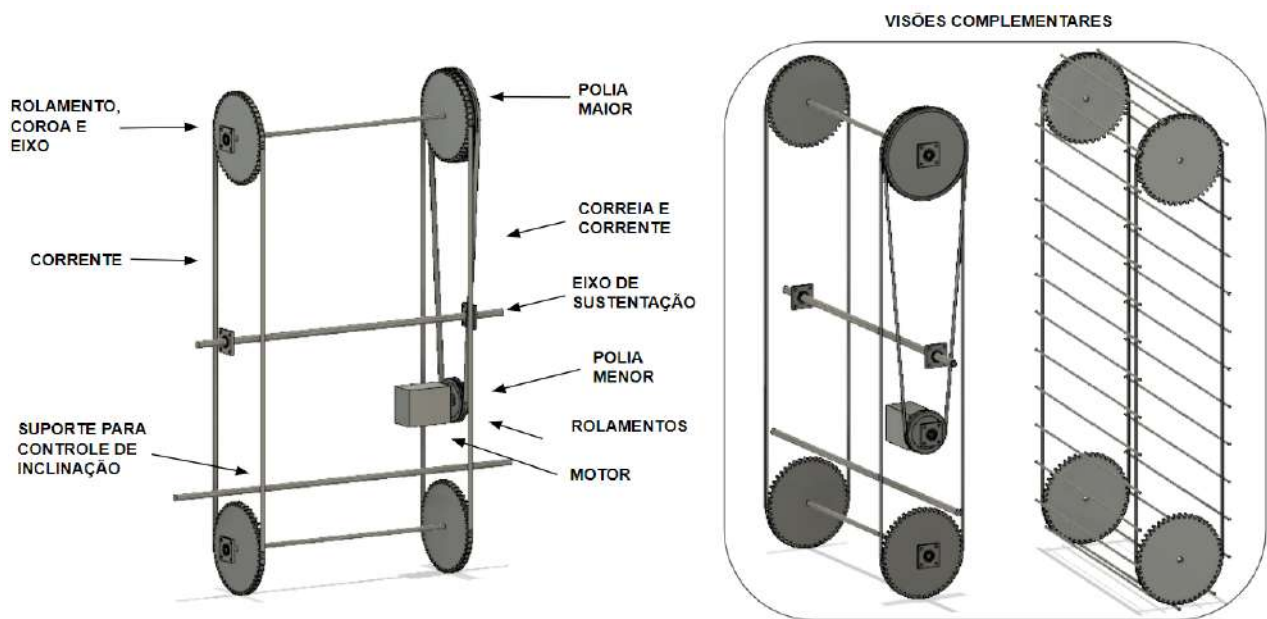
No painel de controle, será possível visualizar informações como velocidade, tempo de funcionamento, gasto calórico e inclinação, além de estipular diferentes condições para o funcionamento da esteira. A base da estrutura é discutida de forma mais completa no item 5.5. O apoio do usuário pode ser configurado de acordo com seu interesse, utilizando as barras, agarras e plataformas ou até mesmo uma configuração mista destes, tendo sido discutido no tópico 5.1.2. Sua configuração final será reapresentada no item 5.4.2., juntamente com os elementos de proteção. Por fim, o elemento fixador tem como função principal o ajuste da inclinação.

Ressalta-se a atenção dada para seguir as propostas iniciais do produto, como dimensões, praticidade para o usuário, quanto ao uso intuitivo e segurança e possibilidades de operação. O design robusto, visa tornar mínima a quantidade de elementos sujeitos à falhas aleatórias, por meio da seleção cuidadosa dos mesmos, busca por elevados coeficientes de segurança e sempre que possível diminuição da quantidade de componentes. No apêndice A, uma visão mais detalhada do projeto está disponível, juntamente com suas dimensões.

5.4.1. DISPOSIÇÃO INTERNA

Internamente, temos os elementos de transmissão, como o motor, os eixos A e B, polias e correias, que foram discutidos nos sub tópicos do item 5.3. Observa-se que o eixo B, foi duplicado, de forma que o temos na parte superior e inferior. Isso não é um problema, uma vez que as solicitações para as quais o mesmo foi projetado são maiores do que aquelas às quais o eixo inferior é exposto, o que garante uma maior segurança operacional.

Figura 5.22: Configuração Interna.



Fonte: O autor.

As correntes, representadas de forma simplificada, possuem uma característica que permite a fixação das barras nas quais o usuário irá se apoiar. Optou-se por usar um desenho simplificado destas, por se tratarem de um produto já existente. Na Figura 5.23, tem-se a representação de como as barras serão fixadas nas mesmas.

Figura 5.23: Configuração das correntes.



Fonte: Catálogo RENOLD, 2022.

O motor é parafusado em um suporte que será conectado na estrutura. Por último, destaca-se os rolamentos internos, que conectam os eixos de sustentação, eixo A, B e B2 na estrutura.

5.4.2. DIFERENCIAIS DO PROJETO

A competitividade do produto está associada ao público alvo, custo final e outros diferenciais, que podem abranger desde seus métodos de fabricação, canais de distribuição, atratividade do *design*, robustez, segurança, praticidade de uso e de montagem, dimensões, disponibilidade no mercado e etc.

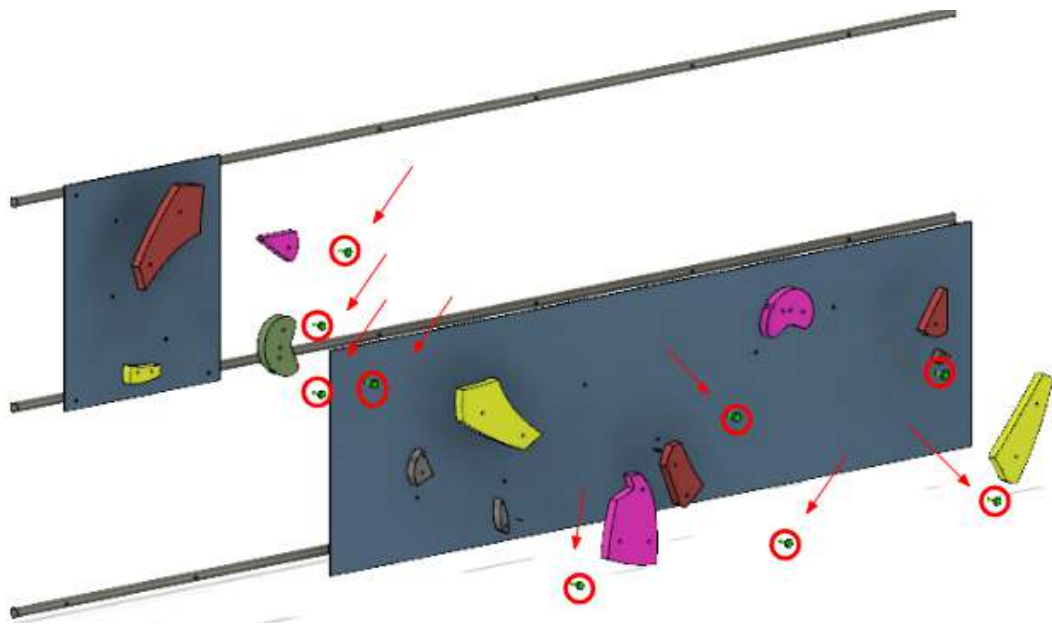
Um ponto de destaque do produto é a concepção inovadora para o suporte do usuário, que possibilita usar configurações mistas de apoio, como somente barras, barras e agarras e por fim, barras, agarras e chapas. Com essa nova concepção, todas as possíveis configurações de apoio encontradas em seus principais concorrentes podem ser adotadas no equipamento.

A facilidade de alterar o posicionamento das agarras ou chapas também aumenta a possibilidade de treinamentos, uma vez que por serem parafusadas diretamente nas barras de apoio, a remoção ou mudança de posição é rápida e prática. A Figura 5.24 apresenta uma visão explodida das barras, chapas e agarras. Nela, os parafusos que atuam como elemento fixador são destacados em vermelho.

Os possíveis ângulos de operação variam de 0° a 180° , o que é uma grande vantagem, em relação a outros produtos existentes no mercado, que operam com uma variação angular baixa (de até 5°) ou até mesmo inexistente. Para variar a inclinação, usa-se o elemento fixador, já anteriormente descrito.

A configuração geral da estrutura também pode ser destacada como um diferencial. Sua base de sustentação é consideravelmente menor do que a de seus concorrentes, conforme é possível observar nas Figuras 4.3, 4.3 e 4.5. Por isso, é esperado que a montagem e desmontagem do equipamento seja mais prática. Além disso, devido ao fato de seu eixo de sustentação estar próximo ao centro de massa da esteira, a variação da inclinação da plataforma exige menos esforço por parte do usuário.

Figura 5.24: Fixação dos elementos de apoio.



Fonte: O autor.

. Ressalta-se também a existência de itens de segurança, que impedem a aproximação dos dedos do usuário das extremidades laterais, inferior e superior da esteira, assim como dificultam o acesso às engrenagens, e correias, visando evitar possíveis acidentes.

Na parte superior e inferior das representações, na Figura 5.25, é possível identificar duas capas de proteção. Estas, foram projetadas para limitar o alcance do usuário, impedindo-o de posicionar-se nas extremidades do equipamento, mas mantendo o espaçamento necessário para que as agarras possam correr livremente. Nas laterais do equipamento, são dispostos outros dois elementos de proteção, que possuem o mesmo intuito das capas. É possível também visualizar na representação inferior esquerda da da Figura 5.25, o display eletrônico, responsável por exibir informações referentes aos treinos executados e controlar as configurações de operação. Do lado inferior direito da Figura 5.25, temos a mesma configuração, sendo complementada com os rolamentos internos e o restante e o restante de sua estrutura externa. A Figura 5.25 ilustra diferentes possibilidades de operação, variando as configurações de apoio do usuário e as inclinações da esteira, e os elementos de segurança acima descritos, respectivamente.

Figura 5.25: Diferenciais do projeto.



Fonte: O autor.

5.5. SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Por apresentarem diversos conceitos em comum, algumas das simulações presentes foram desenvolvidas e apresentadas como projeto final na disciplina de Projeto Estrutural de Máquinas (GNE 403).

Cálculos que comprovem a segurança da estrutura a ser projetada são uma parte indispensável de um projeto mecânico qualquer, podendo ser seguidos, se necessário, de adaptações. É preciso selecionar os materiais a serem usados, levando sempre em consideração o propósito do produto.

A comprovação estrutural, juntamente com as simulações de uso do equipamento permitem obter relações otimizadas entre segurança, dimensionamento, definição de limites de operação e o propósito do equipamento.

Ressalta-se que é um objetivo desenvolver um equipamento superdimensionado, a fim de garantir um produto seguro e duradouro. Entretanto, é inútil projetar uma estrutura que suporte grandes esforços quando outros elementos não o fazem. Isto é, dispositivo deve ser consistente, tendo todos os seus componentes com coeficientes de segurança próximos.

Com o desenvolvimento até então realizado, foi possível definir um conceito inicial para a geometria do projeto. Entretanto, é sabido que durante o desenvolvimento de um novo produto, várias adaptações podem ocorrer. A seguir, no item 5.5.1, são citadas algumas mudanças e adaptações que ocorreram durante o desenvolvimento do projeto de sua base, abrangendo desde a escolha do material até sua geometria. Nele também são dadas informações gerais sobre a estrutura de sustentação da esteira.

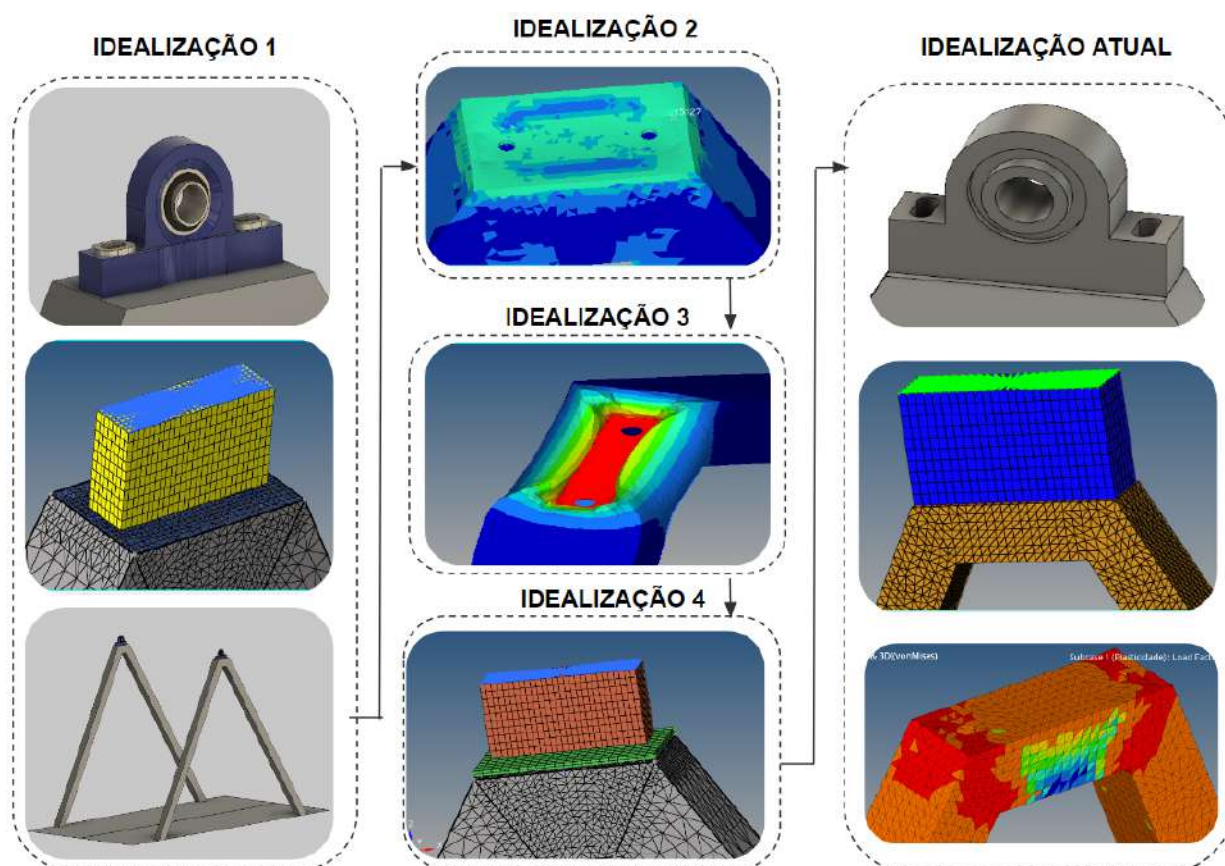
5.5.1. OTIMIZAÇÕES PRELIMINARES E INFORMAÇÕES GERAIS

Para a continuidade do projeto, foi levado em conta o contexto de produção. Isto é, buscou-se a seleção de materiais disponíveis e de fácil obtenção no mercado, além de terem sido priorizadas geometrias simples, que garantem a simplicidade e melhor montagem do equipamento. O preço e as propriedades dos materiais usados também tiveram grande influência nas decisões tomadas.

Foram realizadas diferentes simulações, antes de atingir-se os resultados nesta metodologia apresentados. Na primeira delas, selecionou-se como proposta de material para a base a liga de alumínio 7021, de perfil quadrado de comprimento 100 mm e espessura 5 mm. Sua densidade era o principal item de interesse, diminuindo o peso final da estrutura. Entretanto, ao avaliar características como a ausência de vida infinita e elevado valor de mercado, ela foi desconsiderada. Posteriormente, selecionou-se um perfil de aço 1020, laminado a frio, com a mesma geometria. Este, mostrou-se superdimensionado para o propósito do projeto, resultando em coeficientes de segurança muito superiores àqueles inicialmente idealizados. Alterou-se a espessura do mesmo, selecionando-se um perfil de espessura igual à 1 mm, que por sua vez, não atendia às condições de projeto, deformando-se plasticamente. Uma alternativa analisada foi o uso de uma chapa de metal, que pudesse melhor distribuir as tensões na superfície da estrutura. Tal abordagem mostrou-se eficaz para evitar a deformação plástica, mas diminuiu a atratividade estética do produto e foi também descartada. Por fim, adotou-se um perfil quadrado, de lado 80 mm com espessura de 3 mm, obtendo-se assim coeficientes de segurança satisfatórios, otimizando a quantidade de material usado e, por consequência, o valor final do produto.

Ressalta-se que a estrutura desenvolvida para suportar a esteira é um dos principais itens que necessitam de sua comprovação estrutural, uma vez que está sujeita a maiores e mais variados esforços. Outras componentes presentes, como rolamentos, motores e polias, podem ter suas propriedades consultadas em catálogos, o que não justifica a simulação virtual dos mesmos. A Figura 5.26 ilustra a cronologia das alterações citadas.

Figura 5.26: Otimizações iniciais.



Fonte: O autor.

Na Figura 5.26, é possível observar a ordem cronológica das 5 idealizações realizadas. Nas Idealizações de 1 à 4, usou-se a mesma geometria, variando-se quesitos como espessura, material e presença de elementos de reforço, conforme anteriormente descrito. Como não constituem um objetivo direto do trabalho, foram apenas citadas no presente subseção. A Idealização atual, é a configuração apresentada no presente trabalho.

5.5.1.1. MATERIAL

Como citado anteriormente, a análise realizada no presente trabalho visa o estudo do comportamento específico da estrutura de sustentação da plataforma. Sendo assim, o estudo dos outros componentes, que se conectam à estrutura, não constituem um objetivo direto, apesar de exercerem influência no projeto.

Para o mancal de rolamento, foi respeitado durante as análises sua carga máxima, que é dada pelo fabricante. Sendo assim, foi assumido que o mesmo apresentaria um bom funcionamento, conservando sua vida útil. Sua geometria foi substituída por um corpo rígido, uma vez que devido à grande quantidade de componentes e materiais presentes no mesmo, o tempo de análise aumentaria muito.

Para a construção da estrutura, selecionou-se o aço AISI 1020, laminado a frio. Suas propriedades foram selecionadas a partir de dados coletados da AISI (American Iron and Steel Institute) e são apresentadas na Tabela 5.5.

Os principais aspectos que justificam a escolha do material são a facilidade de encontrá-lo no mercado, o preço acessível, a grande quantidade de empresas especializadas em trabalhar com o mesmo e, por fim, as suas propriedades mecânicas. É um dos materiais com melhor custo benefício encontrado, além de ser comumente empregado em estruturas mecânicas em geral, como engrenagens, barras, eixos, pinos e outros.

Tabela 5.5: Propriedades do material escolhido.

AÇO 1020, “Cold Worked”	
Módulo de Elasticidade (GPa)	205
Tensão última (MPa)	420
Limite de escoamento (MPa)	350
Elongation (%)	15
Coef. de Poisson	0.29
Módulo de Cisalhamento (GPa)	80
Densidade (g/cc)	7.87

Fonte: AISI.

A análise de sua curva de plasticidade pode ser feita a partir de dados experimentais ou por meio de dados analíticos. Neste último caso, é possível realizar tal abordagem por meio das relações de Walter e Osgood, que descrevem a relação de tensão-deformação com base na tensão de escoamento, tensão última e módulo de elasticidade. São elas:

$$\varepsilon_{us} = 100. (\varepsilon - F_{tu}/E) \quad (5.1)$$

$$n = \ln(\varepsilon_{us}/0.2)/\ln(F_{tu}/F_{ty}) \quad (5.2)$$

$$\varepsilon = (\sigma/E) + 0,002. (\sigma/F_{ty})^n \quad (5.3)$$

Em que os coeficientes ε , σ , E , F_{tu} e F_{ty} são referentes respectivamente à deformação, tensão atuante, módulo de elasticidade, tensão última e tensão de escoamento do material. Com base nesta relação, é possível calcular os pontos que formam a curva de plasticidade, que é usada em etapas de desenvolvimento posteriores (análise plástica).

Visando a realização de uma análise o mais próxima da realidade, fez-se uso 19 pontos para a determinação de uma curva tensão - deformação mais precisa. Os pontos calculados estão disponíveis na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Pontos da curva de Plasticidade.

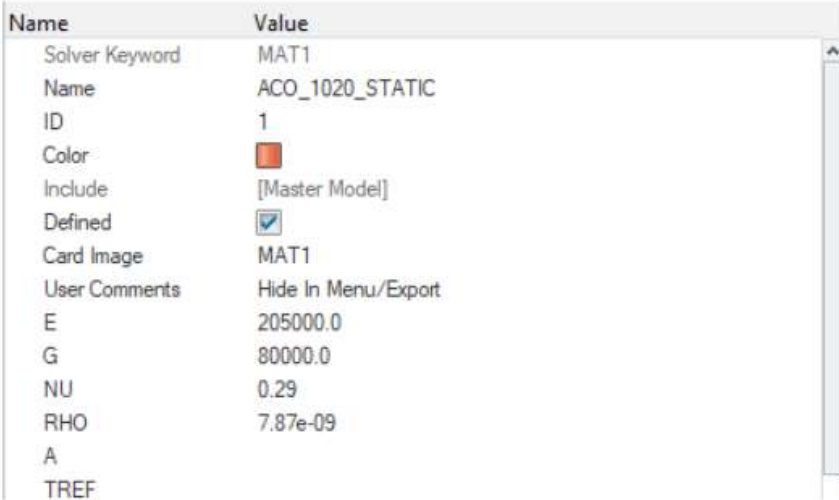
Curva de Plasticidade AÇO 1020	
σ (MPa)	ϵ
0,0	0,00000
70	0,00034
140	0,00068
210	0,00102
280	0,00138
297,5	0,00149
315,5	0,00170
332,5	0,00222
350,0	0,00371
357,0	0,00493
364,0	0,00682
371,0	0,00972
378,0	0,01415
385,0	0,02085
392,0	0,03094
399,0	0,04603
406,0	0,06844
413,0	0,10151
420,0	0,15000


Fonte: O autor.

Com os valores acima apresentados, é possível criar a curva “Tensão x Deformação” para o material. Ela é apresentada na Figura 5.27. Nela, é possível notar os pontos nos quais a deformação plástica e a ruptura ocorrem, destacados pelas setas em verde e vermelho, respectivamente.

A Tabela 5.6 foi importada para o programa e adicionada às propriedades do material da base da estrutura, juntamente com os demais valores de Módulo de Elasticidade, Tensão Última, Limite de escoamento, Coeficiente de Poisson, Módulo de Cisalhamento e Densidade. Conforme apresentado na Figura 5.27.

Figura 5.27: Material da Estrutura e Curva tensão x Deformação.



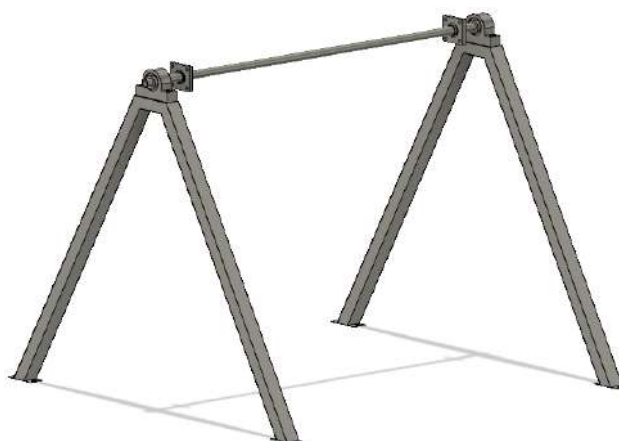
Name	Value
Solver Keyword	MAT1
Name	ACO_1020_STATIC
ID	1
Color	
Include	[Master Model]
Defined	<input checked="" type="checkbox"/>
Card Image	MAT1
User Comments	Hide In Menu/Export
E	205000.0
G	80000.0
NU	0.29
RHO	7.87e-09
A	
TREF	

Fonte: O autor.

5.1.1.2. DESENHOS E DIMENSÕES

Dentre as concepções realizadas, julgou-se a Concepção 3 a mais adequada para o propósito do trabalho, conforme apresentado no item 5.2. Sendo assim, foi feito um novo desenho para a base, adotando as medidas finais do equipamento. A representação é feita na Figura 5.28.

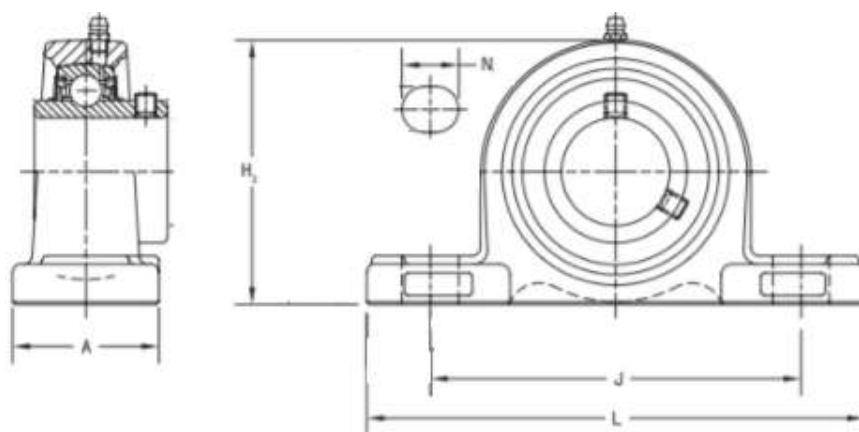
Figura 5.28. Configuração geral final.



Fonte: O autor.

É possível visualizar dois mancais de rolamento, posicionados na parte superior da estrutura. Estes elementos, são responsáveis por transmitir as diferentes condições de carga para a mesma. O mancal selecionado, com base no catálogo do fabricante TIMKEN, é do modelo UCP212. Ele é fixado por meio de dois parafusos M16 ligados na superfície da estrutura e tem massa de 10,8 kg. Sua carga nominal dinâmica é de 52,5 kN e sua carga nominal estática é de 36,2 kN.

Figura 5.29: Desenho do mancal UCP212.



Fonte: (Catálogo TIMKEN), adaptada.

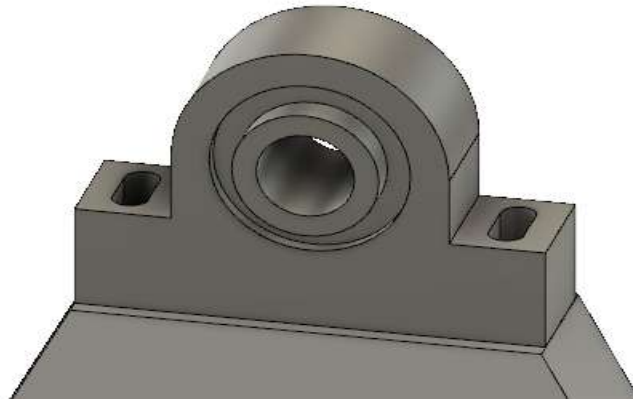
Tabela 5.7: Dimensões principais do mancal

Dimensão	Tamanho (mm)
L	241
J	184
A	70
H2	138
N	20

Fonte: (TIMKEN).

