



INSTITUTUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Erbert Barbosa Leite

PROJETO DE UMA BANCADA PARA TESTES DE MOTORES CLASSE
SAE AERODESIGN

TERESINA
2021

Erbert Barbosa Leite

PROJETO DE UMA BANCADA PARA TESTES DE MOTORES CLASSE
SAE AERODESIGN

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia)
apresentado como exigência parcial para obtenção
do diploma do Curso de Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí. Campus Teresina-Central.

Orientador: Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares

TERESINA
2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Leite, Erbert Barbosa
L533p Projeto de uma bancada para testes de motores classe SAE AeroDesign /
Erbert Barbosa Leite. - 2021.
72 f.: il. color.
Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal do Piauí, Campus Teresina Central, 2021.
Orientador : Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares.
1. AeroDesign - Bancada de teste. 2. Ensaio de empuxo e torque. 3.
Projeto estrutural. 4. Projeto mecânico. I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Sindya Santos Melo CRB 3/1085

Erbert Barbosa Leite

PROJETO DE UMA BANCADA PARA TESTES DE MOTORES CLASSE
SAE AERODESIGN

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia)
apresentado como exigência parcial para obtenção
do diploma do Curso de Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia
do Piauí. Campus Teresina-Central.

Aprovada em: ____/____/____.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Prof. Me. Antônio Ítalo Rodrigues Pedrosa
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Prof. Dr. Hudson Chagas dos Santos
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Aos meus pais, amigos e professores. Dedico este trabalho a todo o curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal do Piauí, corpo docente e discente, a quem fico lisonjeado por dele ter feito parte.

AGRADECIMENTOS

Ser engenheiro é um sonho que iniciou na pequena cidade de Jacundá, a partir da conquista do 1º lugar em uma competição de matemática. Esse sonho está prestes a se realizar e tenho muito a agradecer às pessoas que foram essenciais nessa trajetória.

Agradeço à toda minha família, especialmente aos meus pais, Francisco Elson Tenorio Leite e Gracilene Rodrigues Barbosa, que me ensinaram os valores importantes da vida e apesar da distância sempre me apoiaram, apesar das dificuldades, com a minha educação. Sou imensamente grato por tudo que me proporcionaram. Agradeço também, aos meus tios, que me receberam na sua casa e da forma que podiam me ajudaram nos desafios do dia a dia.

Ao Instituto Federal do Piauí por me proporcionar experiências que me permitiram crescer não só profissionalmente, mas como pessoa. À equipe Sol do Equador Aerodesign, onde tive o imenso prazer de participar como gerente de aerodinâmica e líder do projeto.

A todos os meus colegas do curso, com quem convivi intensamente durante os últimos anos, por compartilharem comigo tantos momentos de descobertas e aprendizado e por todo o companheirismo ao longo deste percurso. Particularmente aos meus amigos Bruno Cláudio de Araújo Franco, Caio Santos de Miranda Araújo, Jean Rosa Oliveira, Giórgio de Moraes Brito Bezerra, Joselito Lima Reis Júnior e Iverton José Farias da Silva, por me apoiarem, inspirarem e não me permitirem desistir. Só tenho a lhes agradecer.

Também agradeço a todo corpo docente do curso de Engenharia Mecânica do IFPI por todos os ensinamentos e conselhos que contribuíram com a minha formação pessoal e profissional. Em especial aos professores Anderson Chaves, Hudson Chagas dos Santos e meu orientador Ricardo Cardoso Soares que impactaram positivamente na minha vida, mudaram a minha forma de pensar e são a minha inspiração em diversos aspectos.

Por fim, gostaria de agradecer a mim pela dedicação e empenho em transpor os obstáculos que aparecessem a minha frente, por nunca desistir e não medir esforços para atingir meus objetivos. Encerro com a frase que me guiou até este momento. Vá além, plus ultra!

“Se sentir que chegou ao seu limite, lembre-se porque resolveu trilhar este caminho e permita que essa memória o carregue além de seus limites”.

All Might

RESUMO

A extensão é um dos pilares que sustentam as universidades de graduação, ao lado do ensino e da pesquisa. Com o propósito de buscar solucionar problemas existentes, de interesse e necessidade da sociedade, estão diretamente envolvidos na capacitação, produção científica, difusão de informação e tecnologia. Diante desse contexto, insere-se o projeto SAE Aerodesign, bastante difundido nas universidades brasileiras, os alunos atuam na concepção, projeto, fabricação e testes de uma aeronave controlada por rádio que deve decolar, pousar e atender perfeitamente aos requisitos da missão. Uma das etapas fundamentais do projeto é a seleção quantitativa do grupo motopropulsor mais adequado, para isso é importante coletar os dados de empuxo e potência fornecidos pelo conjunto motor e hélice em uma bancada de testes. Contudo, na realidade das universidades, grande parte das bancadas de testes