Dadas as dimensões acima apresentadas, foi realizada uma montagem do mancal na estrutura. Nesta, foram feitos dois furos, que representam a posição de encaixe dos parafusos. É possível obter o desenho completo do mancal no site do fabricante, mas para a realização das análises, adotou-se uma simplificação de sua geometria, discutida a seguir.

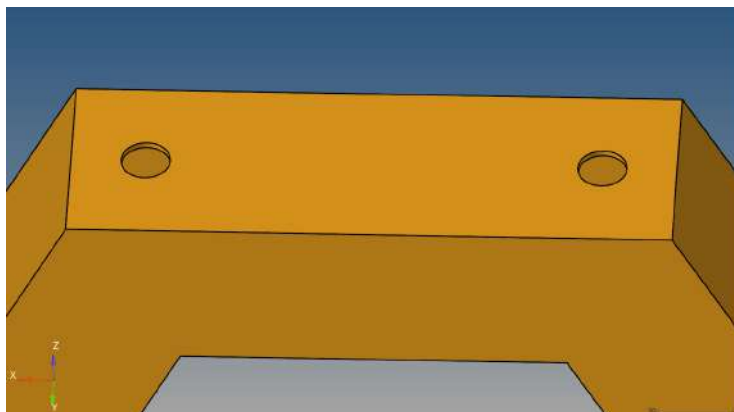
Figura 5.30: Representação, Mancais de rolamento e estrutura.



Fonte: O autor.

Devido ao elevado número de componentes e detalhes do mancal, assim como o fato do presente estudo ser voltado à estrutura em si, é assumida a simplificação de sua geometria, adotando para o mesmo, um corpo cuja base tenha iguais dimensões, de 241 x 70 mm e a altura do de 138mm. É importante ressaltar que uma vez que as cargas que são usadas na simulação são consideravelmente menores do que aquelas suportadas pelo mancal, tal simplificação não resultará em complicações futuras. Quanto aos furos adotou-se suas dimensões iguais às do mancal, de diâmetro igual à 20 mm. Estes, foram considerados, uma vez que atuam como concentradores de tensão, na face superior da estrutura. São mostrados na Figura 5.31.

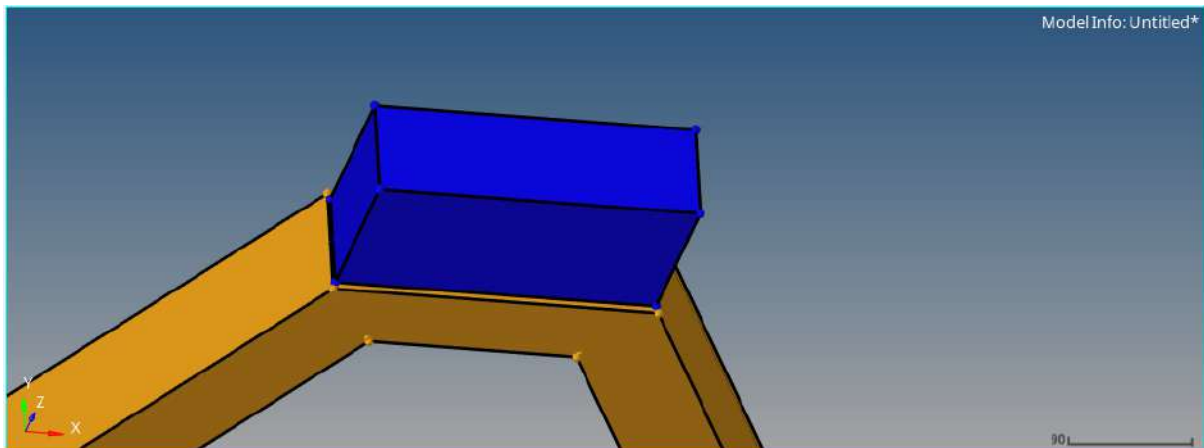
Figura 5.31: Furos para a fixação dos parafusos.



Fonte: O autor.

Na Figura 5.31, destaca-se os furos realizados na face superior da estrutura, com o intuito de representar a forma e local de fixação do mancal. Este, pode ser visualizado na Figura 5.32, onde já é adotada sua representação como um corpo rígido simplificado, conforme discutido anteriormente.

Figura 5.32: Representação do mancal.

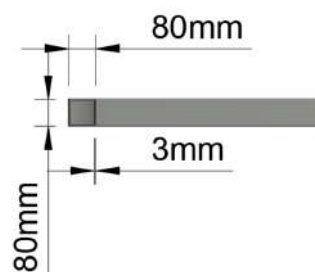


Fonte: O autor.

Uma vez que a estrutura é simétrica, é assumida a hipótese de igual divisão das cargas em suas duas extremidades, o que torna possível a análise de somente um de seus lados. Também por este motivo, as dimensões são apresentadas somente para um lado da mesma.

Sua seção possui dimensões quadradas, de 80 mm, com espessura 3 mm. Tal configuração para as barras foi adotada com base na disponibilidade de fabricação, tendo sido encontradas no catálogo da empresa Aço Plano. Sua representação é feita pela Figura 5.33.

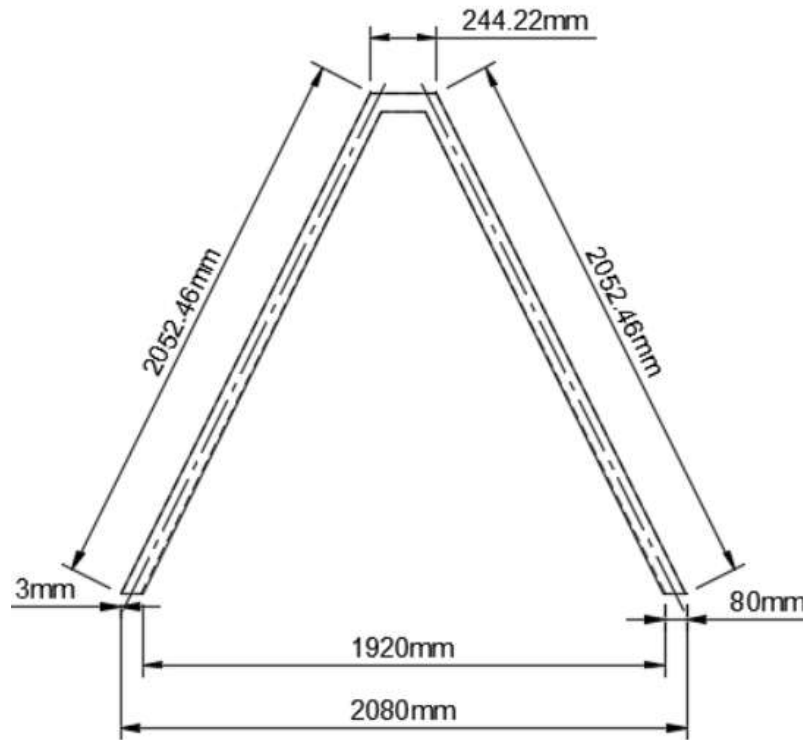
Figura 5.33: Configuração da seção da estrutura.



Fonte: O autor.

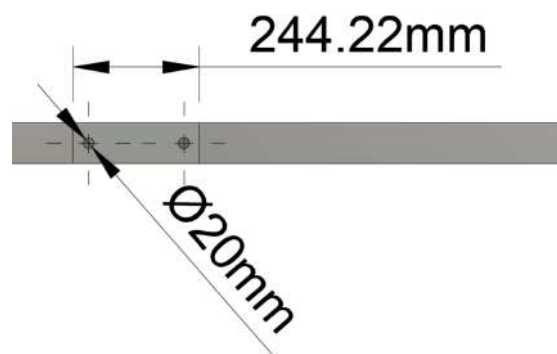
Quanto à sua configuração geral, foi usada para projeto uma largura de base (de centro a centro de seção) de 2 m, uma altura de 1.84 m, sendo esta medida de sua face superior até o chão. Esta última, possui dimensões de 244.22 x 80 mm.

Figura 5.34: Configuração Geral.



Fonte: O autor.

Figura 5.35: Configuração da superfície superior.



Fonte: O autor.

5.5.1.3. COMPONENTES

São usados 3 componentes para o presente desenvolvimento. São eles: a estrutura, o mancal e um corpo rígido, que é posicionado acima deste último. A função do corpo rígido é apenas transmitir a força que será aplicada no sistema de forma uniforme para o mancal. Ganha-se assim tempo de processamento, uma vez que a análise torna-se mais simplificada. A Figura 5.36 apresenta os elementos.

Figura 5.36: Visão geral dos componentes



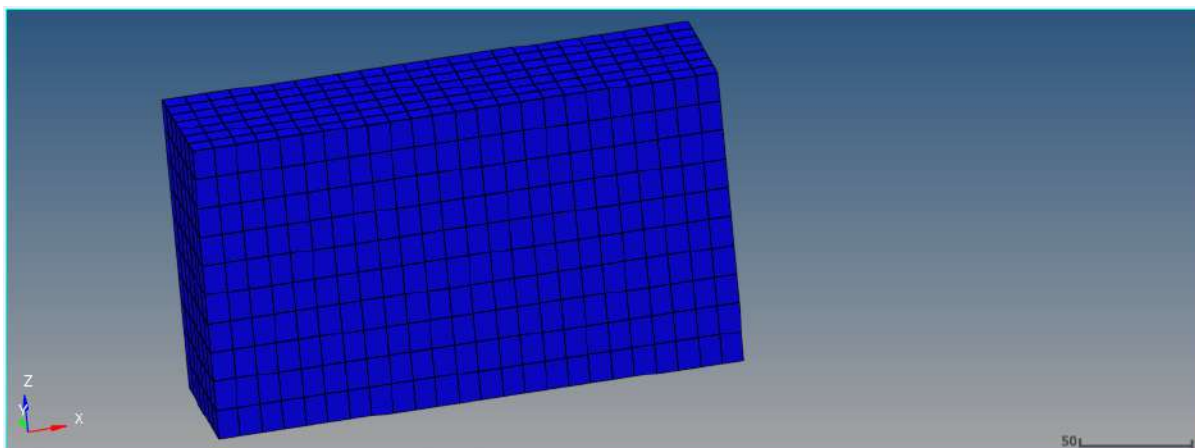
Fonte: O autor.

É possível perceber o corpo rígido, em verde, a simplificação adotada para o mancal de rolamento, em azul, e a estrutura em si, em laranja.

5.5.1.4. MALHAS

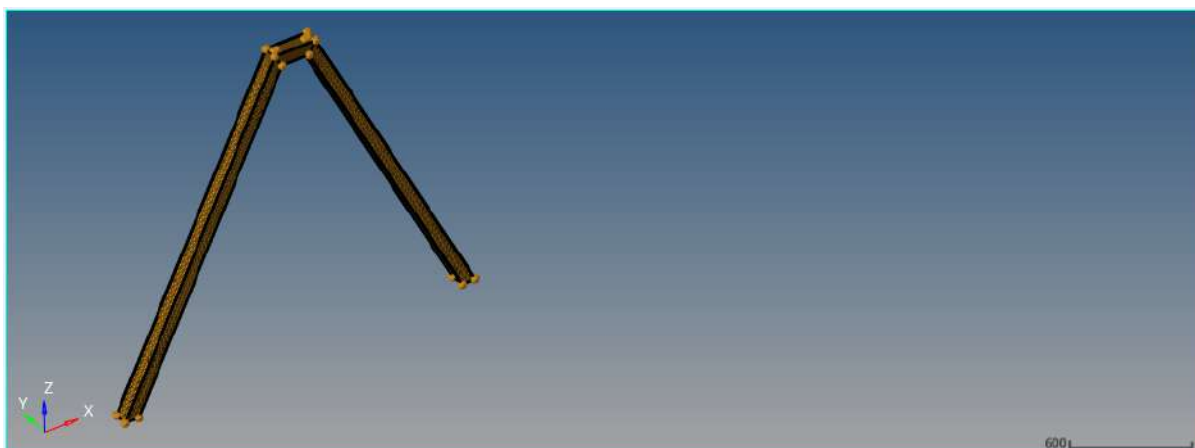
Uma vez importado o desenho, foram criadas duas malhas, sendo a primeira feita para o mancal e a segunda para a estrutura. Para o mancal, criou-se uma malha com elementos de tamanho 10, uma vez que o componente não é um objetivo direto da análise. Quanto à estrutura, criou-se uma malha de maior densidade nas proximidades dos furos e regiões de contato, a fim de obter-se valores mais precisos para estes pontos, com tamanho 5. Nas áreas mais distantes do contato, foi feita uma malha de tamanho 10. Ressalta-se que devido às limitações do programa, a quantidade máxima de elementos permitida, na versão estudantil, foi utilizada nas malhas.

Figura 5.37: Malha Mancal.



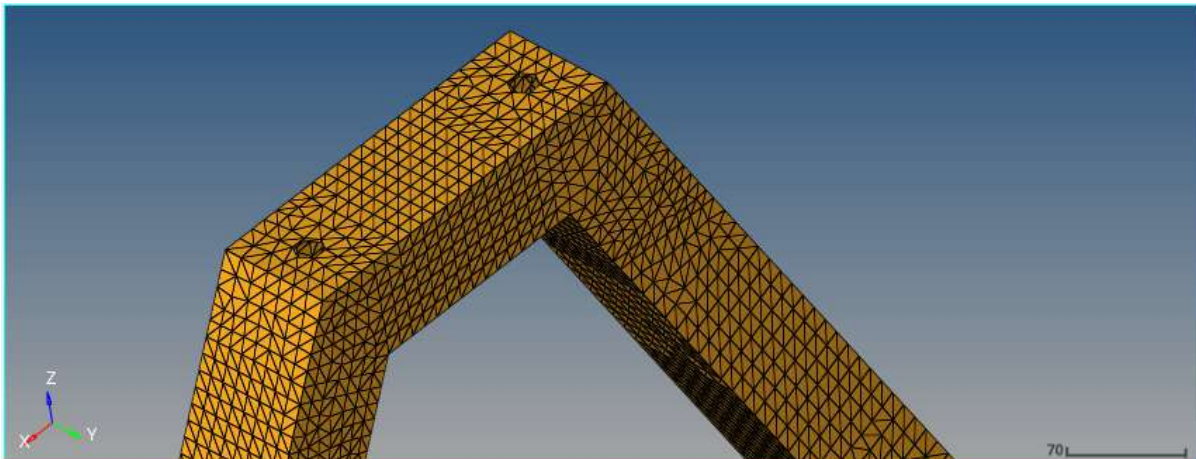
Fonte: O autor.

Figura 5.38: Malha Estrutura, visão geral.



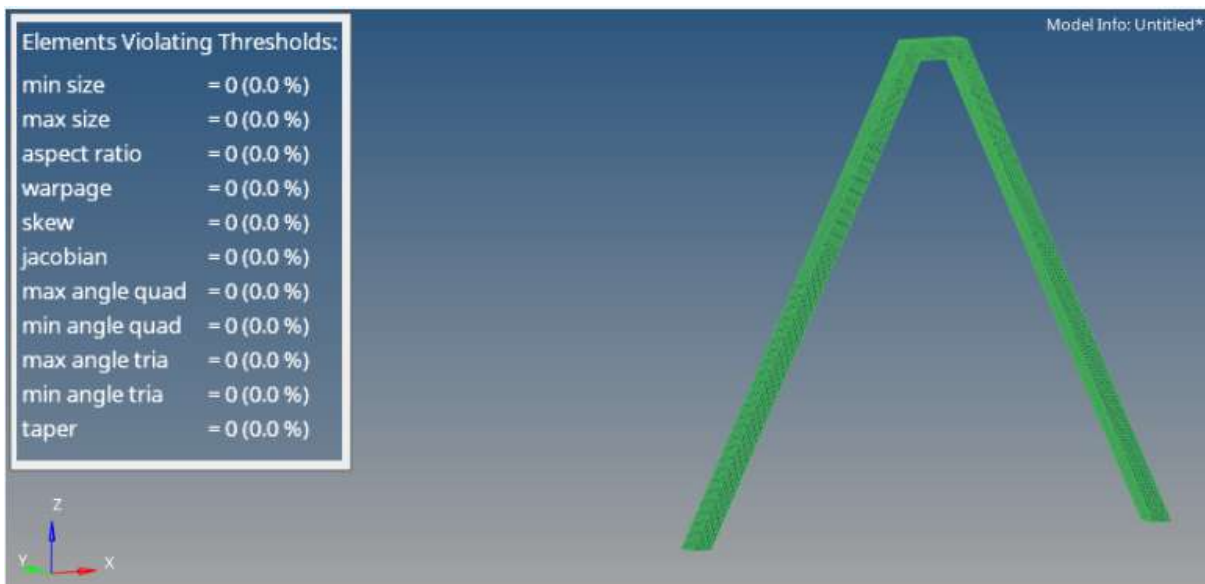
Fonte: O autor.

Figura 5.39: Malha Estrutura, parte superior.



Fonte: O autor.

Figura 5.40: Qualidade de malha.



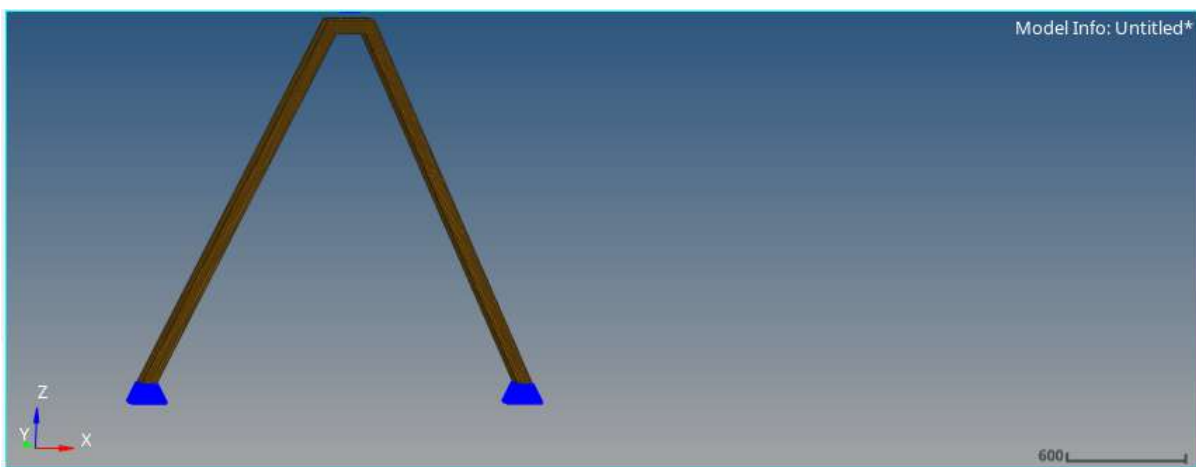
Fonte: O autor.

A Figura 5.40 mostra que a malha criada para a estrutura atende aos quesitos de qualidade, conforme visível em “*Elements Violating Threshold*”, não apresentando nenhum elemento que ultrapasse os valores limites mínimo e máximo para a angulação, tamanho, jacobiano e outros. Desta forma, as simulações terão convergência com a malha selecionada.

5.5.1.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO

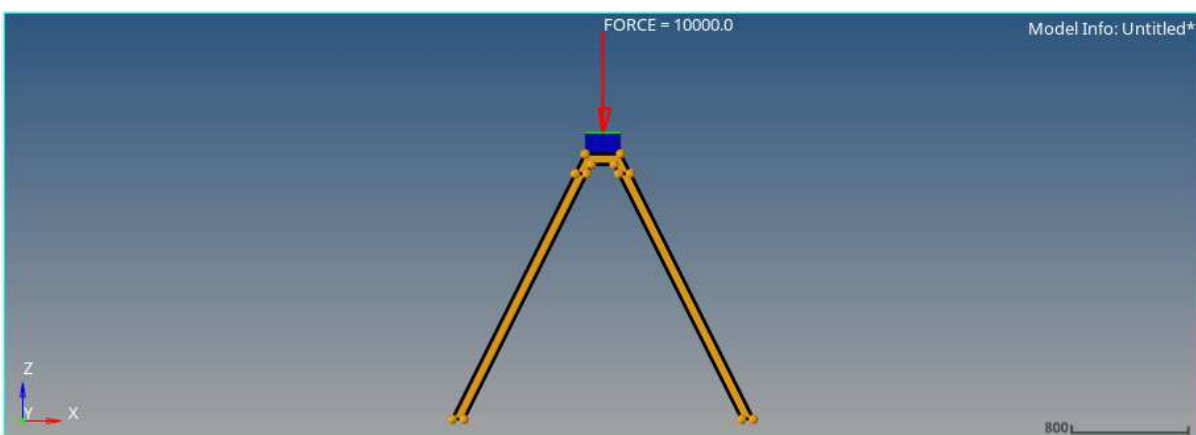
Foi criada uma restrição de movimento para as pernas da estrutura, uma vez que as mesmas serão fixadas no chão, conforme apresentado na Figura 5.41. Além disso, foi estipulada uma força atuante no corpo rígido presente no topo do rolamento, de 10 kN, a fim de simular o peso da plataforma, com todos os seus componentes internos, e do usuário. Conforme mostrado na Figura 5.42.

Figura 5.41: Restrições de movimento.



Fonte: O autor.

Figura 5.42: Condição de carga assumida.




Fonte: O autor.

5.5.1.6. CONTATO

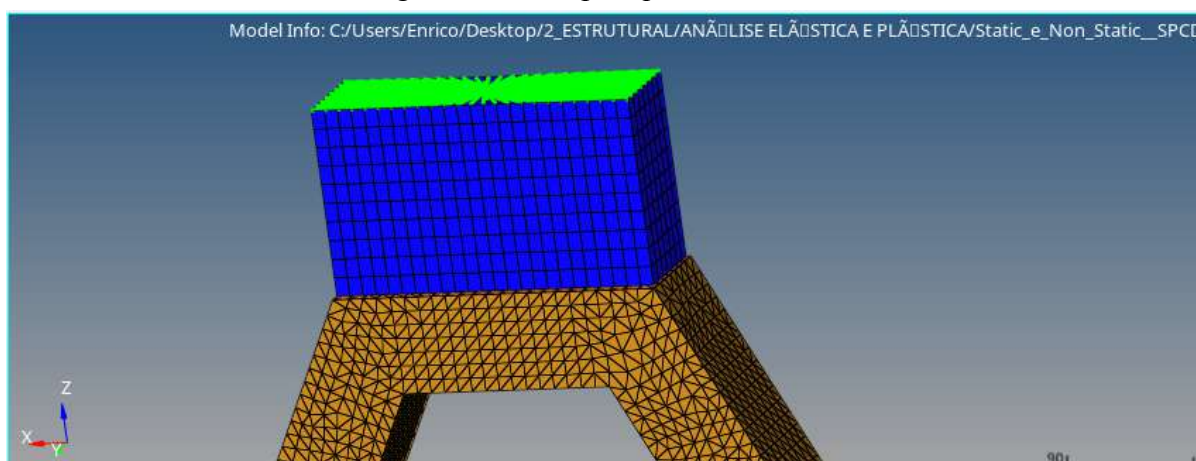
Foram criadas duas superfícies de contato, no mancal e na estrutural. Elas foram agrupadas no mesmo grupo, sendo a superfície da estrutura definida como “slave” e a superfície do mancal como “master”. Esta nomenclatura não traz mudanças nos resultados, uma vez que as propriedades de ambos os materiais já foram especificadas anteriormente. Normalmente, o termo “master” é associado ao elemento de maior rigidez. A configuração do grupo e as superfícies são apresentadas a seguir.

Figura 5.43: Grupos, contato.

Name	Value
Color	
Include	[Master Model]
Card Image	CONTACT
User Comments	Hide In Menu/Export
Property Option	Property Type
TYPE	SLIDE
SSID	(2) ESTRUTURA_MANCAL
MSID	(1) MANCAL_ESTRUTURA
MORIENT	
SRCHDIS	
Adjust Option	String Value
ADJUST	AUTO
CLEARANCE	

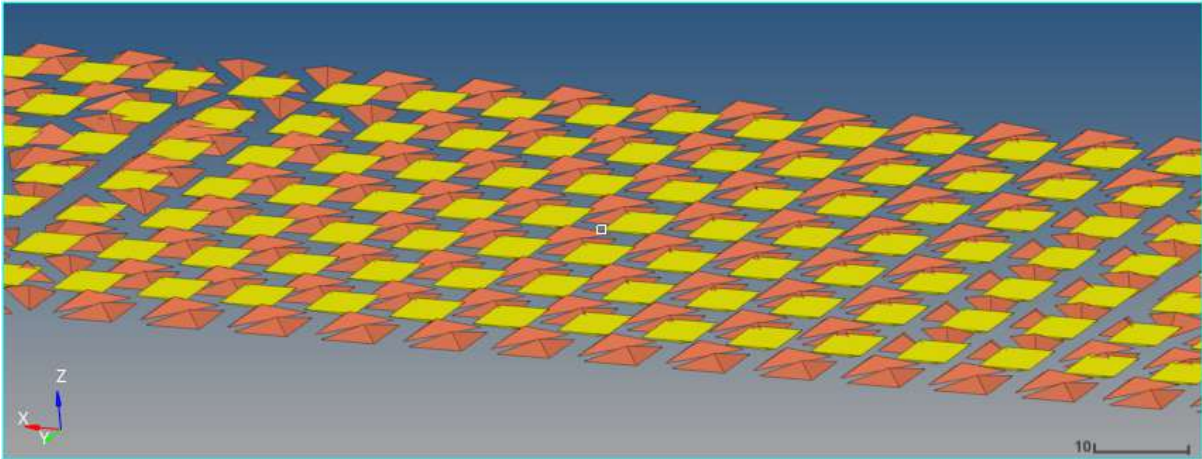
Fonte: O autor.

Figura 5.44: Corpos que entram em contato.



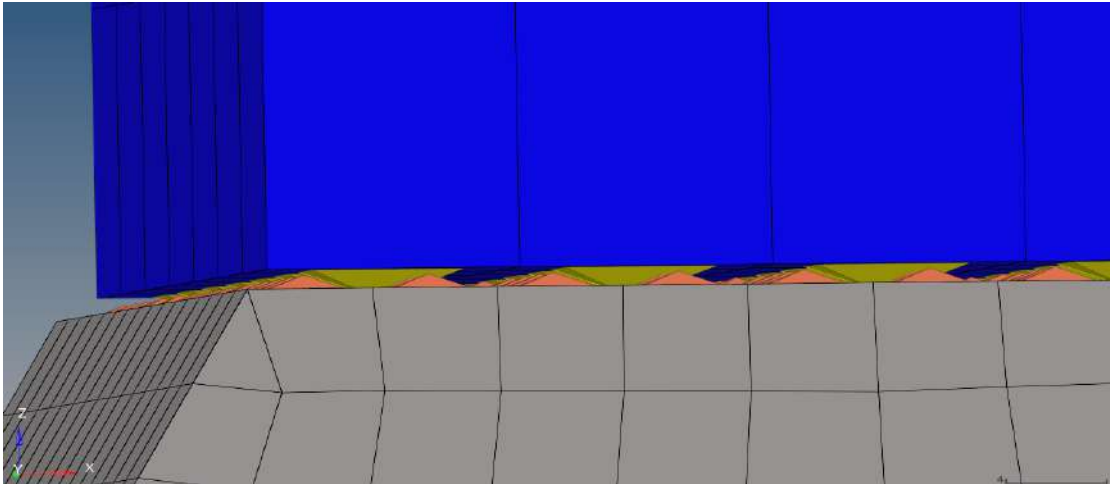
Fonte: O autor.

Figura 5.45: “Contact Surfaces”.



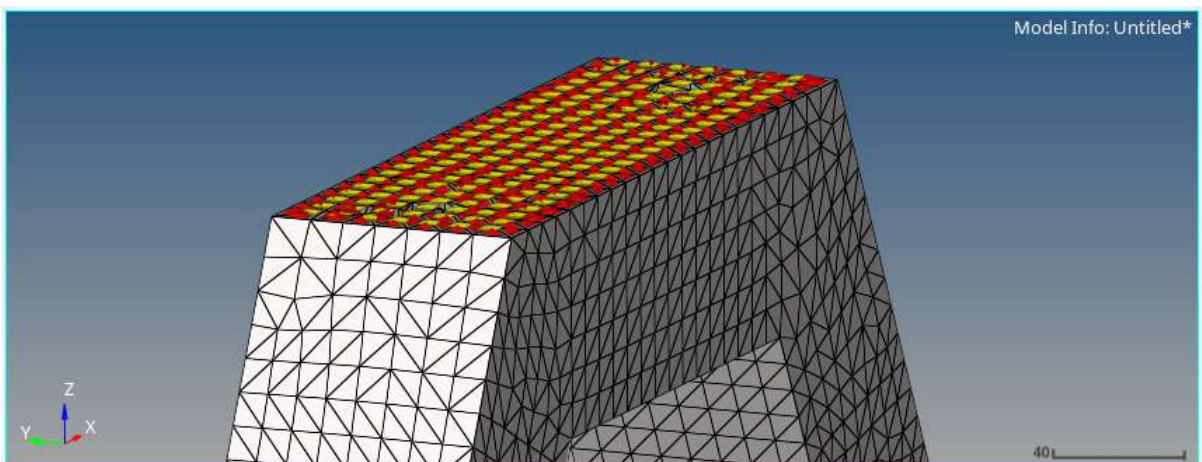
Fonte: O autor.

Figura 5.46: “Contact Surfaces”, zoom.



Fonte: O autor.

Figura 5.47: Contact Surfaces, com o mancal “escondido”.



Fonte: O autor.

5.5.1.7. ÁRVORE DE ENTIDADES

A seguir se apresenta a árvore de entidade geral que será utilizada para cada uma das análises que serão realizadas a seguir. Sendo todos os *Load Collectors* e *Load Steps* específicos apresentados em suas devidas análises, uma vez que os mesmos apresentam variações para cada uma delas.

Figura 5.48: Árvore de entidades

Entities	ID	Include
Cards (1)		
Components (3)		
_MANCAL	3	0
RIGIDO	4	0
ESTRUTURA	1	0
Contact Surfaces (2)		
MANCAL_ESTRUTURA	1	0
ESTRUTURA_MANCAL	2	0
Groups (1)		
ESTRUTURA_MANCAL	1	0
Load Collectors (6)		
Load Steps (2)		
Materials (2)		
ACO_1020_STATIC	1	0
MANCAL	5	0
Parts (1)		
Properties (2)		
property_Estrutura	1	0
property_Mancal	2	0
Titles (1)		

Fonte: O autor.

5.5.2. ANÁLISE LINEAR ELÁSTICA

O critério de falha referente à análise estática engloba a deformação plástica e a análise das tensões. Visto que o todo o peso da estrutura e do usuário deve ser suportado pelo equipamento, sem movimentações angulares frequentes, esta análise é de extrema importância.

A análise estática é realizada para obtenção e quantificação dos pontos que, quando solicitados, estão sujeitos a maiores valores de tensão e, portanto, mais sujeitos a falhas. Futuras melhorias ou adaptações na estrutura serão feitas também com base nos resultados aqui obtidos.

O primeiro passo para iniciar a análise, é estipular a força que será atuante no mancal. Foi definida, uma força de 10kN, conforme ilustrado na Figura 5.42.

5.5.3. ANÁLISE PLÁSTICA

Na análise plástica, em vez de criar uma força que seja capaz de deformar a estrutura, julgou-se mais prático prescrever um movimento para o mancal, de -6 mm no eixo y e posteriormente, realizar a leitura da força que atuava no sistema no momento em que ocorreu pela primeira vez a deformação plástica, no primeiro elemento. É sabido que o mesmo ocorre no momento em que a tensão atuante se iguala à tensão de Von Mises, dada pela Equação 2.21.

Para realizar o armazenamento dos dados referentes à tensão e deformação plástica, criou-se o *collector* NLOUT. O card NLPARM serve para fazer pequenos incrementos no deslocamento, possibilitando assim o estudo transiente da deformação, obtendo mais informações sobre o intervalo de deslocamento entre 0 e 6mm. Já o CNTSTB é usado para estabilizar o contato entre geometrias. Para prescrever o movimento, criou-se um *Load Step*, no formato de movimento, SPCD, conforme a Figura 5.41. Foi prescrito uma movimentação de 6 mm para o mancal.

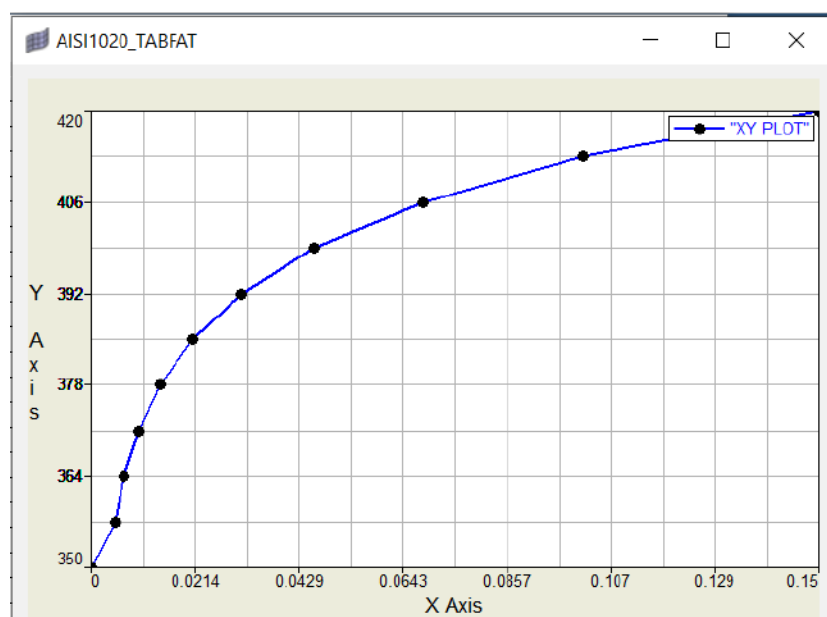
Figura 5.49: Load Step, SPCD.

Name	Value
ID	2
Include	[Master Model]
User Comments	Hide In Menu/Export
Subcase Definition	
Analysis type	Linear Static
SPC	(7) SPC
LOAD	(2) SPCD
SUPPORT1	<Unspecified>
PRETENSION	<Unspecified>
MPC	<Unspecified>
DEFORM	<Unspecified>
STATSUB (PRELOAD)	<Unspecified>
STATSUB (PRETENS)	<Unspecified>
SUBCASE OPTIONS	
LABEL	<input type="checkbox"/>
SUBTITLE	<input type="checkbox"/>
ANALYSIS TYPE	<input checked="" type="checkbox"/> STATICS

Fonte: O autor.

Além disso, é necessário importar as propriedades do material, citadas no item 5.5.1.1. Tais dados, são apresentados na Tabela 5.6 e foram copiados para o programa, obtendo-se assim, a sua curva “Tensão vs Deformação específica”. Para esta função, foi criado o *Load Collector* AISI1020_TABFAT .

Figura 5.50: Curva “Tensão vs Deformação” (MPa), Aço 1020.

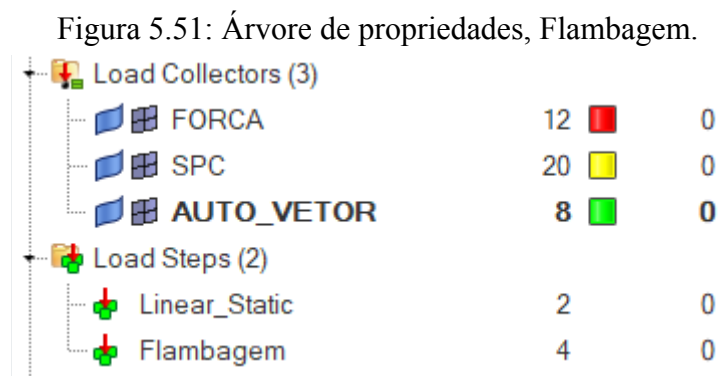


Fonte: O autor.

5.5.4. ANÁLISE DE FLAMBAGEM

A análise de flambagem, especificamente, foi definida como um dos modelos necessários devido ao fato de se trabalhar com um componente esbelto, ao qual seu comprimento é muito superior à sua área de seção, e também pelo fato de estar sobre a ação de cargas de força axial. Nela, criou-se uma força de 10 kN que, assim como na análise estática, atua na área de contato entre o mancal e a estrutura.

Entre as configurações usadas para o programa, destacam-se a criação dos *Load Collectors* “Auto_Vetor” e “Forca”, que armazenam respectivamente as informações referentes sobre os autovetores e a força, de 10 kN, do problema. Além destes, os *Load Steps* “Linear Static” e “Flambagem”, que são usados no processamento das análises linear e de flambagem.



Fonte: O autor.

Figura 5.52: Load Step “Linear Static” - parte 1.

Name	Value
Name	Linear_Static
ID	2
Include	[Master Model]
User Comments	Hide In Menu/Export
Subcase Definition	
Analysis type	Linear Static
SPC	(9) SPC
LOAD	(10) FORCA
SUPOORT1	<Unspecified>
PRETENSION	<Unspecified>
MPC	<Unspecified>
DEFORM	<Unspecified>
STATSUB (PRELOAD)	<Unspecified>
STATSUB (PRETENS)	<Unspecified>
SUBCASE OPTIONS	
LABEL	<input type="checkbox"/>
SUBTITLE	<input type="checkbox"/>
ANALYSIS	<input checked="" type="checkbox"/>
TYPE	STATICS

Fonte: O autor.

Além dos pontos apresentados acima, foram selecionados no “*Linear Static*” os subcases *Displacement*, *Gpforce*, *Strain* e *Stress*. Dessa forma, obtêm-se os valores referentes também ao deslocamento, tensões e força final, em todos os pontos da malha.

Figura 5.53: Configuração Load Step - “Flambagem”

Name	Value
Include	[Master Model]
User Comments	Hide In Menu/Export
Subcase Definition	
Analysis type	Linear buckling
SPC	(9) SPC
MPC	<Unspecified>
STATSUB(BUCKLING)	(2) Linear_Static
METHOD (STRUCT)	(8) AUTO_VETOR
DEFORM	<Unspecified>
STATSUB (PRELOAD)	<Unspecified>
SUBCASE OPTIONS	
LABEL	<input type="checkbox"/>
SUBTITLE	<input type="checkbox"/>
ANALYSIS	<input checked="" type="checkbox"/>
TYPE	BUCK
EIGVRETRIEVE	<input type="checkbox"/>
EIGVSAVE	<input type="checkbox"/>
EXCLUDE	<input type="checkbox"/>

Fonte: O autor.

Também em “Flambagem”, foram selecionados os subcases Displacement, Gpforce, Strain e Stress.

As demais configurações usadas no arquivo são semelhantes às dos outros itens, seguindo os padrões apresentados anteriormente.

5.5.5. ANÁLISE MODAL

Para a análise modal, além da árvore de entidades criada anteriormente para as outras análises, incluindo materiais, propriedades e o Load Collector “SPC”, foi criado também um componente chamado de “MASSA”, o qual foi usado para atribuir uma massa à estrutura. O cálculo da mesma é feito com base no volume e densidade do material selecionado. O volume é calculado automaticamente pelo programa, dada a geometria importada. A densidade é fornecida pelo usuário de acordo com o material. O componente recebeu um valor de 127 kg.

Além disso, foi criado um outro Load Collector, chamado de “Auto_V”, responsável por obter os autovalores, isto é, as frequências naturais. Nele, definiu-se como Card Image “EIGRL” e estabeleceu um armazenamento de dez valores de frequências. Criou-se também o Load Steps chamado “Normal_modes”, conectando-o com o Load Collector anterior. A Figura 5.54 ilustra a configuração da árvore de entidades para o caso de análise modal.

Figura 5.54: Análise Modal: Árvore de entidades.

Entities	ID	Include
Cards (1)		
Components (2)		
ESTRUTURA	1	0
MASSA	5	0
Contact Surfaces (2)		
Groups (1)		
Load Collectors (3)		
AISI1020_TABFAT	6	0
AUTO_V	8	0
SPC	9	0
Load Steps (1)		
Normal_Modes	3	0
Materials (1)		
ACO_1020_PLASTICO	4	0
Parts (1)		
Properties (1)		
property_Estrutura	1	0
Sets (1)		
n_RBE2	1	0
Titles (1)		

Fonte: O autor.

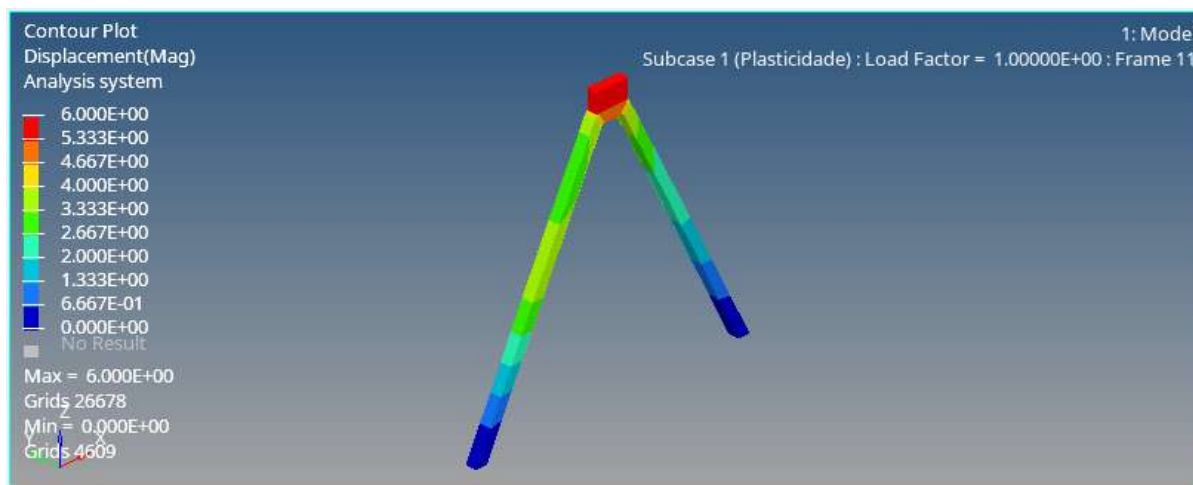
5.5.6. RESULTADOS

Os resultados apresentados referem-se a uma chapa de espessura de 3mm. Foram realizadas interações para diferentes diâmetros, sendo eles de respectivamente 1 e 5mm. Como o procedimento para os demais diâmetros é o mesmo, não são necessárias mais informações. Estes, foram descartados, por serem respectivamente sub e superdimensionados, para o objetivo do projeto. Além disso, a análise plástica é apresentada previamente em relação à análise elástica, pois a mesma foi necessária para a determinação de parâmetros importantes, comentados no desenvolvimento a seguir.

5.5.6.1. ANÁLISE PLÁSTICA

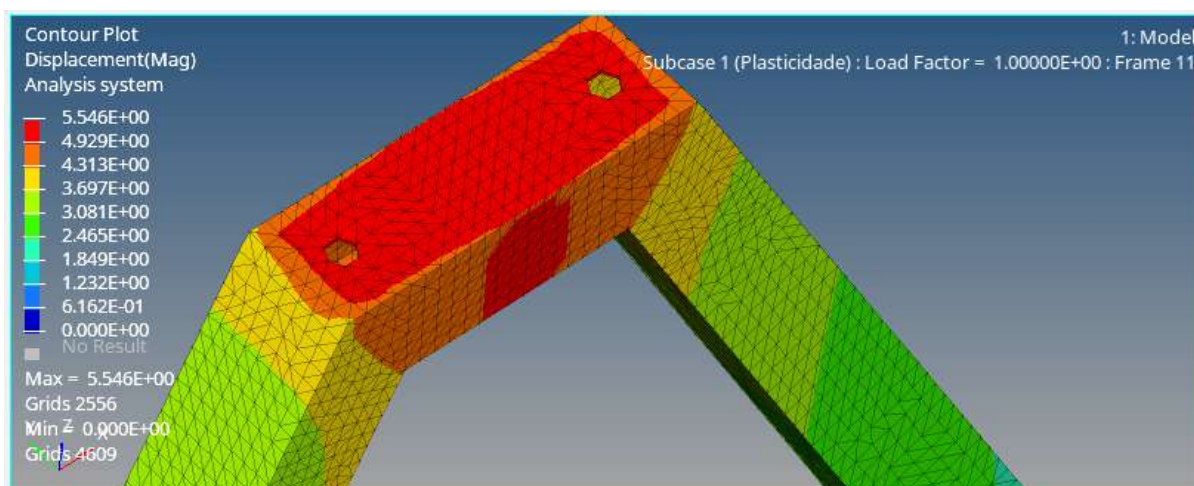
Na análise plástica, foi especificado um deslocamento inicial de - 6mm no eixo Z. Isto pois com este deslocamento prescrito, torna-se possível rastrear as forças atuantes no mesmo no momento em que a deformação plástica se inicia. Ou seja, em vez de especificar uma força e realizar a análise da deformação causada por ela, especificou-se o deslocamento citado, a fim de obter a força. O deslocamento foi prescrito no elemento rígido, e transmitido do mesmo para o mancal e a estrutura. A seguir, são apresentados os resultados da análise realizada.

Figura 5.55: Deslocamento, visão geral.



Fonte: O autor.

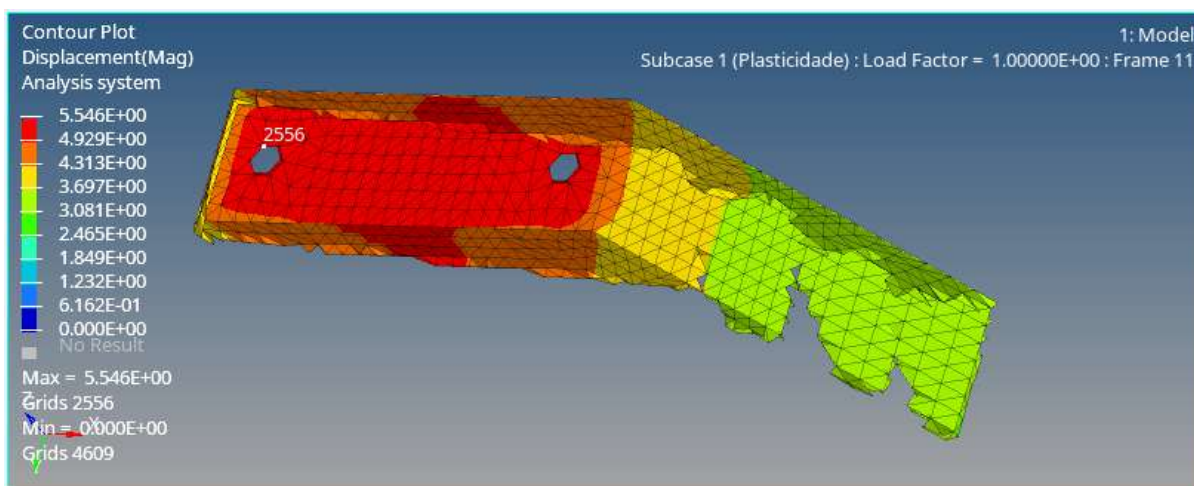
Figura 5.56: Deslocamento, face superior da estrutura.



Fonte: O autor.

Uma vez realizada a análise, é possível obter os elementos com maior e menor deslocamento, através da opção “Query”. Eles são os de ID 2556 e 76868, respectivamente. O elemento de maior deslocamento, de interesse, encontra-se na parte inferior da face mostrada acima, conforme é possível perceber pela Figura 5.57, a seguir, que apresenta uma vista cortada da estrutura.

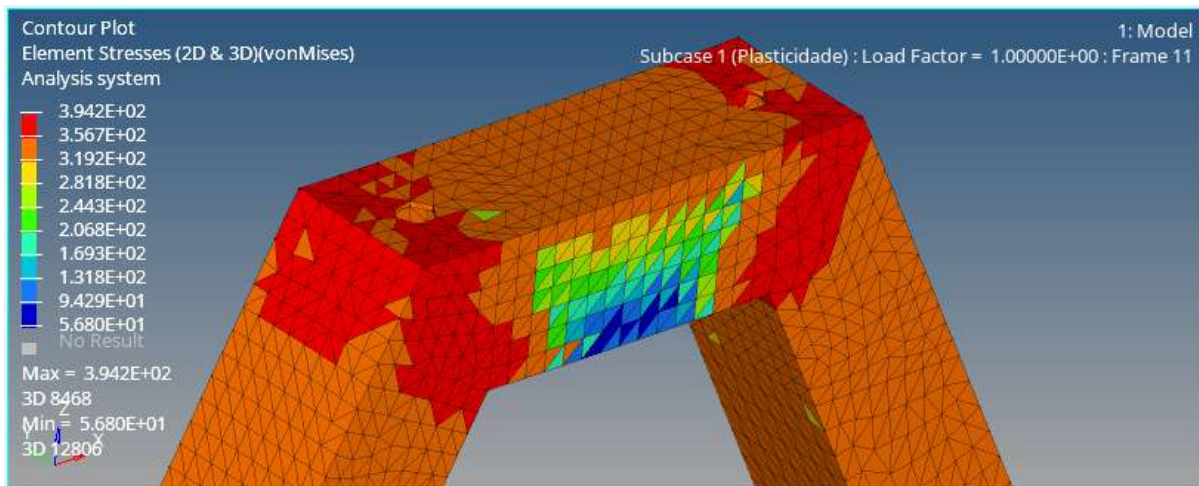
Figura 5.57: Elemento com maior deslocamento



Fonte: O autor.

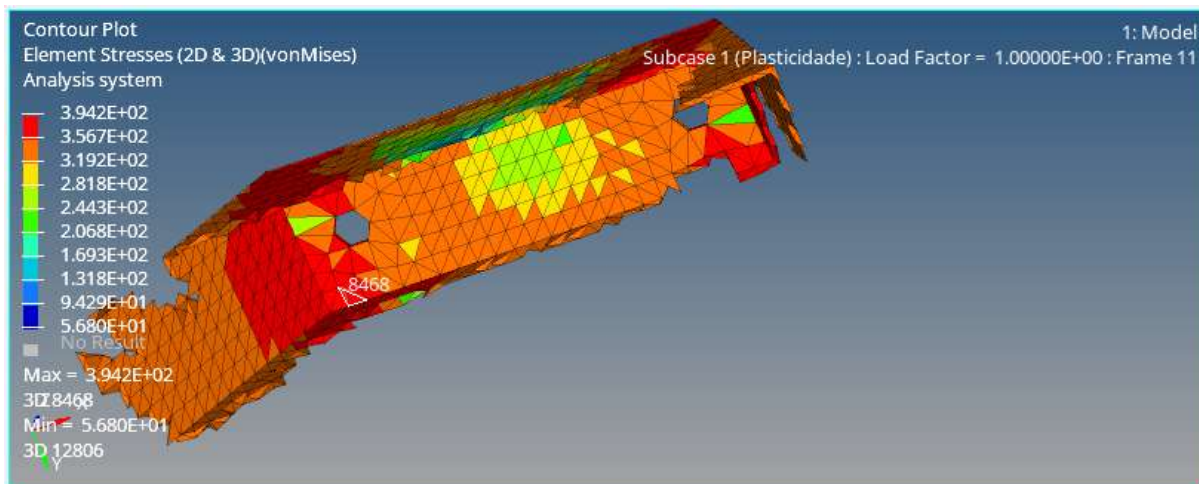
Pelo mesmo processo descrito anteriormente, obteve-se o elemento com maior tensão, cuja ID é 8468. Ele se encontra na face inferior do suporte, conforme mostrado na Figura 5.59. A seguir, são apresentadas imagens que ilustram o tensão atuante na estrutura, dada as condições de contorno descritas.

Figura 5.58: “Stress” na estrutura.



Fonte: O autor.

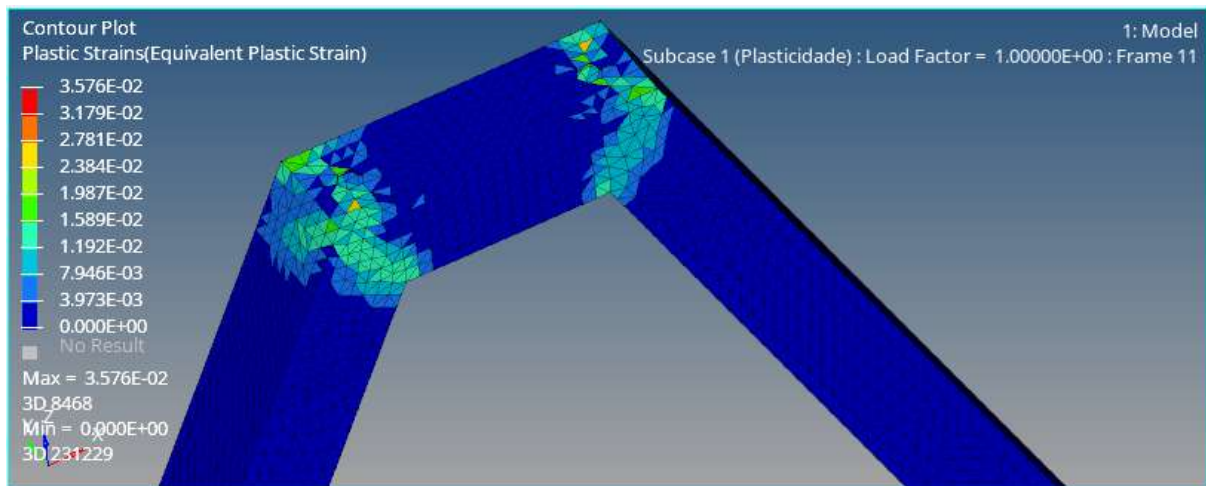
Figura 5.59: Elemento de maior stress. ID 8468.



Fonte: O autor.

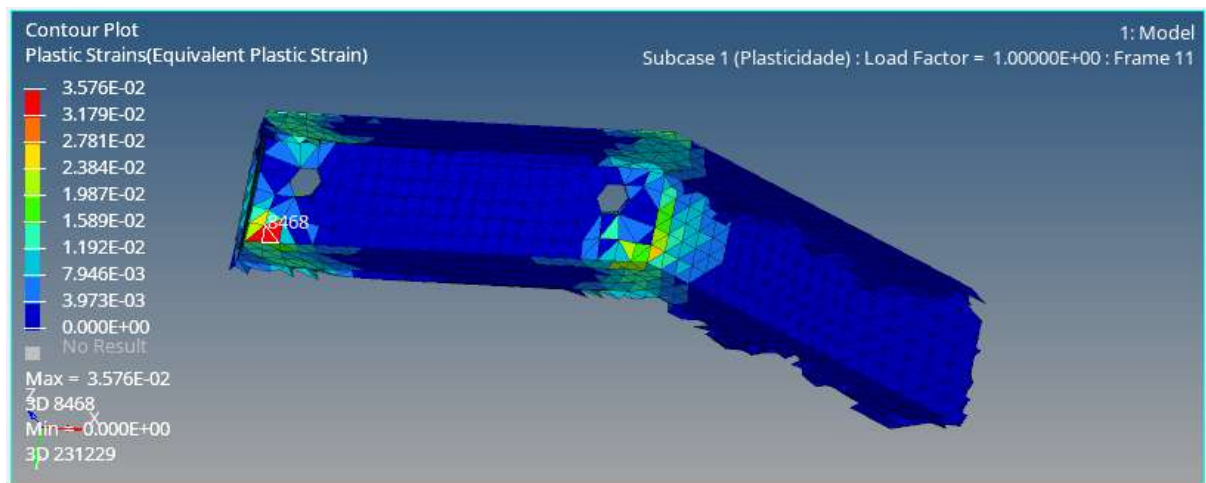
Alterando-se o parâmetro de Stress para Plastic Strain, obtém-se uma visão mais detalhada da deformação plástica, conforme é possível perceber pelas Figuras 5.60 e 5.61. Como é de se esperar, o elemento de ID 8468 é também o que possui o maior valor para a deformação plástica.

Figura 5.60: “Plastic Strain”, aproximação.



Fonte: O autor.

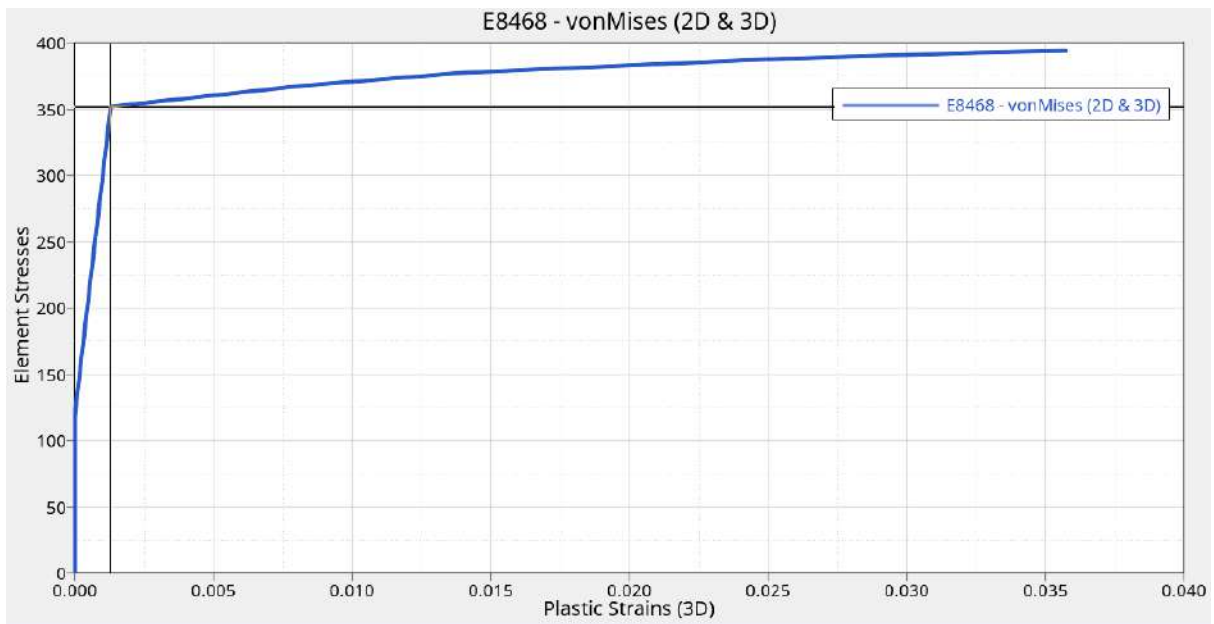
Figura 5.61: “Plastic Strain”, Elemento 8486.



Fonte: O autor.

Uma vez que o elemento que sofre com as maiores tensões é conhecido, ID 8485, pode-se direcionar a análise para o mesmo. Isto é, pode-se dizer que a força que faz com que o mesmo se deforme plasticamente é a também a força limite para a estrutura projetada. Sendo assim, obteve-se os gráficos “*Element Stress x Plastic Strain*”, “*Tensão x Deslocamento*” e “*Grid Force x Plastic Strain*”. São apresentados nos Gráficos 5.1, 5.2 e 5.3.

Gráfico 5.1: “Element Stress x Plastic Strain”.

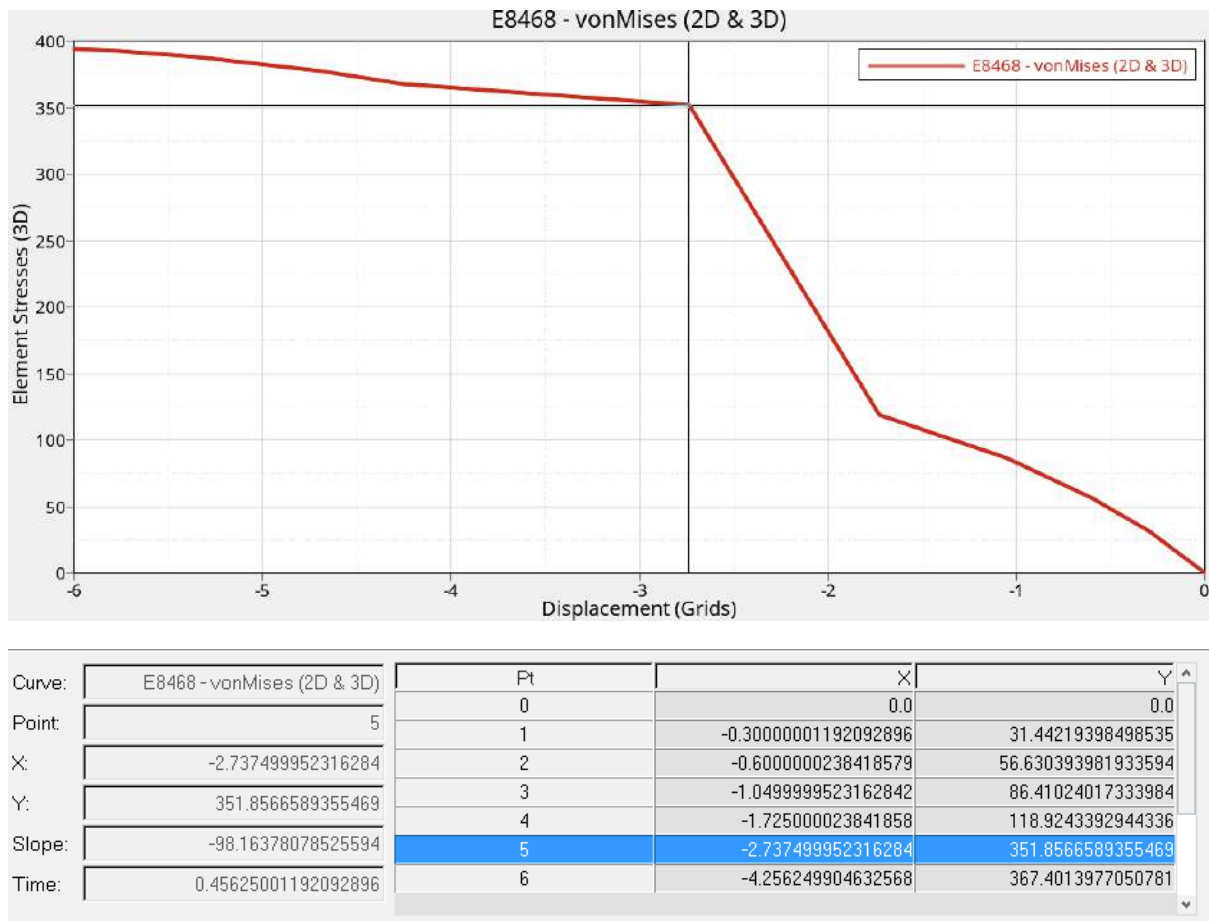


Curve:	E8468 - vonMises (2D & 3D)	Pt	X	Y
Point:	5	0	0.0	0.0
X:	0.00130849564447999	1	0.0	31.44219398498535
Y:	351.8566589355469	2	0.0	56.630393981933594
Slope:	30182.081057376567	3	0.0	86.41024017333984
Time:	0.45625001192092896	4	0.0	118.9243392944336
		5	0.00130849564447999	351.8566589355469
		6	0.008232601918280125	367.4013977050781

Fonte: O autor.

Percebe-se que o início da deformação plástica acontece para o primeiro valor acima da tensão equivalente de Von Mises, conforme destacado.

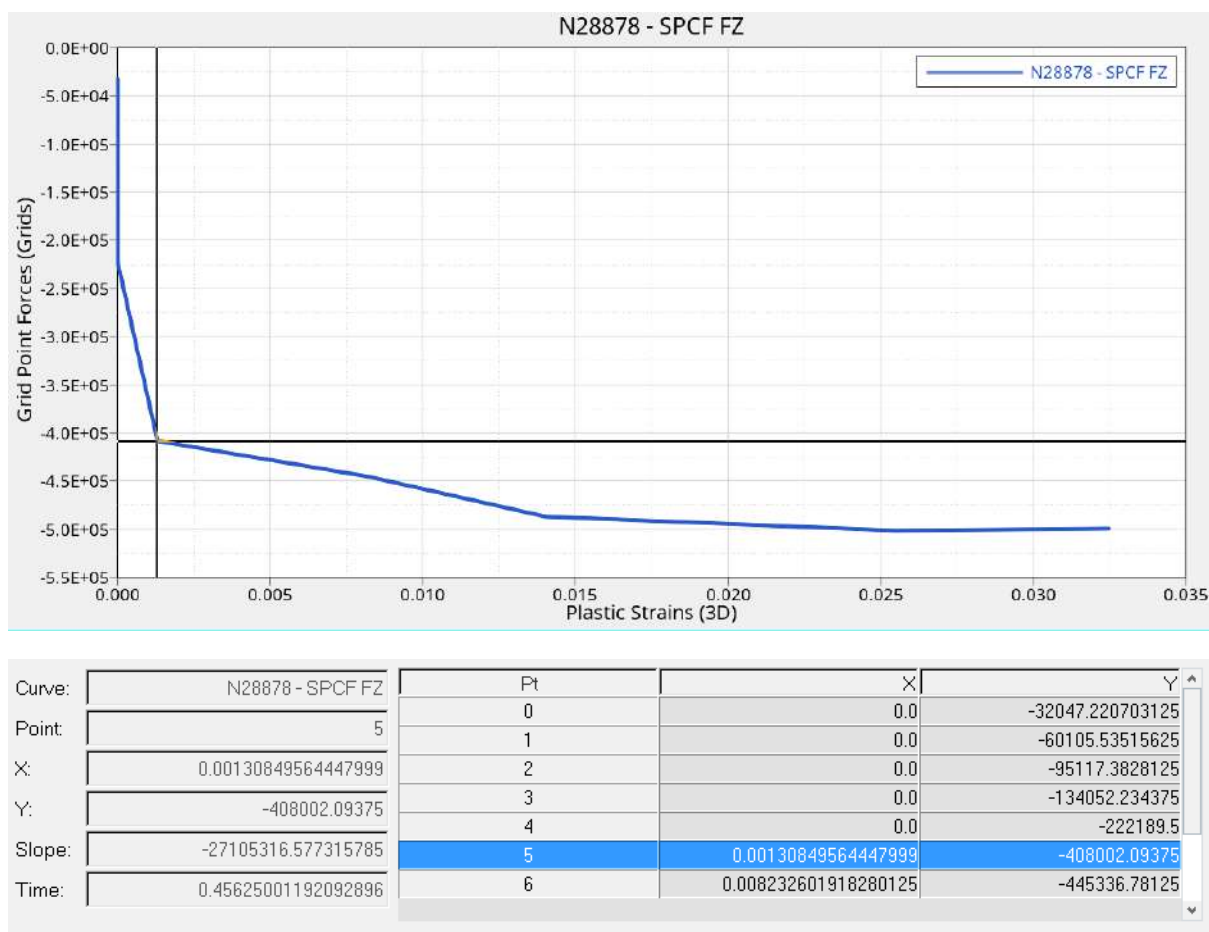
Gráfico 5.2: “Tensão x Deslocamento”.



Fonte: O autor.

No Gráfico 5.2, a tensão é analisada no elemento de maior Stress (ID: 8468), porém o deslocamento no nó central do corpo rígido, que teve o deslocamento prescrito (ID 28878). Isto pois são os elementos com os maiores valores para Stress e deslocamento, respectivamente. Em outras palavras, o elemento com maior deslocamento não é necessariamente o mesmo com o maior valor de tensão.

Gráfico 5.3: “Grid Force x Plastic Strain”.



Fonte: O autor.

Dados os gráficos acima, resumiu-se os dados na Tabela 5.8. Todos referem-se ao momento de início da deformação plástica. Valores dentro desses limites relacionam-se portanto com uma deformação elástica. Desta maneira, a estrutura só irá sofrer a deformação plástica quando submetida à uma força maior de 408 kN.

Tabela 5.8: Dados início da deformação plástica, no elemento crítico.

INÍCIO DEFORMAÇÃO PLÁSTICA	
Força, necessária - (kN)	408.002
Stress (Von Mises) - (MPa)	351.856
Deslocamento - (mm)	2,737
Plastic Strain	0.001

Fonte: O autor.

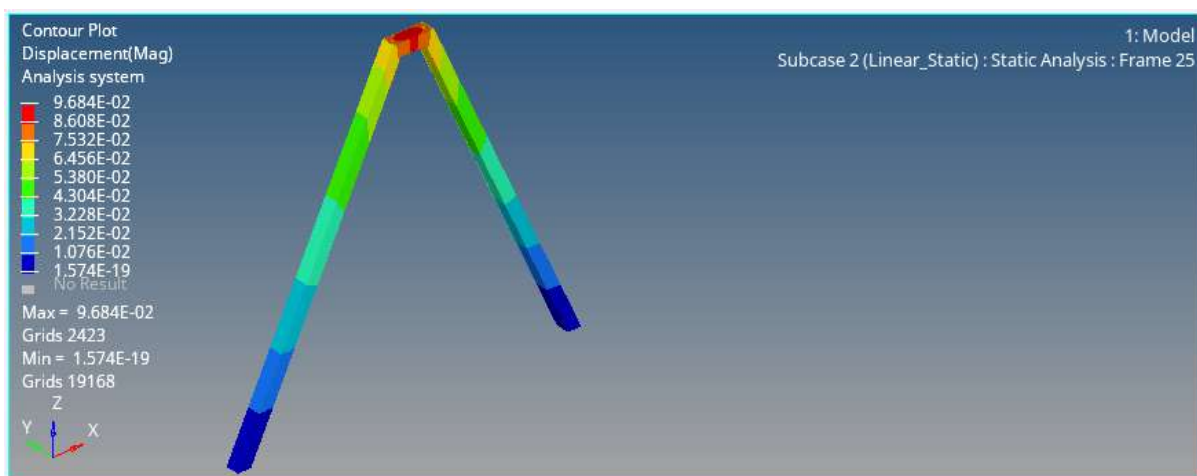
5.5.6.2. ANÁLISE ELÁSTICA

Com o deslocamento prescrito no regime plástico, foi possível gerar gráficos e imagens, que intercalados, fornecem uma combinação dos dados de interesse para a análise plástica, como tensão, força e deslocamento. Entre eles, a força máxima que quando aplicada no rolamento, causa a deformação plástica na estrutura, cujo valor é 408 kN.

É importante ressaltar que o limite de trabalho estático para o rolamento escolhido é de 36,2 kN, conforme anteriormente apresentado. Além disso, conforme falado no item 5.5.2, a força estipulada para a plataforma e usuário é de 20 kN, encontrando-se portanto dentro dos limites aceitáveis.

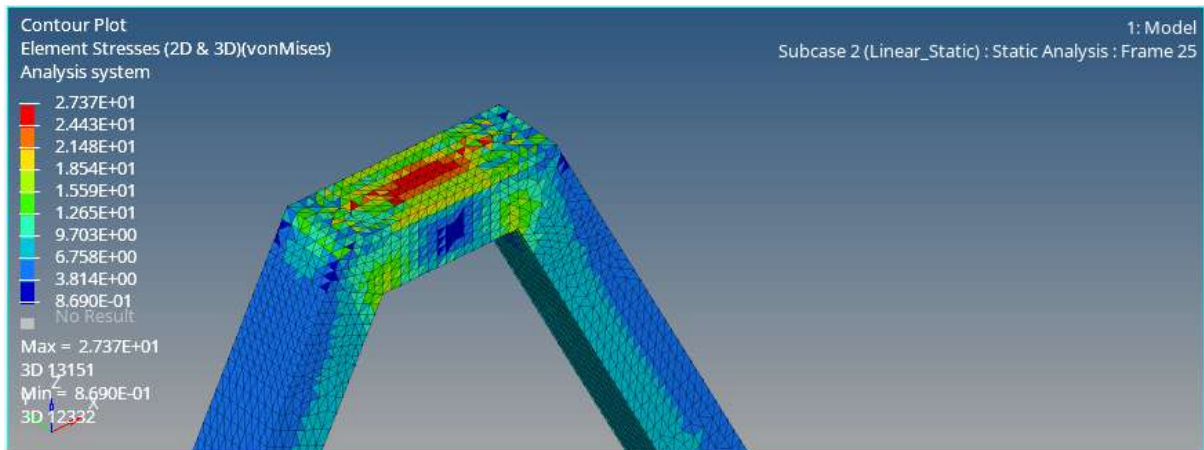
São apresentados nas Figuras 5.62 e 5.63 os resultados obtidos a partir da aplicação de uma força de 10kN.

Figura 5.62: Deslocamento



Fonte: O autor.

Figura 5.63: Stress, aproximação.



Fonte: O autor.

Destaca-se, para a Figura 5.63, que o Stress máximo para uma força de 10kN aplicada, de 27.370 MPa é consideravelmente menor do que o Stress que causaria uma deformação permanente, de 351.856 MPa.

5.5.6.3. ANÁLISE DE FLAMBAGEM

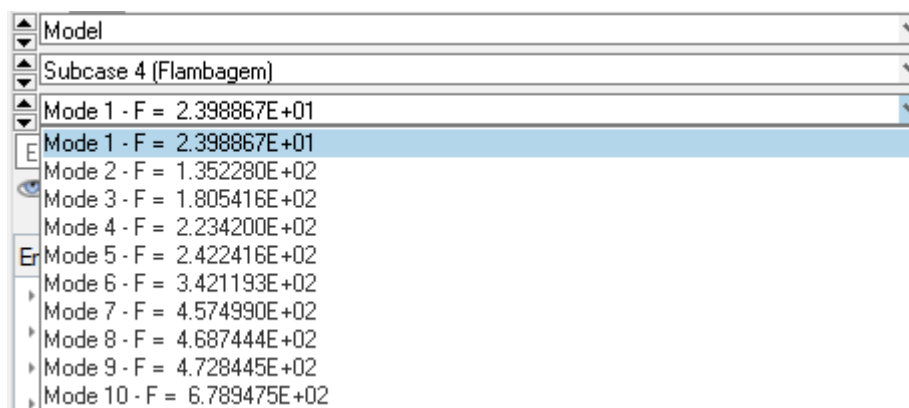
Os modos de flambagem obtidos são apresentados a seguir. Foram aumentados cem vezes, com o objetivo de possibilitar uma melhor visualização do fenômeno. É sabido que o primeiro modo de flambagem é o de maior importância, uma vez que a força necessária para o mesmo acontecer é menor do que os demais modos.

Caso fosse constatada a ocorrência do fenômeno, alterações se fariam necessárias, como por exemplo: reforços em posições específicas da estrutura, fixação de elementos que limitem sua movimentação ou a alteração direta em suas dimensões.

Os resultados obtidos mostram que o primeiro autovalor (F - fator de multiplicação) é de 23,9. Isto é, a força limite que causaria a flambagem do elemento é 23,9 vezes maior do que a aplicada na simulação. Em outras palavras, a flambagem ocorre para valores de F menores do que 1. Os autovetores correspondem ao deslocamento associado, tornam-se irrelevantes, uma vez que a flambagem não ocorre.

As Figuras 5.65 a 5.74 ilustram a configuração geral do fenômeno de flambagem para seus dez primeiros autovalores.

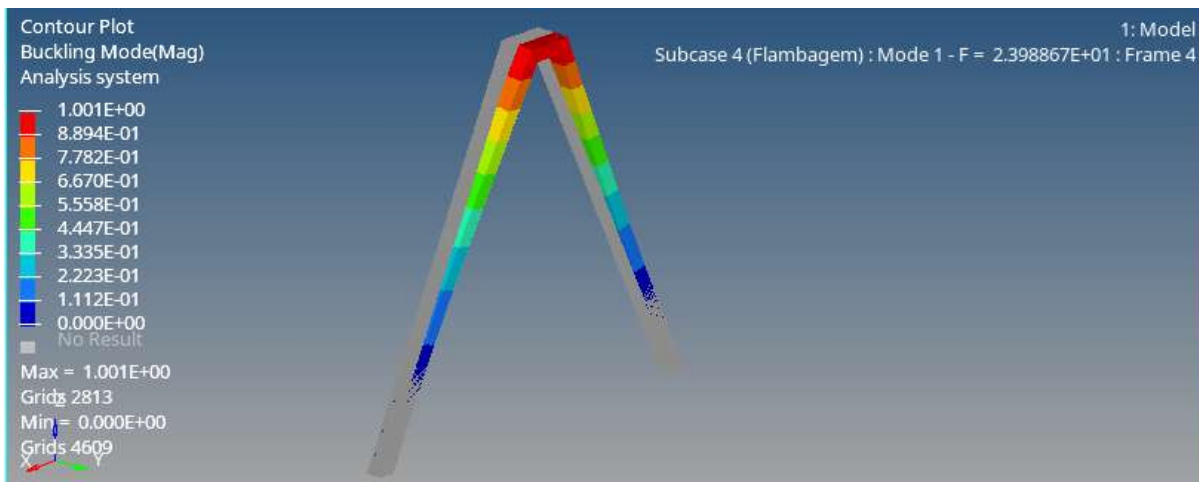
Figura 5.64: Fator de multiplicação, para cada modo de flambagem.



Model
Subcase 4 (Flambagem)
Mode 1 - F = 2.398867E+01
Mode 1 - F = 2.398867E+01
Mode 2 - F = 1.352280E+02
Mode 3 - F = 1.805416E+02
Mode 4 - F = 2.234200E+02
Mode 5 - F = 2.422416E+02
Mode 6 - F = 3.421193E+02
Mode 7 - F = 4.574990E+02
Mode 8 - F = 4.687444E+02
Mode 9 - F = 4.728445E+02
Mode 10 - F = 6.789475E+02

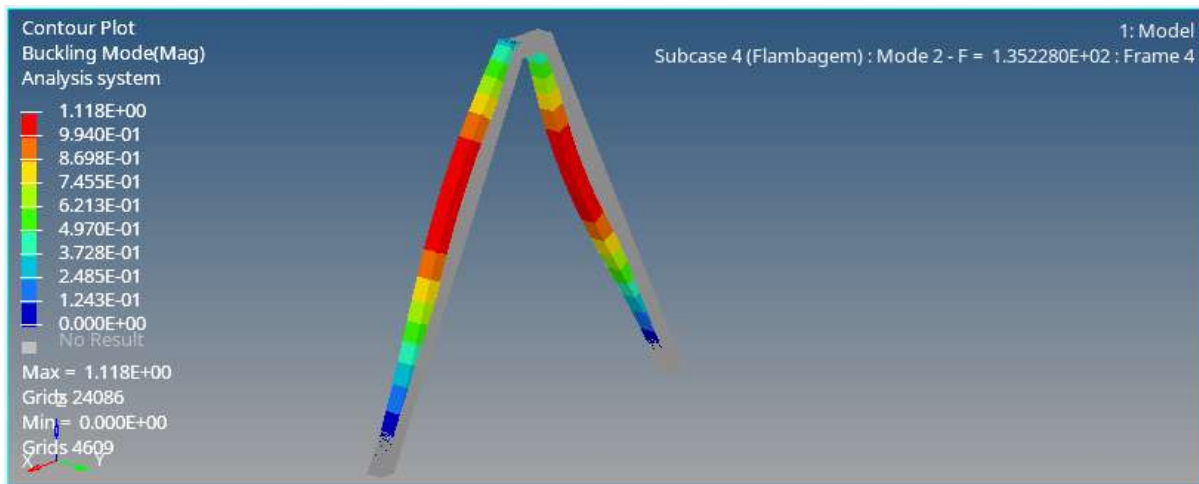
Fonte: O autor.

Figura 5.65: Modo 1 - flambagem.



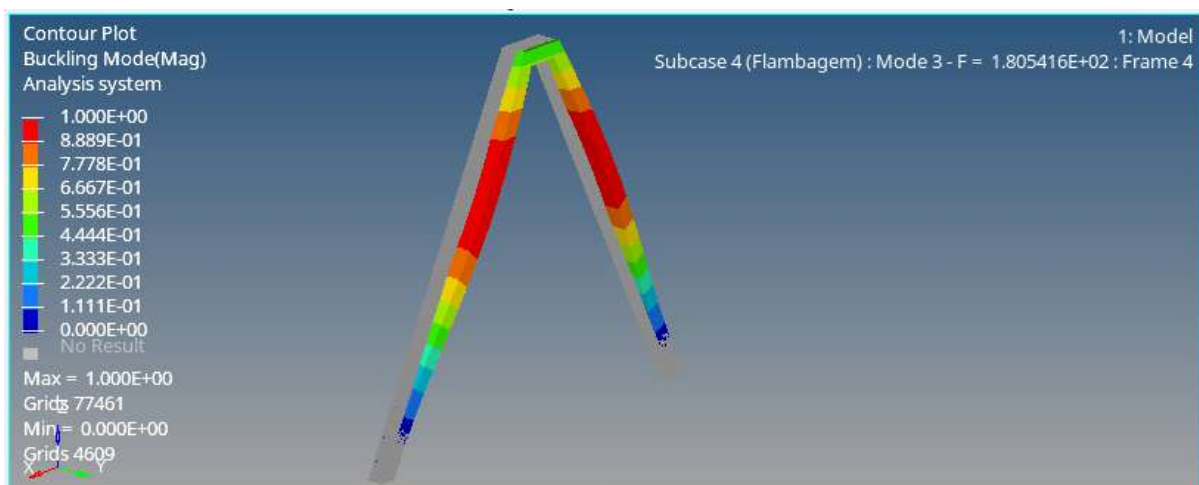
Fonte: O autor.

Figura 5.66: Modo 2 - flambagem.



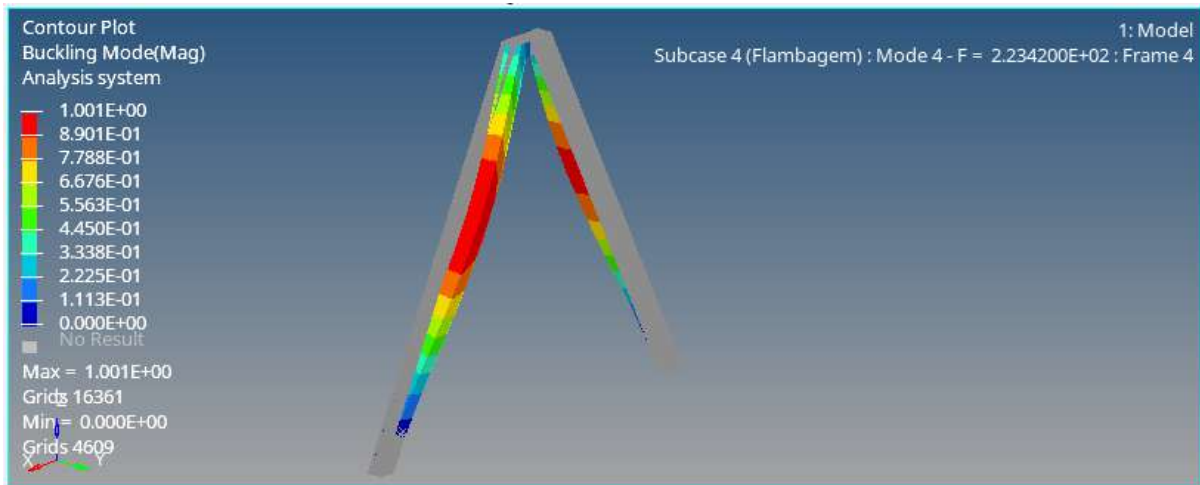
Fonte: O autor.

Figura 5.67: Modo 3 - flambagem.



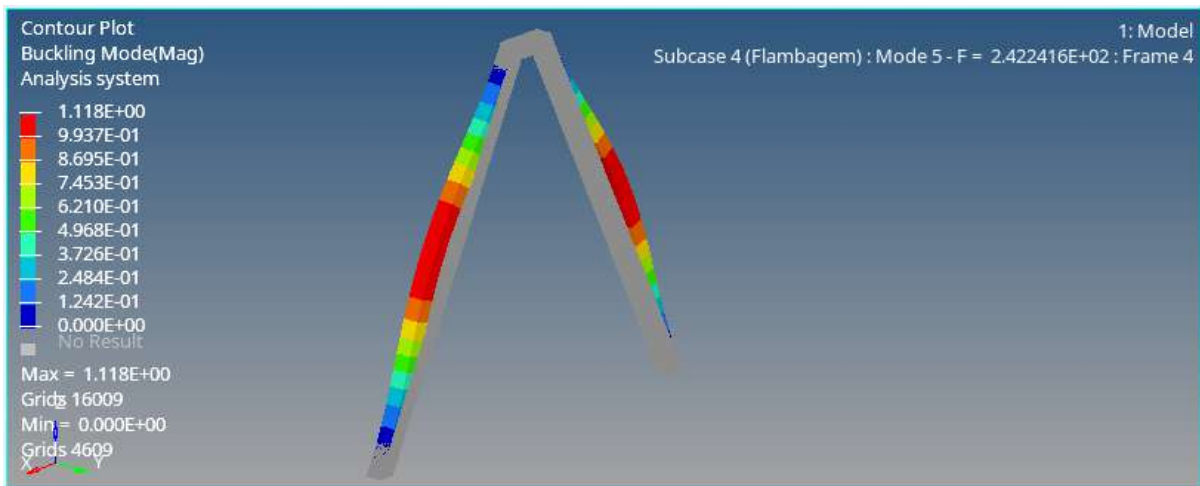
Fonte: O autor.

Figura 5.68: Modo 4 - flambagem.



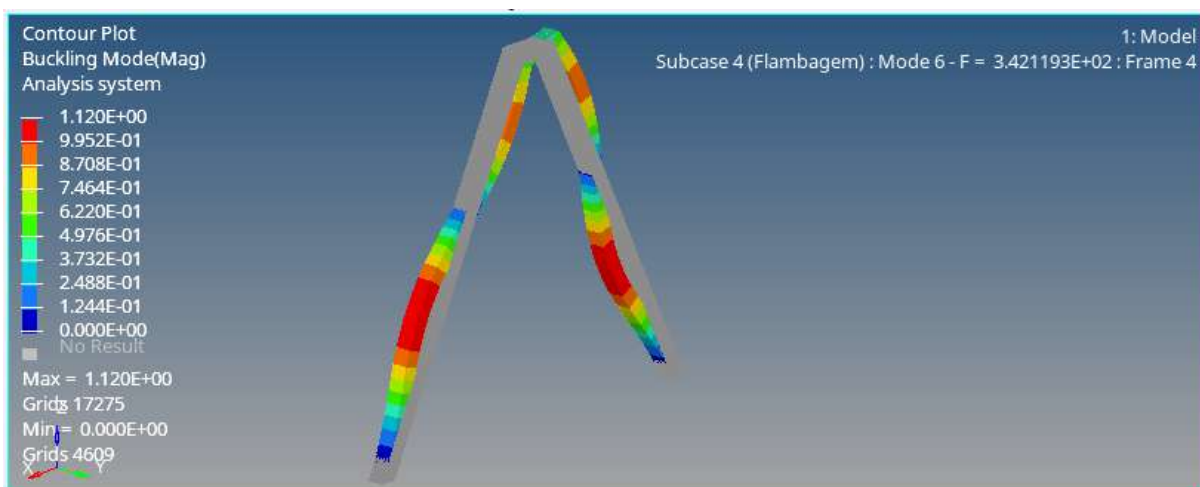
Fonte: O autor.

Figura 5.69: Modo 5 - flambagem.



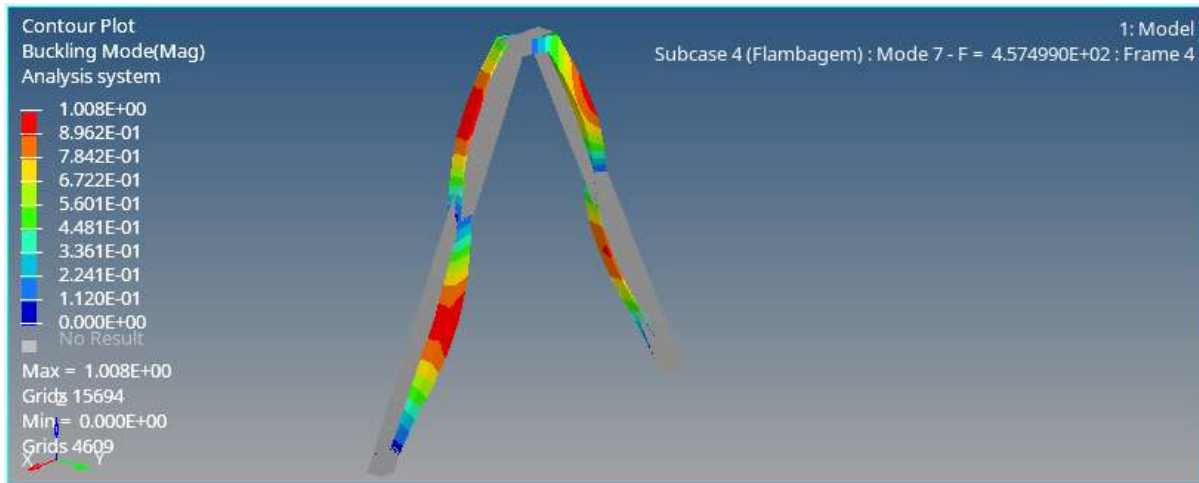
Fonte: O autor.

Figura 5.70: Modo 6 - flambagem.



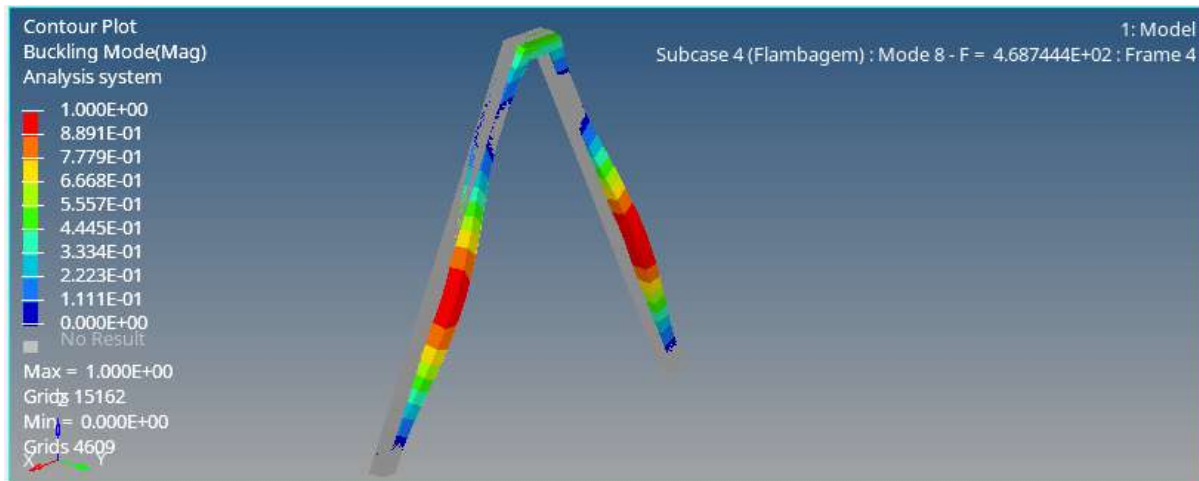
Fonte: O autor.

Figura 5.71: Modo 7 - flambagem.



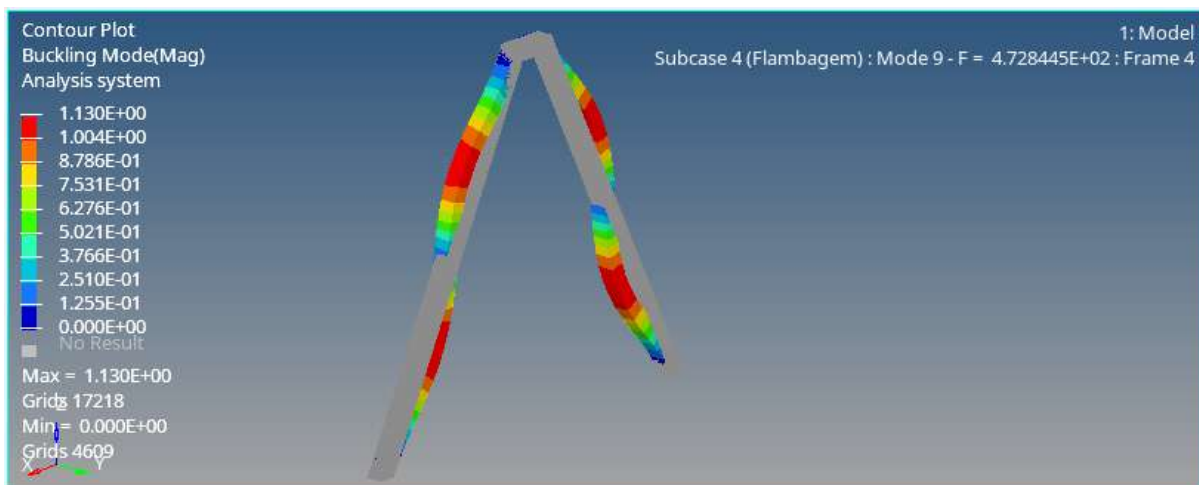
Fonte: O autor.

Figura 5.72: Modo 8 - flambagem.



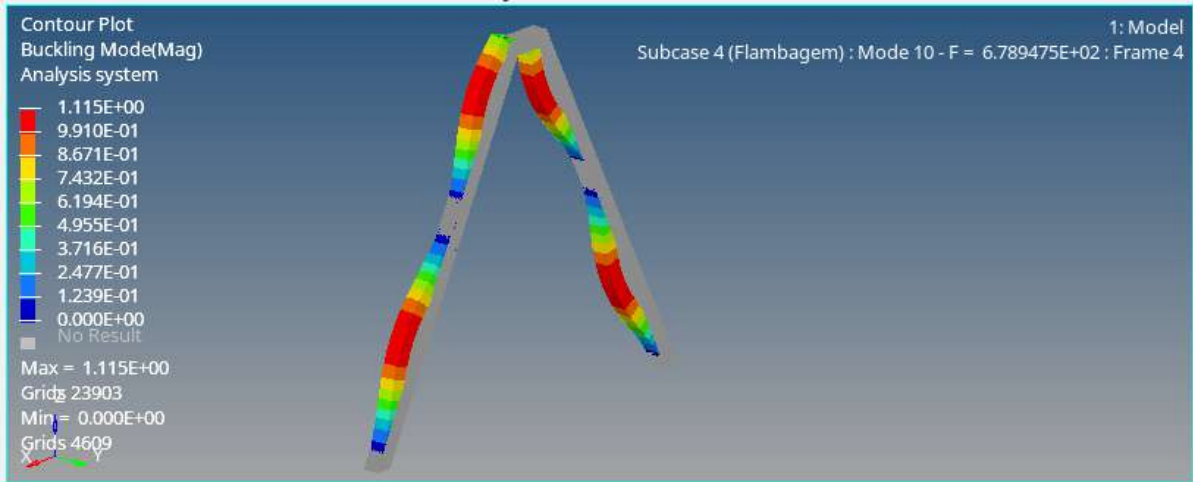
Fonte: O autor.

Figura 5.73: Modo 9 - flambagem.



Fonte: O autor.

Figura 5.74: Modo 10 - flambagem.



Fonte: O autor.

5.5.6.4. ANÁLISE MODAL

Dado o fato que a estrutura projetada estará sujeita à vibrações provenientes da rotação do motor, a análise modal tem como objetivo, garantir a ausência de comportamentos não desejáveis durante a operação, principalmente ligados à ressonância. Caso seja constatado que o fenômeno pode ocorrer, o projeto deve ser alterado. São possibilidades: alteração da geometria da base, incremento em seu peso, uso de elementos que limitem sua movimentação ou alteração nas condições de operação do motor. As duas primeiras possibilidades influenciam diretamente na frequência natural da estrutura, dada pela Equação 2.44, uma vez que alteram sua matriz de rigidez ou sua massa.

Conforme apresentado no tópico 5.3.1, a frequência máxima de operação do motor será de 0,4 Hz, isto é, 24 rpm. Com essa velocidade angular, garante-se uma velocidade linear de 0,75 m/s para o usuário.

Computacionalmente, o primeiro autovalor obtido corresponde a uma frequência de excitação de 23,3 Hz. As demais frequências ocorrem em valores superiores e podem ser consultadas na Tabela 5.9, que foi montada com base nos resultados obtidos e disponibilizados pela Figura 5.75.

Como as frequências natural e de operação são muito distantes entre si, o elemento projetado não estará sujeito ao fenômeno de ressonância e não se fazem necessárias alterações no projeto.

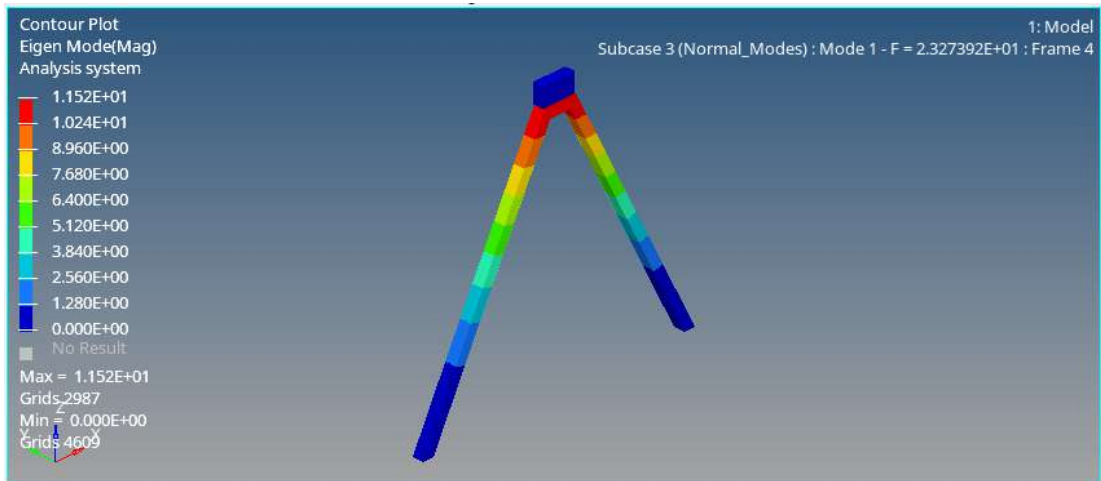
Ressalta-se que é possível identificar onde as maiores movimentações iriam ocorrer. No caso do primeiro modo, tem-se o *grid* de número 2987, localizado na parte superior da estrutura, conforme Figura 5.76. Isso poderia servir como uma orientação preliminar para otimizações, caso fosse necessário.

Tabela 5.9: Frequências naturais.

MODO	FREQUÊNCIA (Hz)	ELEMENTO (ID)
1	23,3	2987
2	73,3	24091
3	99,9	14788
4	118,0	16006
5	138,0	2987
6	229,0	17256
7	277,0	15611
8	322,0	24444
9	371,0	2994
10	437,0	2707

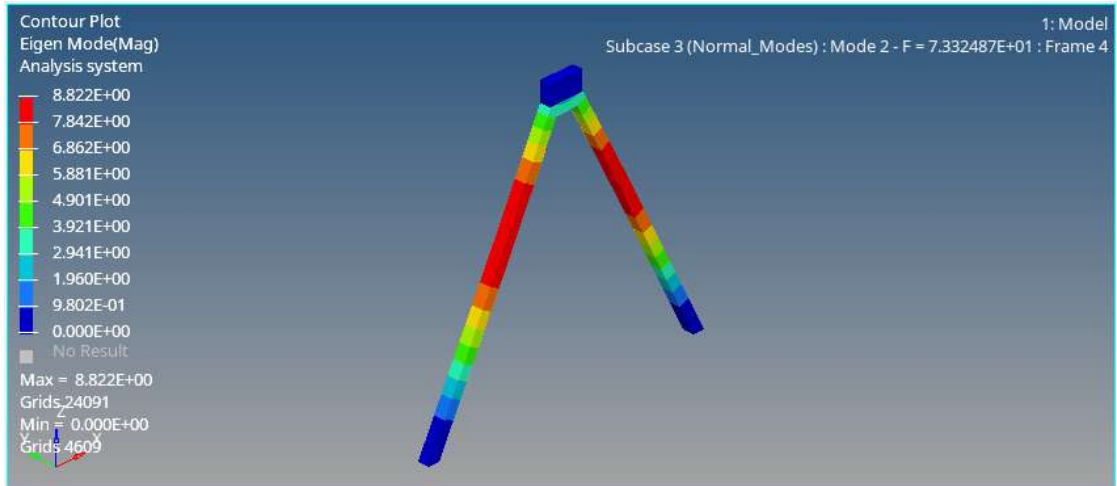
Fonte: O autor.

Figura 5.76: Modo 1.



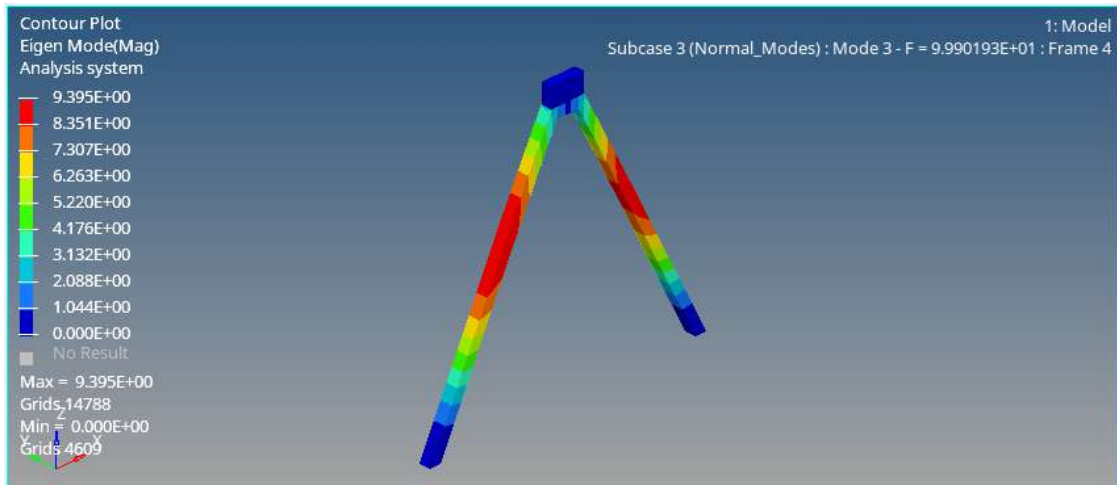
Fonte: O autor.

Figura 5.77: Modo 2.



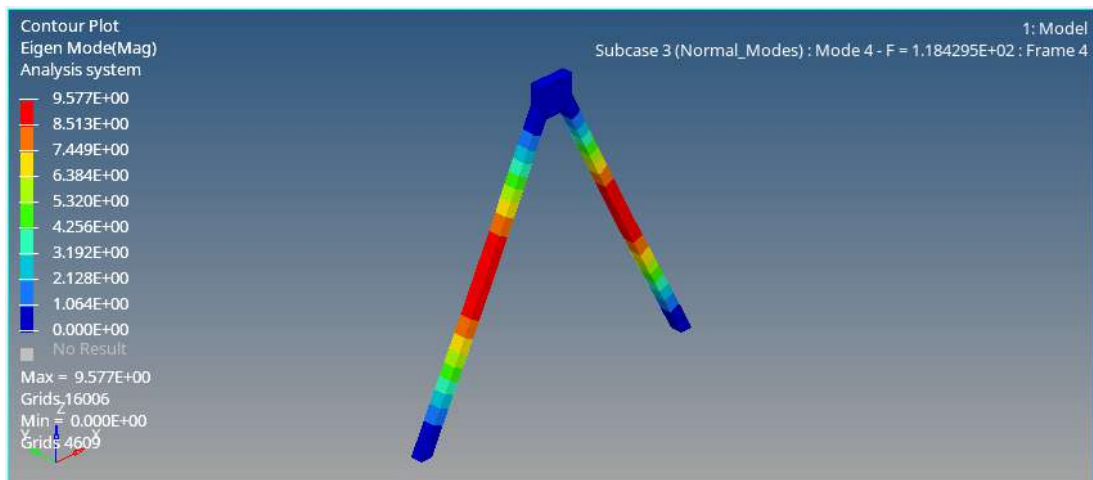
Fonte: O autor.

Figura 5.78: Modo 3.



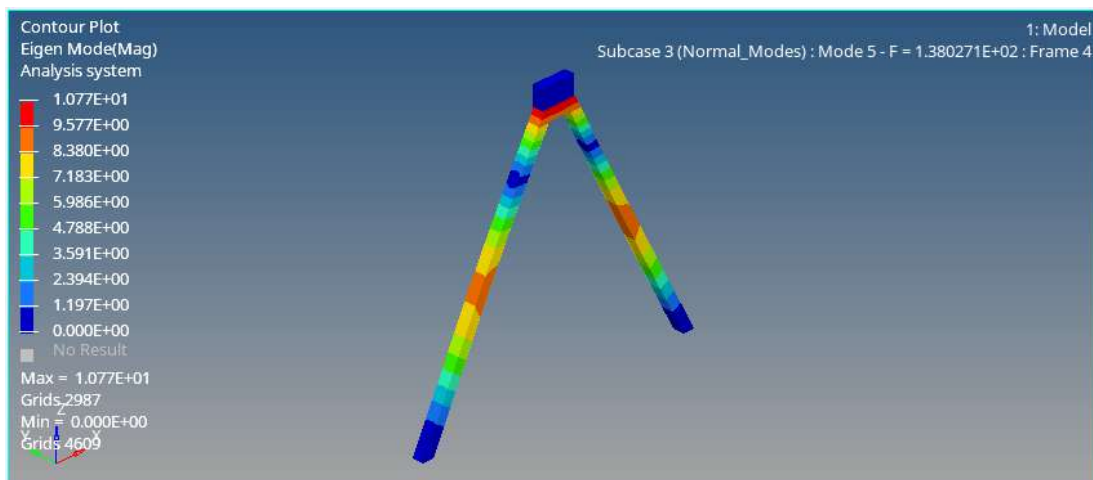
Fonte: O autor.

Figura 5.79: Modo 4.



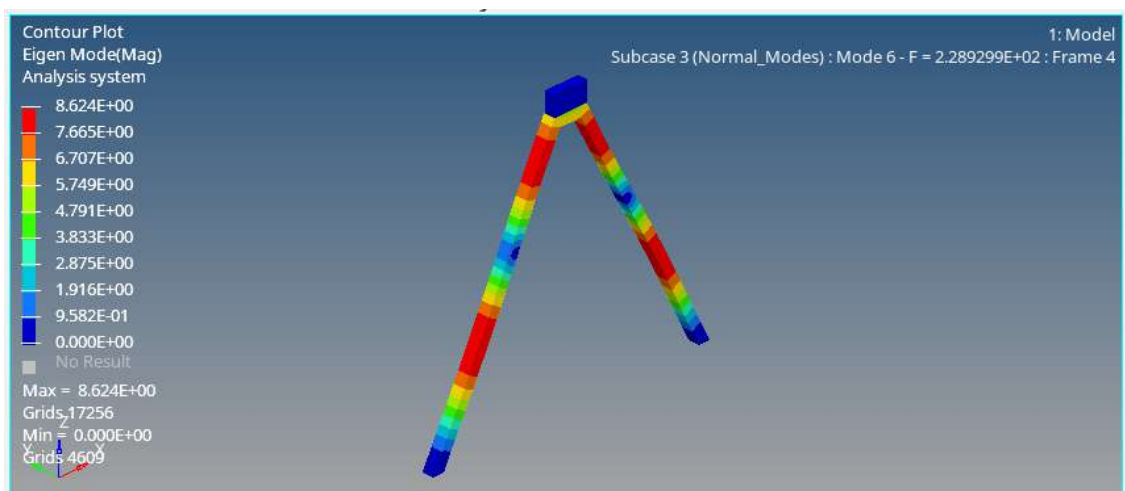
Fonte: O autor.

Figura 5.80: Modo 5.



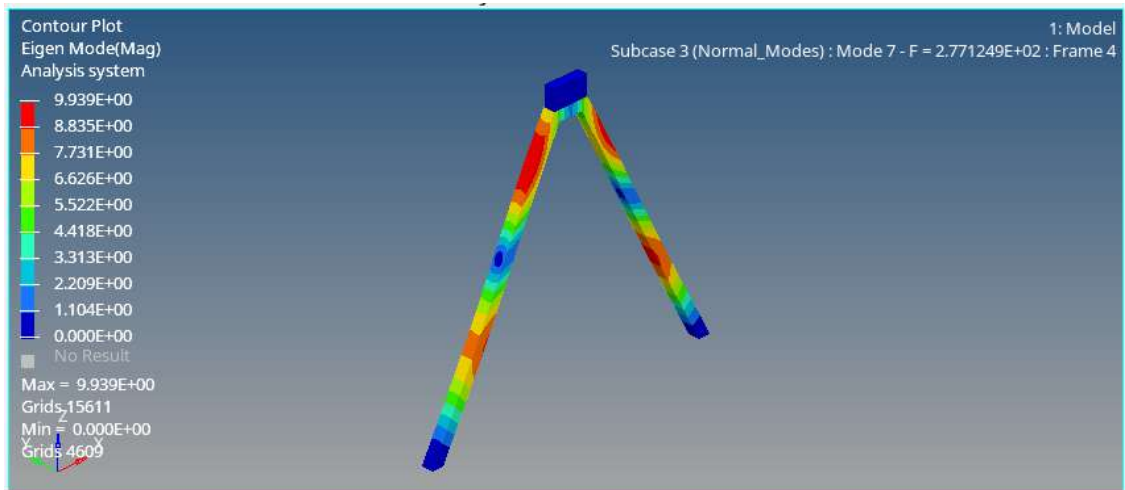
Fonte: O autor.

Figura 5.81: Modo 6.



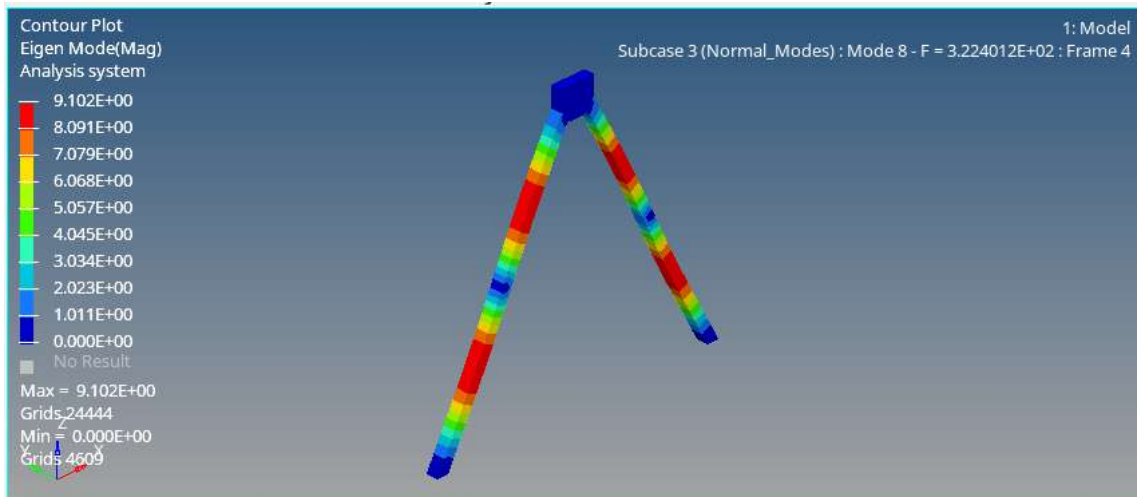
Fonte: O autor.

Figura 5.82: Modo 7.



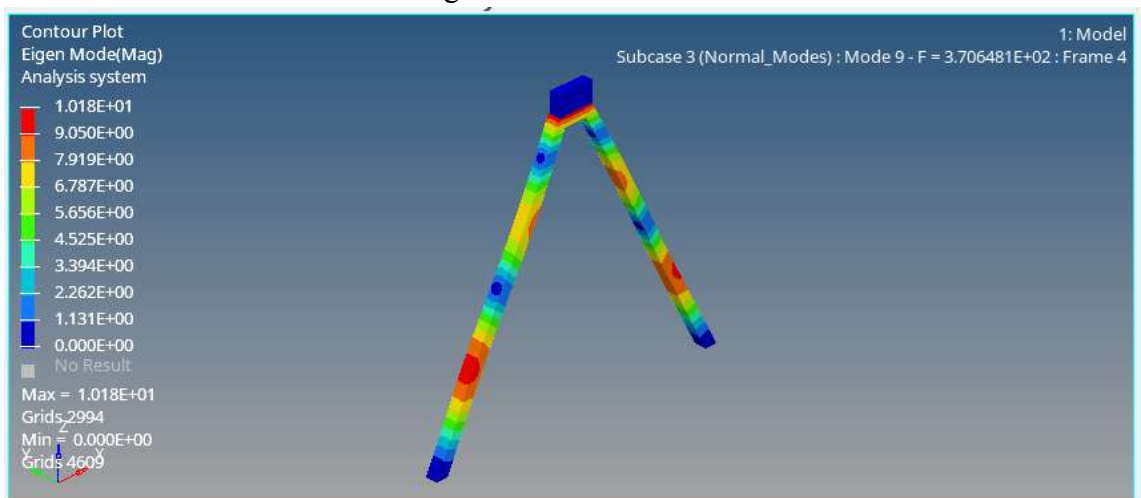
Fonte: O autor.

Figura 5.83: Modo 8.



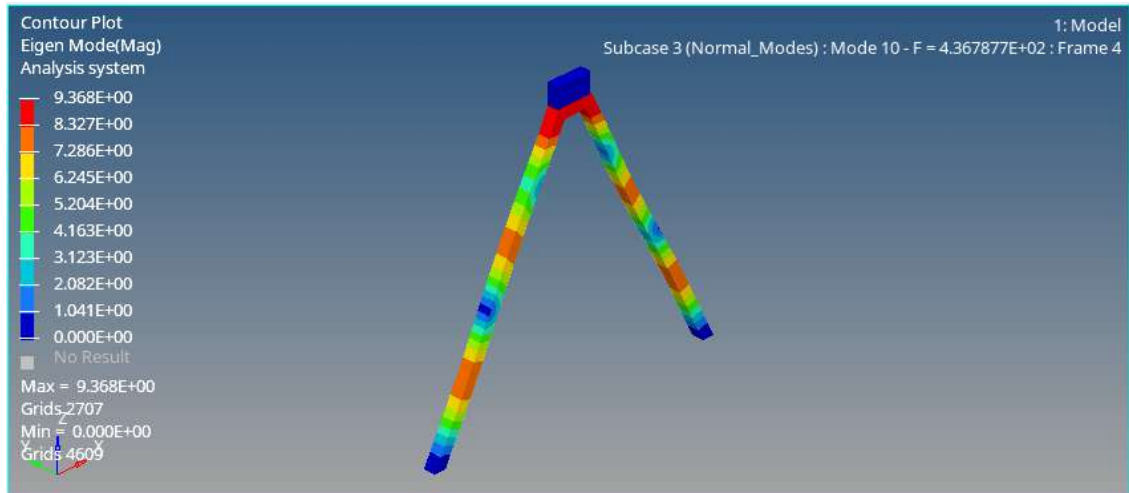
Fonte: O autor.

Figura 5.84: Modo 9.



Fonte: O autor.

Figura 5.85: Modo 10.



Fonte: O autor.

5.6. ANÁLISE DE VIABILIDADE

A Análise de Viabilidade é um estudo inicial que engloba fatores relacionados ao custo de produção, busca por mão de obra qualificada, distância entre o mercado consumidor, distância dos principais fornecedores e principais centros para o escoamento da produção. Ela desempenha um papel fundamental no desenvolvimento e planejamento de um novo produto, uma vez que empresas buscam sempre medidas para maximizar os lucros, diminuindo sempre custos relacionados à manutenção, compra de matéria prima, distribuição, paradas de produção, despesas com colaboradores, correção de processos ou outros gastos, que muitas vezes poderiam ser evitados.

Para a seleção de uma localidade preliminar de produção, levou-se em conta fatores como o conhecimento prévio da região, de possíveis empresas parceiras, colaboradores, custo de médio do aluguel para instalações e distância entre os principais centros urbanos, que seriam a princípio, os principais mercados consumidores e fornecedores de matéria prima. Tais pontos são majoritariamente qualitativos e foram levantados tomando como base a Análise Canvas, discutida na seção 2.2.4. Após uma listagem e classificação informal destes fatores, selecionou-se a cidade de Guaranésia, localizada no estado de Minas Gerais.

Dentre os principais aspectos que influenciaram a escolha, destacam-se a localização da cidade, que se encontra a uma distância estratégica dos principais centros econômicos e populacionais da região Sudeste, sendo eles: São Paulo (305 km), Rio de Janeiro (692 km) e Belo Horizonte (432 km), conhecimento de possíveis colaboradores, que poderiam auxiliar na resolução de problemas durante a fase de produção ou até mesmo participar ativamente da mesma. O custo médio do aluguel de imóveis na região, que é consideravelmente baixo quando comparado a outras localidades ou cidades de maior porte. Entretanto, devido à natureza qualitativa da escolha do local de produção, estes foram inicialmente desconsiderados.

Além disso, foi estudada a possibilidade de parcerias com empresas locais, almejando inicialmente a diminuição do custo logístico. Isto é, conhecida a informação de que muito comumente caminhões fretados para a prestação de serviços para as mesmas realizam percursos sem mercadoria, consultou-se a possibilidade de utilizá-los para a buscas ou entregas, mediante ao pagamento de uma ajuda de custo. A proposta de parceria foi recebida com naturalidade, mas não foram levantados valores devido à não existência de rotas, produtos e quantidades definidas. Entre as possíveis empresas parceiras, destacam-se: Crenlo

do Brasil, Fábrica de Tecidos Santa Margarida, Cristal Têxtil Indústria e Comércio, Rede de Supermercados Serve Bem, Construai Minchillo e Madeireira Crivelari.

Para o caso presente, faz-se necessário um levantamento dos elementos que irão compor o equipamento a ser produzido. Com isso, é possível ter uma estimativa realista de seu valor final, envolvendo os gastos de cada etapa de produção e também de itens ou processos que poderiam ser substituídos ou alterados, para garantir um menor custo de produção. Ressalta-se que tal levantamento possui caráter estimativo, podendo sofrer variações relacionadas à mudança dos preços levantados.

Como citado no capítulo 5, os principais componentes presentes na esteira serão o motor elétrico, o inversor de frequência, mancais de rolamento, polias, correias, eixos, o painel para controle e medição de variáveis, os componentes de aço, relativos à plataforma, a estrutura de sustentação, corrente, barras para apoio do usuário e agarras. A Tabela 5.10 apresenta os gastos estimados com cada item.

Tabela 5.10: Estimativa de custos.

Gastos Estimados (R\$)	
Motor Elétrico	1400,00
Inversor de Frequência	1600,00
Mancais de Rol. Externos	449,00
Polias e Correias	2000,00
Corrente	800,00
Painel de Controle	1500,00
Material Estrutura de Sustentação	540,60
Material Plataforma	1480,00
Tubos de seção circular	960,00
Agarras	548,00
Mão de obra	4700,00
Mancais de Rol. Internos	1393,00
Total	17379,60

Fonte: O autor.

Tendo sido verificado que um motor elétrico de 3 cavalos é suficiente para atender às necessidades de operação da esteira, selecionou-se então um motor de potência correspondente no site da fabricante WEG, que possui massa e custos aproximados de 22 kg e R\$ 1400,00 (WEG, 2022). Ele pode operar em ambos os sentidos de rotação e, por poder operar em 110 ou 220 volts, é ideal para o uso em residências ou centros de treinamento diversos.

Quanto ao inversor de frequência, com o objetivo de manter a garantia, julgou-se mais adequado utilizar um produto do mesmo fabricante do motor, selecionando-se o Inversor Weg CFW 300, de 3cv e alimentação de 4,8A. Possui custo aproximado de R\$1600,00 (WEG, 2022).

Quanto à corrente, especificada no item 5.3, do tipo Duplo Passo 1/2" Norma ASA 50, do catálogo disponibilizado pela fabricante de correntes, o valor médio encontrado foi de R\$800,00 (RENOLD, 2022).

Os mancais de rolamento externo, que já foram selecionados, são do modelo UCP212, da fabricante TIMKEN. Possuem custo estimado de R\$449,00 por par. Internamente, usou-se sete mancais do tipo UCF211, com custo unitário de R\$199,00, totalizando R\$1393,00.

A configuração de polias e correias que é adotada no projeto é apresentada no tópico 5.3.2. A soma dos valores gastos com ambos os itens terá valor aproximado de R\$2000,00. Baseando-se na tabela de preços apresentados pelo vendedor “crmcorreias” (CRMCORREIAS, 2022).

Para estipular o valor do painel de controle, tomou-se como base as dimensões desejadas e os modelos mais comumente encontrados no mercado. Em uma primeira etapa de produção, julgou-se mais vantajoso usar componentes já existentes ao invés de desenvolver um novo modelo, visto que a prática diminui o custo e tempo de desenvolvimento. Um valor conservativo adotado para um painel novo, *touch screen*, de tela de e 5 polegadas, usado tanto para a exibição quanto controle, foi de R\$1500,00, com base no catálogo de peças eletrônicas disponibilizadas pela fábrica de componentes eletrônicos (CROMATEK, 2022).

Para a estrutura de sustentação da plataforma, de acordo com suas dimensões, são apresentadas na Figura 5.29, calcula-se um total de 8,7 metros do perfil de seção quadrada, de lado 50 mm e espessura 3 mm. Tal valor, já leva em consideração ambos os lados do elemento. Por se tratar de uma quantidade relativamente pequena do material, não é possível obter valores promocionais do produto, que é vendido a R\$270,30 a cada 6 metros. Dessa forma, é necessário comprar dois lotes, inteirando R\$540,60. O valor da entrega, para o estado de Minas Gerais, já se encontra presente no valor final (METALNAC, 2022).

Para a plataforma, é necessário obter a quantidade de material a ser usado com base em suas dimensões, o que pode ser obtido computacionalmente, com base no desenho realizado. De acordo com a natureza da concepção selecionada, sabe-se que não é necessário chapas para fixar as agarras, uma vez que foi selecionada uma concepção onde as mesmas podem ser fixadas nos tubos de seção circular. Entretanto, uma quantidade de material adicional para a fixação e montagem de componentes, como o motor e elementos de proteção foi estimada. Chegou-se em um valor final de 8 m^2 de chapas de 1,2 mm de espessura. O valor aproximado para tal quantidade de material é de R\$1480,00. (METALNAC, 2022).

Definindo uma distância de 300 mm entre cada tubo, nos quais o usuário se apoiará, serão necessários 33 tubos de 1,8 m de comprimento, totalizando 59,4 m do item. Adotando um diâmetro externo de 50,8 mm e uma espessura de 1,2 mm, o valor para um total de 12 metros do produto seria de R\$960,00 (METALNAC, 2022). Estipulando-se que 40 agarras, de formas variadas serão suficientes, é possível comprar tais elementos por R\$548,00.

Quanto ao elemento posicionador, ilustrado na Figura 5.25, estimou-se que sua construção poderia ser realizada com materiais que foram comprados de forma excedente, não gerando custos adicionais relevantes.

Sabe-se que o custo de mão de obra compõe uma parcela significativa do valor final do produto. Foram feitas, portanto, duas cotações. A primeira, em uma empresa chamada Serralheria Bom Jesus e a segunda, Fernando Correa Serralheria. Ambas localizadas na cidade de Guaranésia, MG. As cotações foram respectivamente de R\$5500,00 e R\$4700,00, considerando a realização dos seguintes trabalhos:

- Corte dos elementos;
- Furação de tubos;
- Soldagem da Estrutura;
- Soldagem da Plataforma;
- Lixar superfícies irregulares;
- Correção de imperfeições com massas plásticas;
- Pintura Epóxi, em preto, branco ou prateado;
- Fixação de elementos internos: motor, polias, eixos, rolamento, inversor de frequência e do painel de controle;
- Construção e fixação do elemento posicionador;

Selecionou-se portanto a empresa “Fernando Correa Serralheria”, visto que a mesma apresenta um menor custo.

O custo total para a construção do projeto foi de R\$17.370,60. Ressalta-se que outros gastos poderão estar presentes em uma etapa que envolva a construção e comercialização real do produto, tais como aluguel de barracões, compra de ferramentas, armazenamento de itens e produtos acabados, pagamento de funcionários, transporte do produto e/ou componentes, publicidade, gastos com energia e etc. Estes, foram desconsiderados, para o presente momento.

Tomando o custo final obtido, é perceptível que o produto desenvolvido apresenta um preço competitivo. Seu leque de possibilidades de operação, como inclinação ou configurações da plataforma o diferenciam de seus concorrentes.

6. DISCUSSÕES FINAIS

O trabalho presente permitiu a aplicação e estudo de conceitos essenciais na concepção de um novo produto. Fez-se uso das principais ferramentas de análise mercadológica e de qualidade, relacionando-as com a realidade do projeto proposto. Estas, foram constantemente aplicadas durante as etapas de concepção e desenvolvimento, resultando em melhorias contínuas ao longo do projeto e alinhando-o com o objetivo inicialmente proposto. Além disso, a análise mecânica de seus componentes permitiu prever o comportamento da estrutura quando submetida a diferentes esforços.

Quanto às ferramentas de análise mercadológica, foram realizados três tipos de *Benchmarking*: competitivo, funcional e de cooperação. Sendo os dois primeiros, relacionados com o estudo dos potenciais concorrentes e seleção dos atributos julgados indispensáveis para o equipamento, constituindo uma base para a etapa posterior, de criação de concepções. Já o *Benchmarking* de cooperação, na busca por parceiros ou práticas de ajuda mútua. Buscou-se manter-se sempre fiel à proposta inicial do produto. Principais concorrentes, comparação de funcionalidades, possíveis parceiros, para fornecimento de matérias primas ou produção, e desafios em uma fase inicial de produção e oportunidades foram levados em consideração. A matriz de tomada de decisão foi essencial na tomada de decisões diversas, relacionadas às possíveis variações do produto, permitindo uma comparação quantitativa entre as mesmas. A análise canvas foi extremamente útil no desenvolvimento da análise de viabilidade, comentado a seguir.

Conceitos relacionados ao Six Sigma, como DMAIC, Taguchi e *Robust Design* influenciaram o projeto identificando possíveis melhorias, visando sempre em um produto que elimine desperdícios, relacionados principalmente com material e possibilidade de erro humano, estes, referentes tanto à montagem quanto ao uso do mesmo. É possível identificar tais características ao observar que todos os desenhos propostos possuem um baixo número de componentes, diminuindo riscos relacionados à quebra, perda de componentes ou erros de montagem. Além disso, as alterações realizadas na concepção de sua base, em sua geometria, espessuras, mudança nas dimensões da mesma e alteração na escolha do material são outro exemplo do emprego de conceitos relacionados à metodologia DMAIC e Robust Design, tendo sido melhor detalhadas na seção 5.5.1.

As concepções realizadas para o projeto, abrangeram a estrutura de sustentação do equipamento e a configuração da plataforma. Selecionou-se então aquelas que

apresentavam-se mais adequadas, com base em aspectos como o peso, tamanho, quantidade de componentes, facilidade na fabricação, instalação e manuseio e a disponibilidade de peças no mercado. Ainda com relação às concepções, destaca-se a relevância do desenvolvimento de novos conceitos.

A concepção 3, que foi selecionada para o desenvolvimento, apresenta como principais pontos positivos a robustez, baixo peso e número de componentes reduzidos, se comparada às outras concepções criadas. O tamanho do equipamento e facilidade de manuseio, por parte do usuário, também são pontos de destaque. Sua geometria final foi feita com chapas de sessão quadradas, com espessura de 3 mm, com dois objetivos: ampliar a gama de possíveis fornecedores, devido alta disponibilidade da matéria prima e garantir um coeficiente satisfatório de segurança, quando comparada às demais espessuras disponibilizadas pelo fabricante.

As análises de deformação plástica e de flambagem mostraram que o produto está protegido contra tais fenômenos. A flambagem seria o primeiro fenômeno a afetar a estrutura, acontecendo com uma força 23 vezes superior às de projeto. A deformação plástica é prevista para acontecer com uma força de 408 kN, o que além de estar acima da carga crítica de flambagem está acima também da carga crítica para o rolamento, que é de 36,2 kN. Uma vez que o rolamento selecionado tem carga crítica menor do que à de deformação ou flambagem, o mesmo seria o primeiro a apresentar falhas, relacionando-se portanto diretamente com o coeficiente de segurança, de 3.6, para a estrutura de sustentação. A análise modal mostra que as frequências naturais do elemento encontram-se distantes daquelas usadas para a operação do motor, garantindo que o mesmo não esteja sujeito ao fenômeno de ressonância.

Posteriormente, na análise de viabilidade, definiu-se uma localidade preliminar para produção. O conhecimento prévio da região, englobando potenciais parceiros locais foi consideravelmente importante, assim como o custo da mão de obra local, a distância estratégica de grandes centros populacionais e econômicos da região. Quanto aos custos, mostrou-se que o gasto total previsto com a montagem de um exemplar do equipamento, ficaria consideravelmente abaixo do valor de seus concorrentes, garantindo um preço final competitivo e margem para lucro. O quesito valor final ganha ainda mais destaque ao analisar que o mesmo engloba as principais funções de destaque de seus concorrentes, apresentando ainda pontos complementares

Foram desenvolvidos pontos de inovação em diferentes conjuntos do equipamento. A estrutura de sustentação tem menor dimensões do que a de seus concorrentes, diminuindo custos de fabricação, demanda por espaço e facilitando a montagem e manuseio. Sua

geometria foi projetada para facilitar também a alteração da inclinação e operação, uma vez que por estar próxima ao centro de massa da plataforma, exige menos esforço por parte do usuário para rotacioná-la. As possibilidades de inclinação, que variam de 0 a 180° não somente aumentam o leque de possibilidades de treino, como destacam a esteira de seus concorrentes.

Quanto à plataforma, a nova configuração de apoio desenvolvida permite o uso isolado ou combinado de barras, chapas e agarras. O método de fixação destes elementos torna possível uma troca ágil de suas posições, uma vez que é necessário apenas parafusá-los. É outro diferencial do produto, uma vez que seus concorrentes não fornecem opções variadas de apoio.

Quanto ao atendimento das propostas iniciais, o produto desenvolvido pode eficientemente ser usado para o treinamento de atletas em ambientes limitados em espaço, dando-lhes a possibilidade de variar a velocidade, angulação do aparelho, configuração de apoio e intensidade da atividade. Além disso, devido à nova configuração adotada para a plataforma e estrutura de sustentação, uma vasta variação de configurações tornou-se possível, garantindo uma grande vantagem competitiva, já que o equipamento pode ter simultaneamente funções distintas, presentes em seus concorrentes, como as barras da *Jacobs ladder* ou as agarras, presentes no *Climb Station*. A estrutura desenvolvida mostra-se segura, além de ter um *design* atrativo e transmitir a ideia de robustez.

7. CONCLUSÃO

De forma sintética, pode-se dizer que o produto desenvolvido englobou conceitos multidisciplinares diversos, relacionando-os constantemente, para chegar-se ao objetivo inicialmente proposto, a criação de um equipamento completo, em todos os quesitos, além de comercialmente competitivo.

Como é de se esperar, para o desenvolvimento de um novo produto, a idealização da esteira de escalada sofreu alterações constantes, durante cada etapa do desenvolvimento. Alterações estas, que só se mostraram necessárias ao se fazer uso conjunto de ferramentas mercadológicas, de qualidade, simulações computacionais e emprego de conceitos ligados à engenharia.

O equipamento desenvolvido mostrou-se bem dimensionado e seguro, quanto às diferentes naturezas de falhas estudadas. Apresentou diversos pontos de inovação e melhorias, ligados à funcionalidades, praticidade no uso e *design*. Estes, o diferenciam de seus concorrentes, constituindo uma grande vantagem competitiva.

É então perceptível que os resultados apresentados são satisfatórios, uma vez que alinham-se aos objetivos iniciais e não evidenciam a necessidade de alterações adicionais no projeto.

7.1. TRABALHOS FUTUROS

Indubitavelmente, durante o projeto de um novo produto, melhorias e análises complementares podem ser sempre feitas, o que enriquece a proposta. Estas, entretanto, ficam abertas para desenvolvimento posterior. São exemplos de possíveis melhorias e trabalhos adicionais:

- Simulações para a plataforma e demais componentes;
- Criação de um protótipo;
- Estudo de mercado e definição da estratégia de marketing.

8 REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE - Análise não Linear**. 1. ed. São Paulo: Ltda, Editora Érica, 2012.

Avitabile, Peter. **Modal Testing**. 1° Edition, John Wiley & Sons Ltd. University of Massachusetts Lowell, USA 2018

BARRETO FERNANDES, CAMILA. **Inversores para veículos elétricos: aplicação do controle para um motor de indução**. Orientador: Luís Guilherme Barbosa Rolim; Engenharia Elétrica, UFRJ. Rio de Janeiro, RJ. Fevereiro de 2015.

BASTOS, Paulo Sérgio. **TORÇÃO EM VIGAS DE CONCRETO ARMADO**. Unesp, Bauru, 2017.

BIAVA, JÔNATA. **A METODOLOGIA CANVAS E SUAS VARIAÇÕES PARA O DESENVOLVIMENTO DO EMPREENDEDORISMO**. UNESC, Curso de Administração de Empresas. Criciúma, 2017.

BONAIUTO, Vincenzo. **A Multiprotocol Wireless Sensor Network for High Performance Sport Applications**. *Applied System Innovation*. v.1. 2018.

BREWER FITNESS, **TREADWALL M6 PRO-V OWNER'S MANUAL**. 87 York Ave. Randolph MA 02368, 2018.

Catálogo Fabricante de perfis de aço, Aço Plano. Disponível em: <<https://www.acoplano.com.br/arquivos/produto/catalogo-de-produtos-93147.pdf>> Acesso em 20 de fevereiro de 2021.

CHALLENGE, **POWER TRANSMISSION**. **Catálogo Técnico: Em Portugues**. Challenge Power Transmission, Miami, Florida, USA. 2013.

CHAPMAN, STEPHEN. **Fundamentos de Máquinas Elétricas**. Editora AMGH. 5° Edição, New York, USA. 2013.

CRM CORREIAS, **Loja de correias e rolamentos CRM**. Disponível em: <<https://www.cmrcorreias.com.br/produtos/correias/correias-rolamentos> > Acesso em 15 de dezembro de 2021.

CROMATEK, **Catálogo de Componentes Eletrônicos - CROMATEK**. Disponível em: <<https://cromatek.com.br/>>. Acesso 02 de janeiro de 2022.

D. Cook., Robert. **CONCEPTS AND APPLICATIONS OF FINITE ELEMENT ANALYSIS**. 3º Edição, John Wiley. University of Wisconsin, Madison, 2001.

D. J. Ewins, **Modal Testing: Theory, Practice and Application. Second Edition, Research Studies Press, LTDA**. Imperial College of Science, Technology and Medicine London, England, 2000.

DARYL L. LOGAN. **A First Course in the Finite Element Method**. 6º Edição, Cengage Learning. University of Illinois, Chicago. 2011.

Engineers Tools Kit, Curva de plasticidade. Disponível em: <<http://www.engineers toolkit.com/toolkit/spreadsheets/> > Acesso: 20 de fevereiro de 2020.

Erdogan Madenci and Ibrahim Guven. **The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS**. 2º Edição, Springer. Virginia, USA. 2015.

F. Teixeira, J Pinho da Cruz. **Método dos Elementos Finitos, Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia**. CreativeTech. Universidade de Lisboa, Portugal, 2004.

FERRER, Diego. **Bases Teórico- Metodológicas para a Preparação Física de Escaladores Desportivos**. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP. 2002.

FRAGA, Daniel. **Método DMAIC é uma metodologia chave na aplicação do Lean Seis Sigma**. Novembro, 2020. Disponível em: <https://www.voitto.com.br/-/artigo/metodo-dmaic>. Acesso: 09 de Novembro de 2020.

FRANCHI, CLAITON. **Inversores de Frequência. Teoria e Aplicações**. 2ª edição. Rio de Janeiro, RJ. Editora Érica. 2009.

FRANK VOEHL et al. **THE LEAN SIX SIGMA BLACK BELT HANDBOOK: Tools and Methods for Process Acceleration**. CRC Press, Taylor and Francis Group. 2014.

GADGENDA, **M4 Pro Treadwall - The Climbing Wall by Brewer Fitness**. Disponível em: < <https://www.gadgenda.com/m4-pro-treadwall-the-climbing-wall-by-brewer-fitness> > Acesso em 16 de Fevereiro de 2021.

Gérardin, Michel and Rixen, Daniel. **Mechanical Vibrations, Theory and Application to Structural Dynamics**. Wiley, 3th Edition. Universtisy of Liège, Belgica, 2015.

He and Fu. **Modal Analysis**. 6° Edição, Butterworth-Heinemann. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, 2001.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

HONORATO, Tony. TEIXEIRA, Nayara. **PAREDES DE ESCALADA EM AMBIENTE ARTIFICIAL E NATURAL NA CIDADE**, Universidade Estadual de Londrina, Londrina, PR, Brasil. 17, janeiro, 2018.

JACOBS, **JACOBS LADDER OWNER 'S MANUAL**, Jacobs Ladder LLC, Nigaraga Falls, NY. 2001

LEONHARDT, F. ; MÖNNIG, E. **Construções de concreto. Princípios básicos sobre a armação de estruturas de concreto armado**, v. 3, Rio de Janeiro, Ed. Interciência, 1982.

CLIMBSTATION. **MANUAL ESTEIRA VERTICAL PARA ESCALADA CLIMB STATION**. Joyride Games. 01 de Agosto de 2012.. Disponível em: <http://www.cardioladder.com/uploads/5/1/3/4/5134929/climbstation-ownersmanual-2012.pdf>. Acesso: 02 de Dezembro de 2020.

MARINHO, Alcyane. **DA BUSCA PELA NATUREZA AOS AMBIENTES ARTIFICIAIS: REFLEXÕES SOBRE A ESCALADA ESPORTIVA**. Universidade Estadual de Campinas, Mestrado. Campinas, SP. 2001.

MARTINS, JEAN. **Dimensionamento de uma bancada didática para simulação de transmissões mecânicas**. Horizontina, RS. 2018. Disponível em: https://www.fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Mecanica/2018/JeanCarlosMartins.pdf. Acesso: Dezembro, 2020.

MCCAHAN, Susan. ANDERSON, Philip. Kortschot, Peter. **Projetos de engenharia: uma introdução**. Editora LTC. 2017.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 9ª Edição. São Paulo SP. Brasil. Ed. Érica, 2009.

METALNAC, **Perfis e chapas de aços, Catálogo**. Disponível em: <https://www.metalnac.com.br/produto/aco-carbono/perfis-de-aco-laminado>>. Acesso em 15 de dezembro de 2021.

MOHAN, NED, and TORE M. Undeland. **Power electronics: converters, applications, and design**. John Wiley & Sons, 2007.

MOTION & CONTROL, NSK. **Catálogo de Rolamentos**. NSK Brasil. Brasil, 2013.

MOVEMENT, **MANUAL DE INSTRUÇÕES ESTEIRA R4i0119**, Movement. Disponível em: <https://www.movement.com.br/downloads/manual/r4.pdf>. Acesso 02 de Dezembro de 2020.

NORTON, Robert. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem Integrada**. [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos et al.]. 4ª Edição, Bookman. Massachusetts. 2013

OSTERWALDER, Alexander; PIGNEUR, Yves. **Business model generation: inovação em modelos de negócios: um manual para visionários, inovadores e revolucionários**. Rio de Janeiro: Alta Books, 2011.

PAULISTA, **Comércio de Polias LTDA. Catálogo de Polias**. Disponível em: <http://www.paulistapolias.com.br/catalogo.pdf>. Acesso em: 15 de dezembro de 2021.

PEREIRA, Dimitri. **ESCALADA: UM ESPORTE NA PONTA DOS DEDOS**. Revista Bras. Ci. e Mov., v.18, n.1, 2010.

PETRUZELLA, FRANK. **Motores Elétricos e Acionamentos**. 1º Edição. Belo Horizonte, MG. Editora AMGH. 2013.

PHADKE, MADHAN. **Quality Engineering Using Robust Design**. 1º Edição, Prentice Hall.1989.

PINTEREST, **Jacobs Ladders: The Easiest Way to Work Harder**. Disponível em: <https://br.pinterest.com/pin/329044316525429417/> . Acesso em 16 de Fevereiro de 2021.

PLUNKETT, A.B.; PLETTE, D.L. **Inverter-Induction Motor Drive for Transit Cars. Industry Applications**, IEEE Transactions on . vol.IA-13, no.1., Jan. 1977.

Pozzato, Maria. **A academia: aparelhos e corpos no fitness contemporâneo**. dObras – Revista Da Associação Brasileira De Estudos De Pesquisas, v.4 n.10, 79-84, 2010.

Ramberg, Walter e Osgood, William R. **Description of stress-strain curves by three parameters**. Disponível em: < <https://ntrs.nasa.gov/citations/19930081614> > Acesso: 20 de fevereiro de 2021.

RENOLD, **Catálogo de peças Industriais**. Disponível em: <https://www.directindustry.com/pt/prod/renold/product-5242-459289.html>. Acesso em 9 de Março de 2022.

RIBEIRO, Lucas Soares. **INATIVIDADE FÍSICA E SURGIMENTO DE PATOLOGIAS EM ADOLESCENTES: UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**. Revista Uningá [S.l.], v. 56, n. 1, p. 108-113, mar. 2019.

ROGER W. HOBERL and MARTHA M. G. **Lean Six Sigma, creativity and innovation . International Journal of Lean Six Sigma**. GE Global Research. Niskayuna, New York, USA. Vol 1, No1. 2010.

RONALD D. SNEE. **IMPACT OF SIX SIGMA ON QUALITY ENGINEERING**. Quality Engineering. New York, Scott, Foresman. 12. No.3. 2000.

RONALD D. SNEE. **Lean Six Sigma - getting better all the time. International Journal of Lean Six Sigma**. Vol. 1 Iss: 1 pp. 9 - 29. 2012

ROSS, P.. **Taguchi technique for quality engineering: loss function, orthogonal experiments, parameters and tolerance design** . 2ed. New York: McGraw-Hill. 1995.

SENAI, CST. **Noções Básicas de Elementos de Máquinas - Mecânica**. SENAI, ES. 1996.

SCOLARIS, Marco Maria. **Letter from the President. International Federation of Sport Climbing**. 21 de abril de 2017. Disponível em: Acesso em 13 de julho de 2018.

SILVA, Kelly; FREITAS Cíntia; COSTA, Bruno. **Atividade Física e uso de equipamentos entre usuários de duas Academias ao Ar Livre**. Sociedade Bras. de Ativ. Fís., v.21 n.1, 2016.

Singiresu S Rao. **Mechanical Vibrations**. 6th Edition, Global Edition. University of Limerick, Ireland. 2007.

Singiresu S. Rao. **The Finite Element Method in Engineering**. 6º Edição ELSEVIER. Univesity of Miami, USA. 2018.

SOUZA, NEEMIAS. **Apostila de acionamentos elétricos**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte. Natal, RN. 2009.

TAGUCHI, G.; (1986). **Introduction to quality engineering : designing quality into products and processes**. Trad. por Sekkeisha. 6. ed. Tokyo : The Organization.

Varriale, Eduardo. **Automação de uma Esteira Ergométrica para Aplicação em Realidade Virtual**. Orientador: Marcelo Götz Curso de Controle e Automação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2017.

WEG, **Catálogo de Motores Elétricos**. Disponível em: <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/c/BR_MT_1PHASE_TEFC_W22/list> Acesso em 15 de dezembro de 2021.

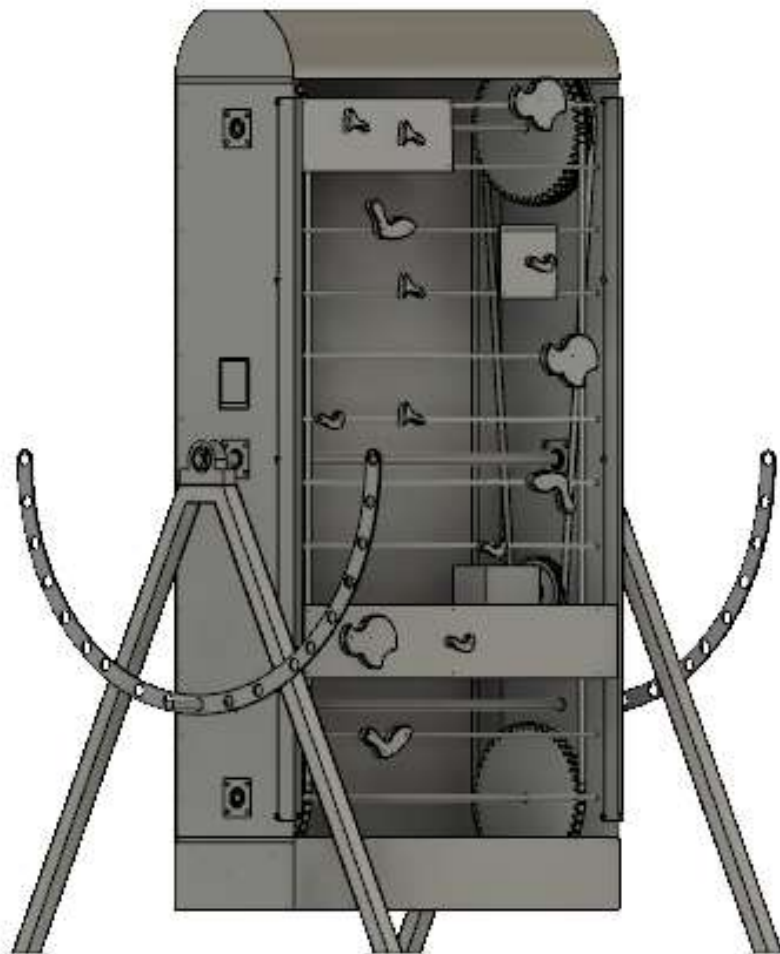
WELCH, JACK. **Winning: The Ultimate Business How-To Book**. Massachusetts, EUA. HarperCollins e-books; 1a edição. 5 abril 2005.

WIREMAN, TERRY. **Benchmarking Best Practices for Maintenance, Reliability and Asset Management**. 3º Edição, Industrial Press. Haviland Street, South Norwalk. 2015

APÊNDICE - A

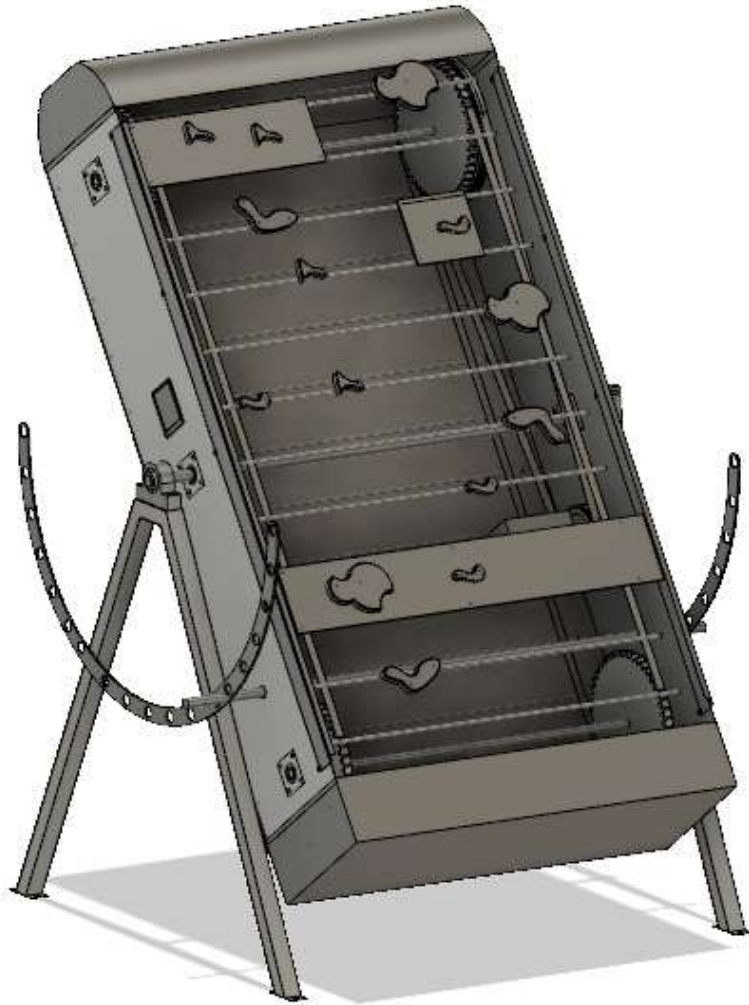
Os desenhos aqui apresentados foram criados por meio do software Fusion 360, utilizando a licença estudantil. O arquivo completo, pode ser acessado aqui < [Desenho](#) >, por meio do domínio universitário. É necessário ter o Software instalado. Ademais, os desenhos aqui apresentados visam possibilitar um melhor entendimento do projeto e não fornecer todo o detalhamento necessário para uma possível produção.

Figura A.1: Visão Geral



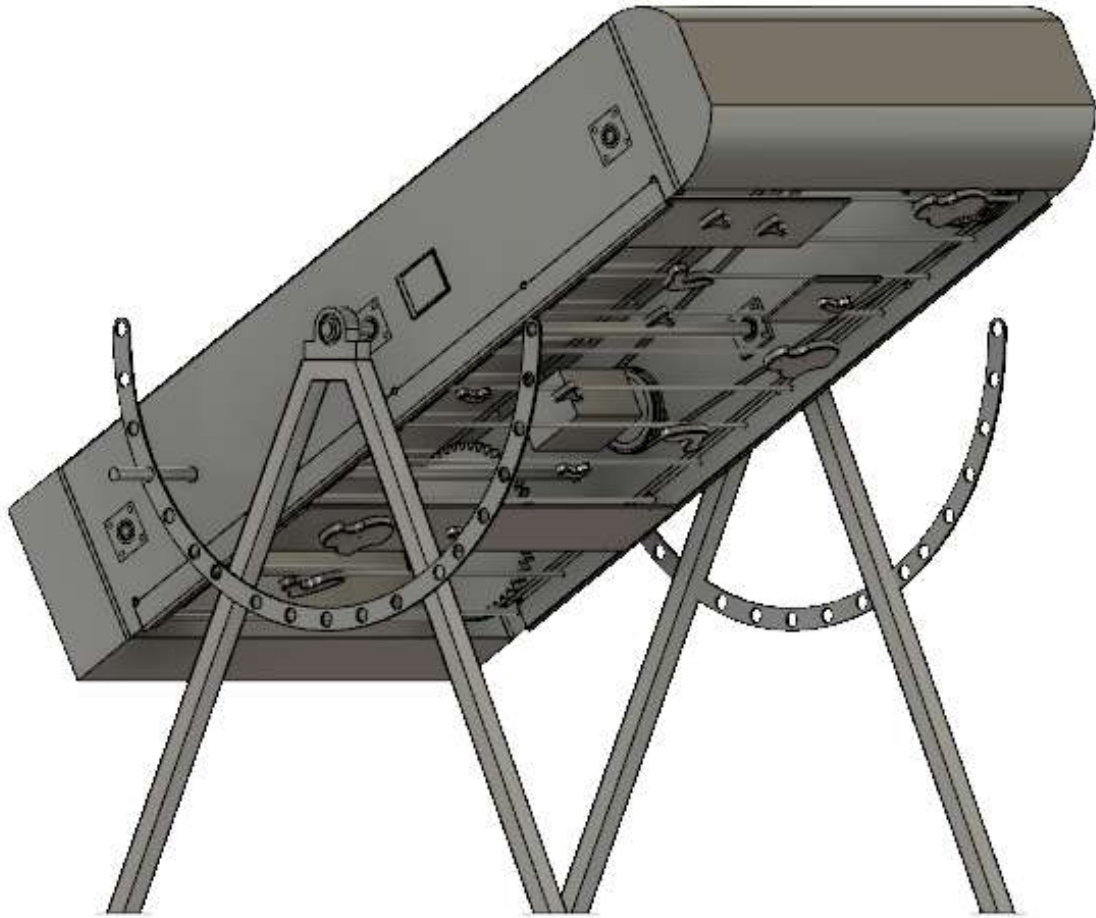
Fonte: O autor.

Figura A.2: Visão Geral, variação da inclinação.



Fonte: O autor.

Figura A.3: Visão Geral, variação da inclinação.



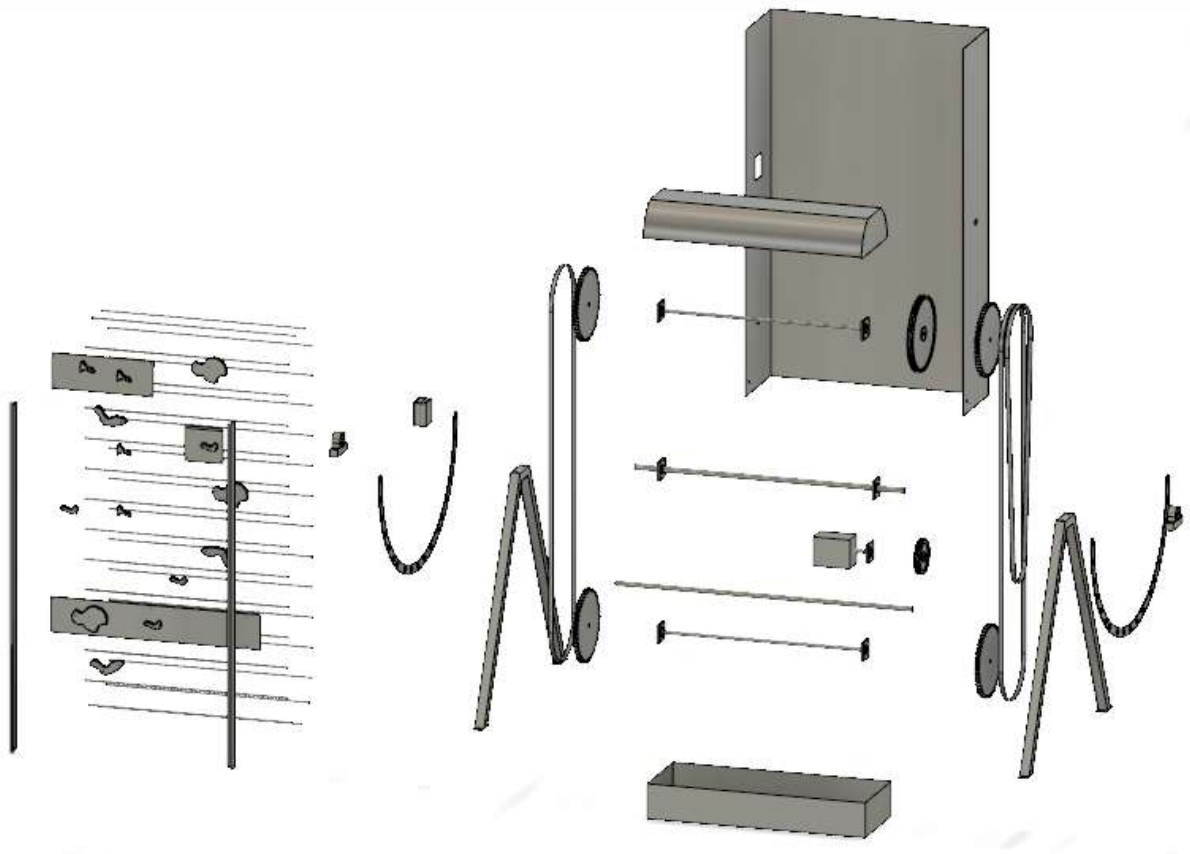
Fonte: O autor.

Figura A.4: Visão Geral, variação da inclinação.



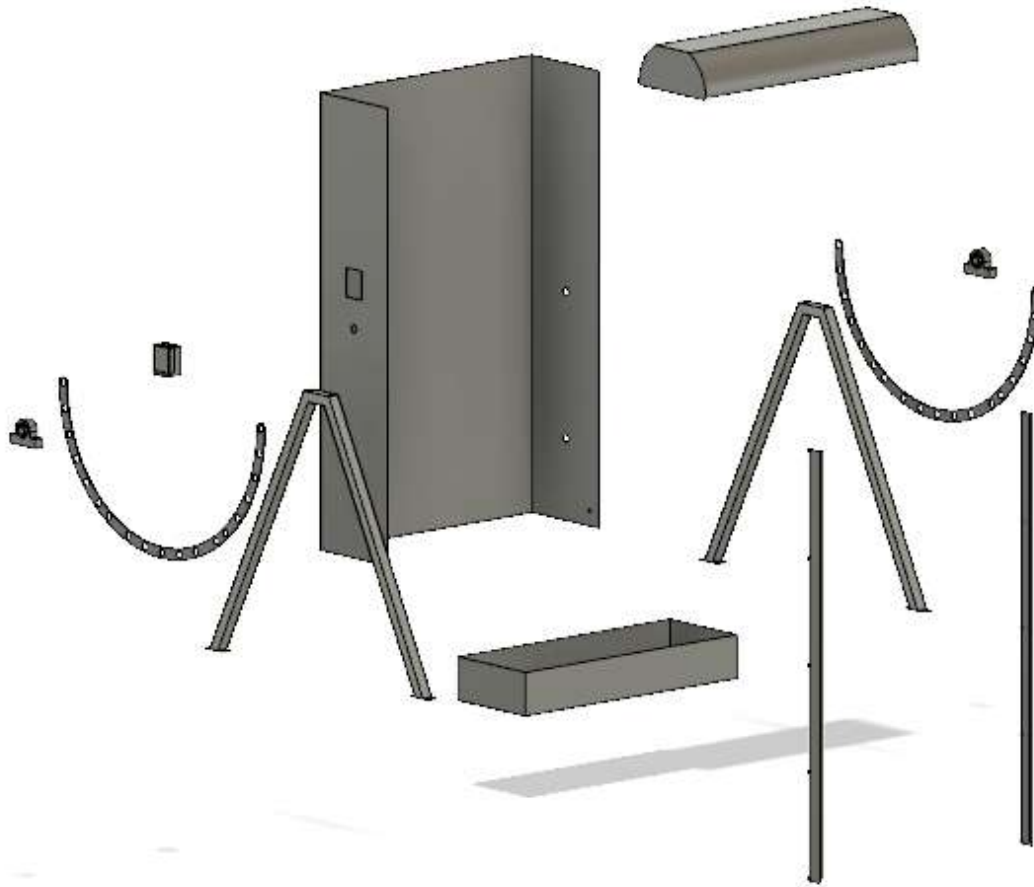
Fonte: O autor.

Figura A.5.: Vista explodida - geral.



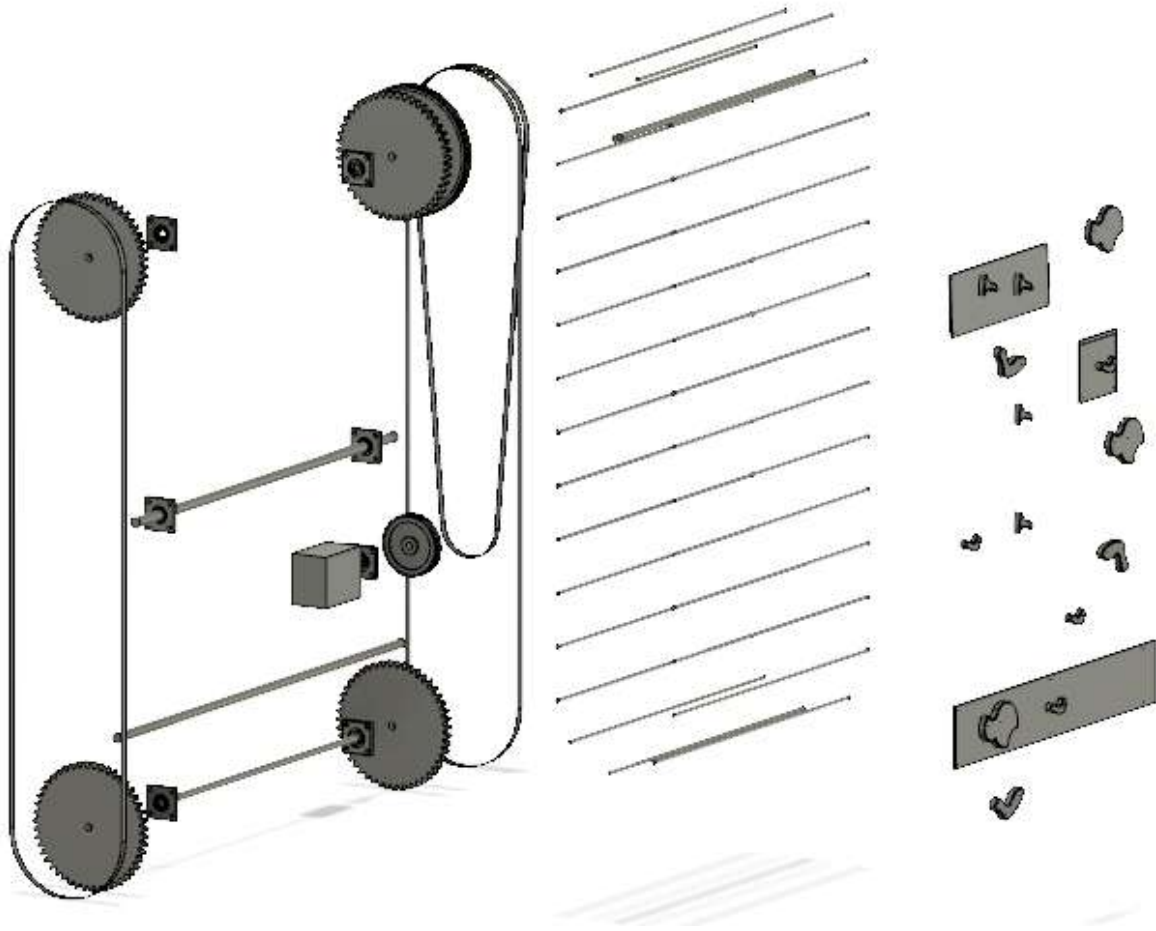
Fonte: O autor.

Figura A.6.: Vista explodida - Elementos Externos.

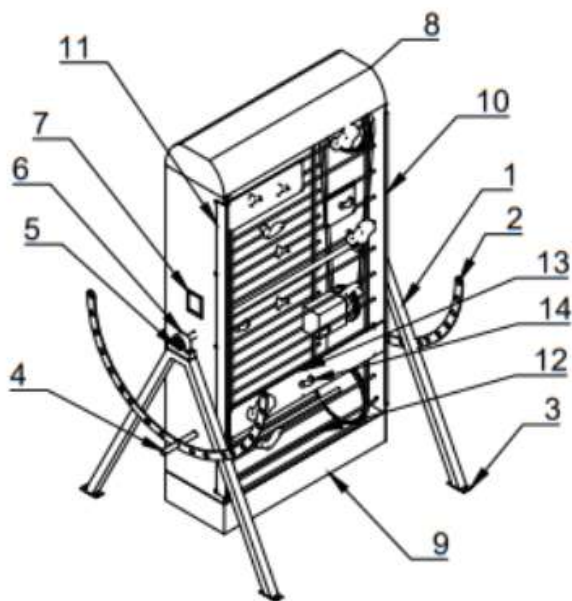


Fonte: O autor.

Figura A.5.: Vista explodida - Elementos Internos.

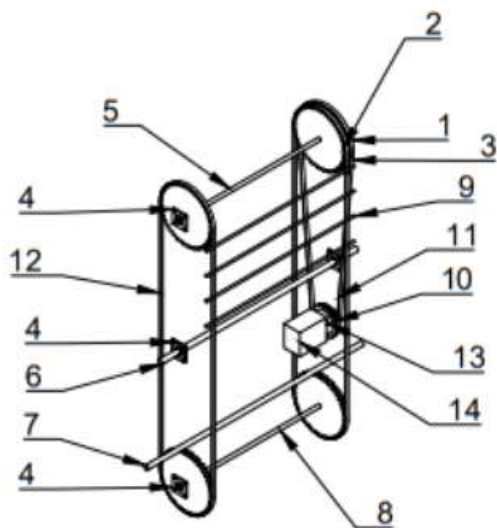


Fonte: O autor.



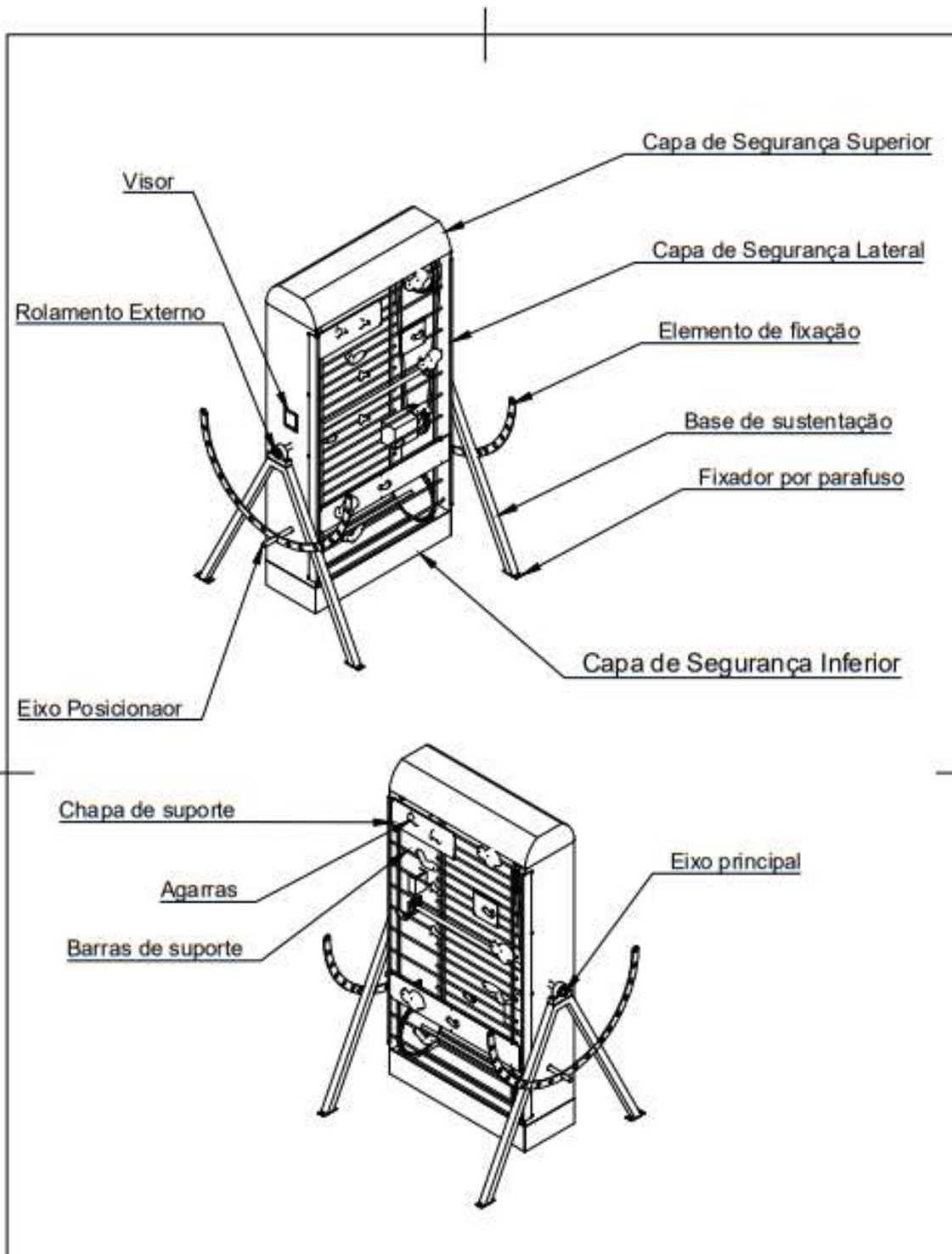
1	Estrutura de sustentação	Aço 1020, seção quadrada 80 mm, espessura 3 mm
2	Elemento posicionador	Aço 1020, seção circular
3	Base fixadora	Aço 1020, retangular, 80 x 160 mm
4	Eixo posicionador	Aço 1020, seção circular
5	Eixo principal	Aço 1020, seção circular
6	Rolamento Externo	Rolamento UPC 212
7	Visor / Controle	Painel de Controle 5"
8	Capa protetora superior	Aço 1020
9	Capa protetora inferior	Aço 1020
10	Proteção lateral D.	Aço 1020
11	Proteção lateral E.	Aço 1020
12	Barras apoio usuário	Diâmetro 50,8 mm, espessura 1,2 mm
13	Chapa de fixação	Aço 1020
14	Agarras	-

Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 23/08/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title Lista de Componentes Externos	DWG No.	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1

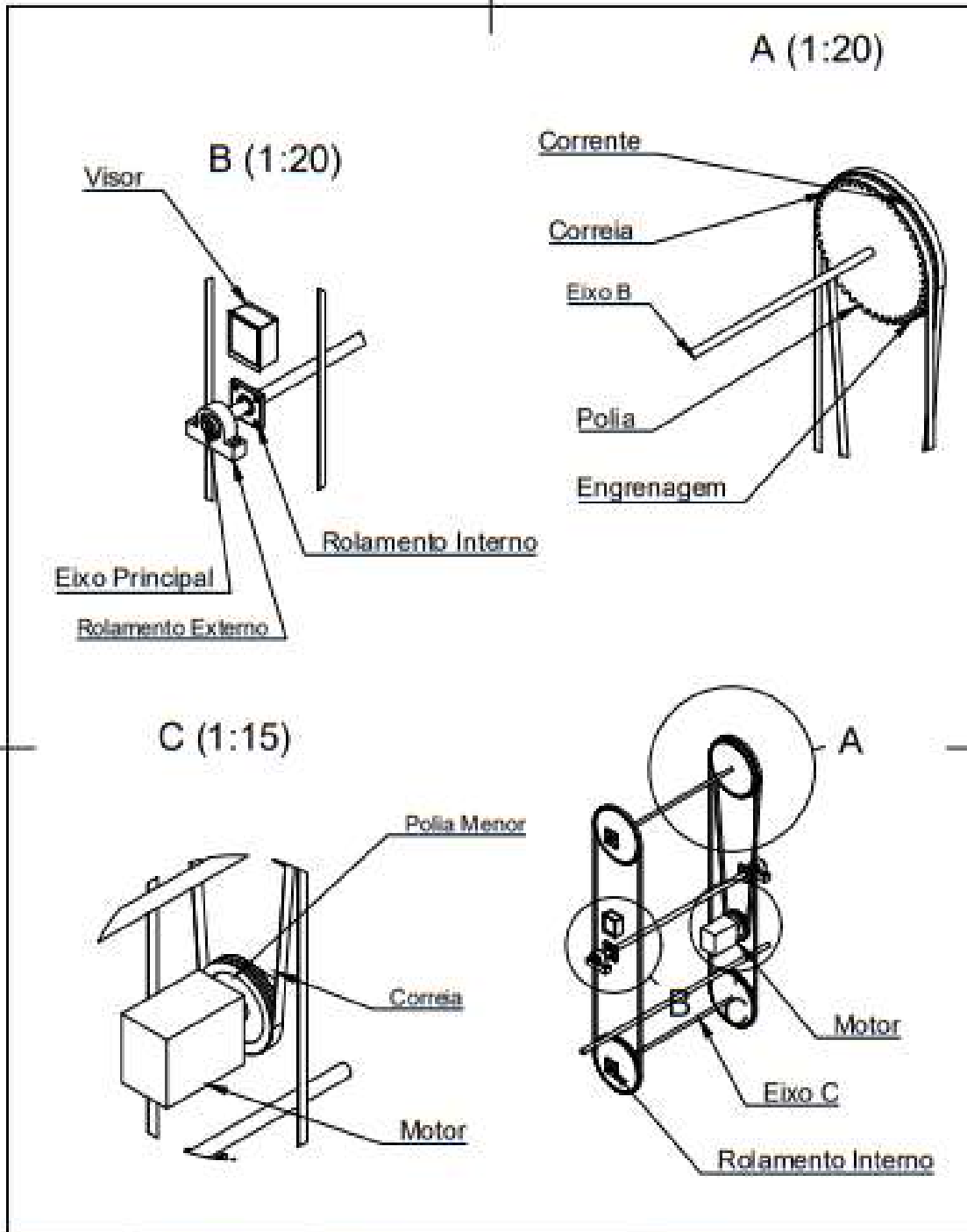


1	Polia Maior	Código: PF.300.B4
2	Engrenagem	Diâmetro 600 mm
3	Corrente D.	Duplo Passo ½", Norma ASA 50
4	Rolamento Interno	Rolamento UPC 212
5	Eixo B	Aço 1020, diâmetro
6	Eixo Principal	Aço 1020, seção circular
7	Eixo Posicionador	Aço 1020, seção circular
8	Eixo C	Aço 1020, seção circular
9	Barras de apoio	Diâmetro 50,8 mm, espessura 1,2 mm
10	Polia Menor	Código PF.300.B2
11	Correia	Modelo B105
12	Corrente E.	Duplo Passo ½", Norma ASA 50
13	Eixo motor	Aço 1020
14	Motor	Weg, 3cv, elétrico - CFW 300

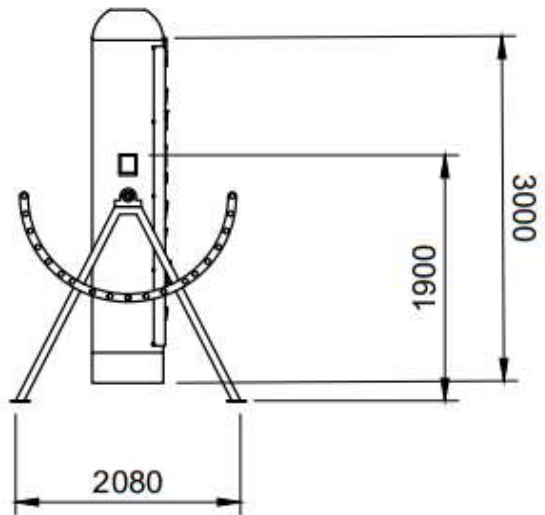
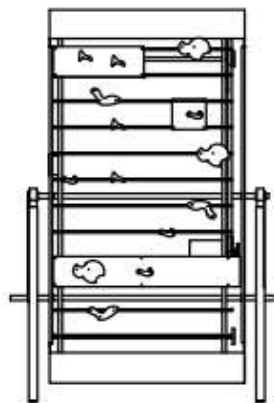
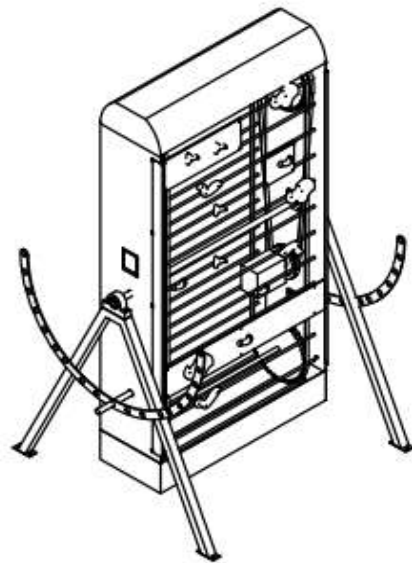
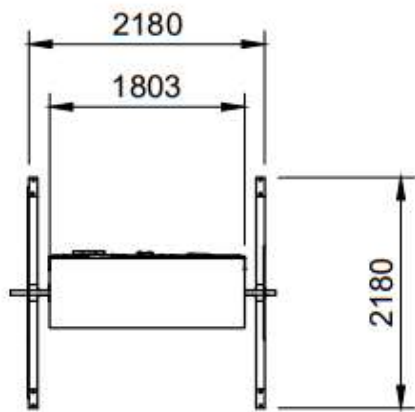
Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 23/08/2022	Approved by
		Document type	Document status
		<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> LISTA COMPONENTES INTERNOS </div>	DWG No.
Rev.	Date of issue		Sheet 1/1



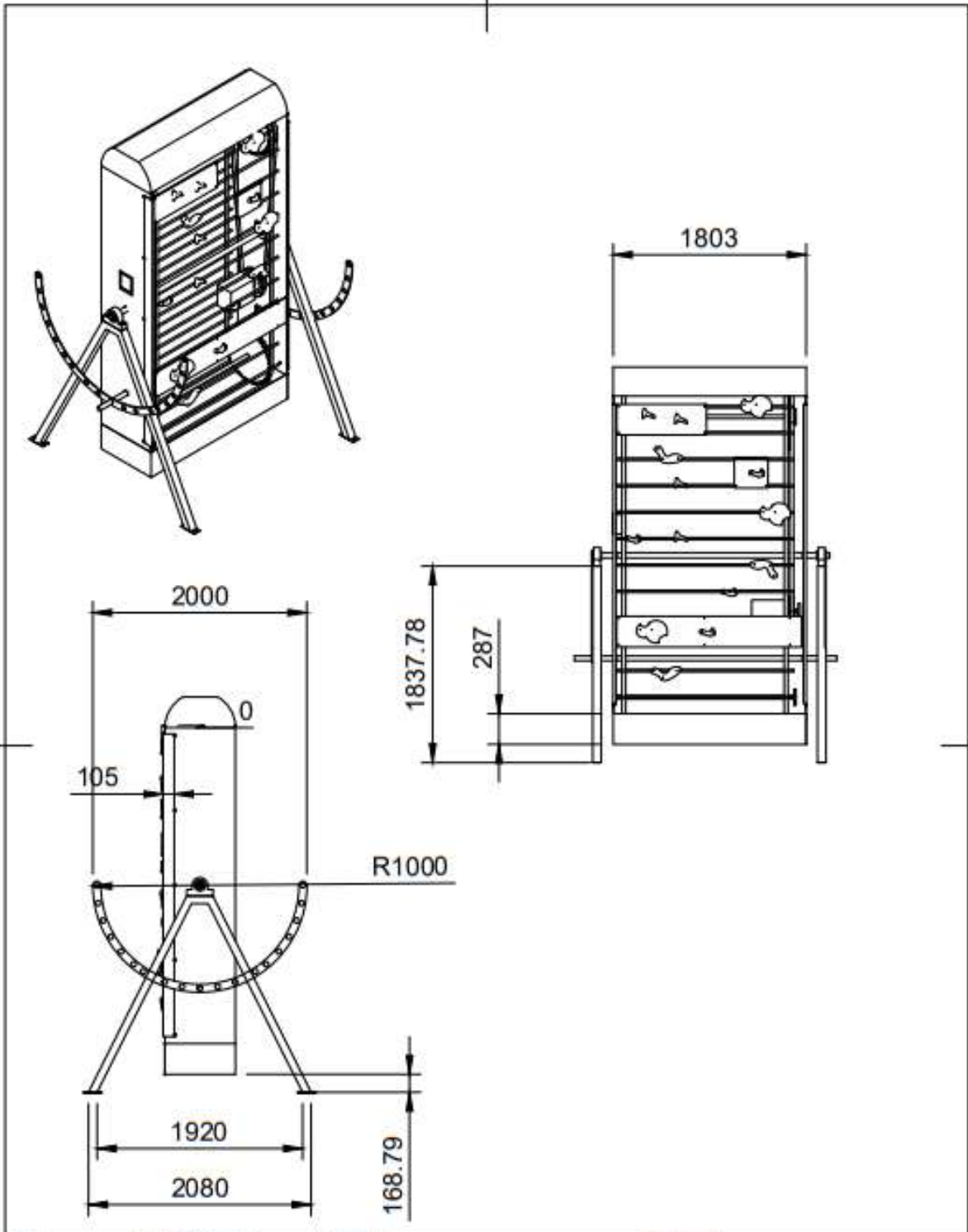
Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 23/08/2022	Approved by
		Document type	Document status
		Title Representação Gerao - Componentes	DWG No.
		Rev.	Date of issue
			Sheet 1/1



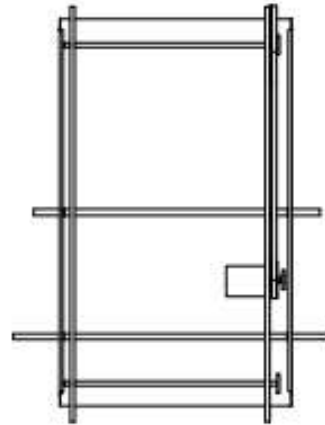
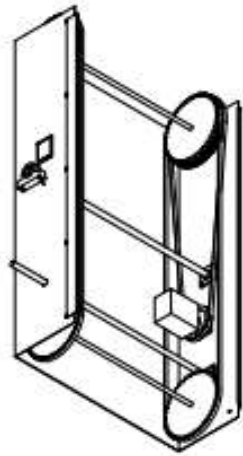
Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 23/08/2022	Approved by
		Document type	Document status
		Title PLATAFORMA - 21-05-22 v1	DRWG No.
		Rev.	Date of issue
			Sheet 1/1



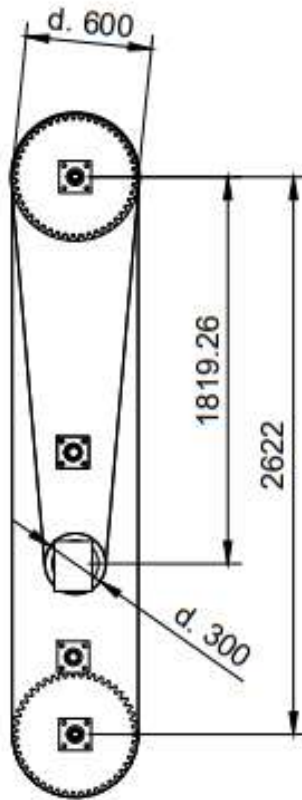
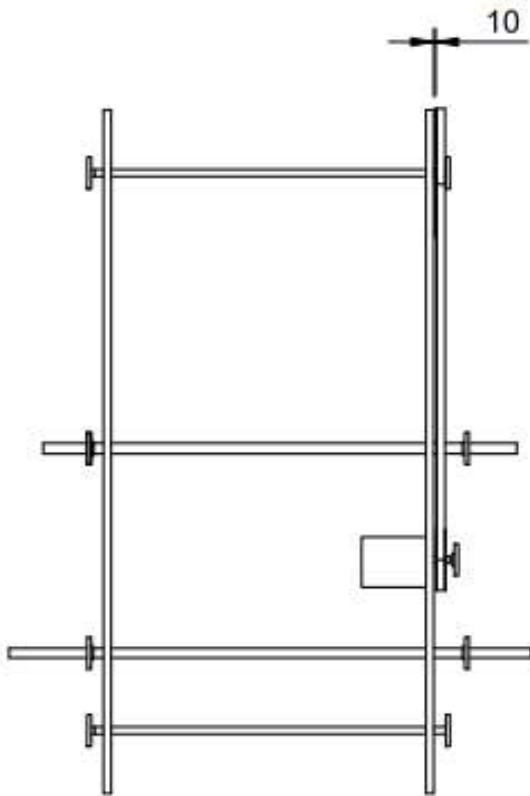
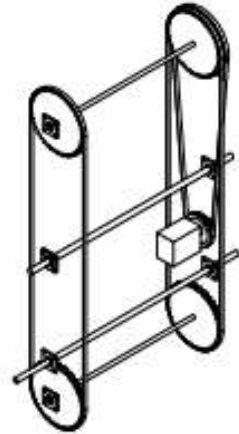
Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo	2022	Approved by	
		Document type	Document status		
		Title Drawing General	DWG No. 1		
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1	



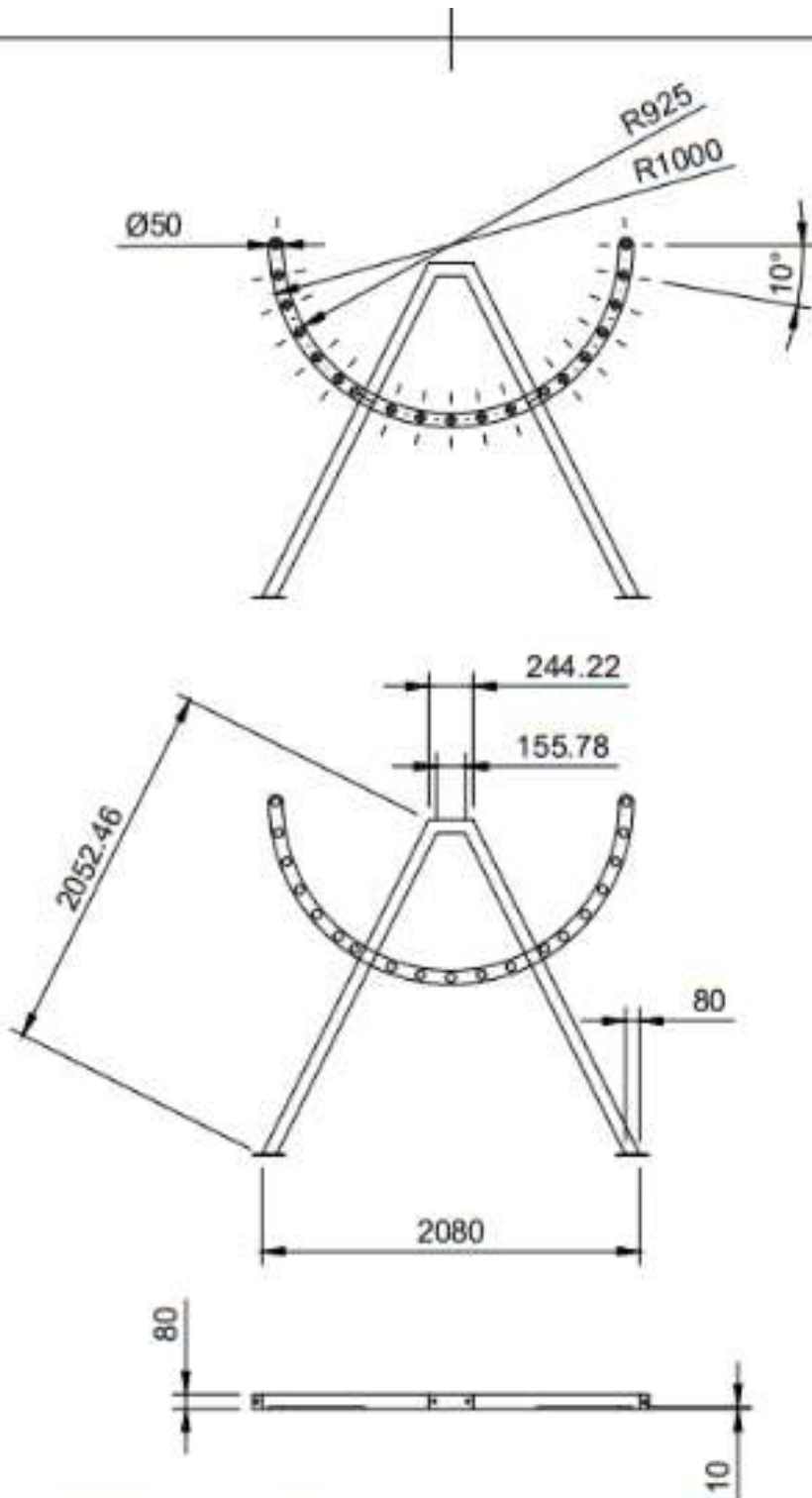
Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 16/08/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title PLATAFORMA - 21-05-22 v1	DWG No.	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1



Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 10/06/2022	Approved by	
		Document type	Document status	
		Title Internos 2 e struttura	DWG No.	
		Rev.	Date of issue	Sheet 1/1



Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 2022	Approved by
		Document type	Document status
		Title Componentes Internos	DWG No.
		Rev.	Date of issue
		Sheet 1/1	



Dept.	Technical reference	Created by Enrico Minchillo 16/08/2022	Approved by
		Document type	Document status
		Title BASE DE APOIO	DWG No.
		Rev.	Date of issue
			Sheet 1/1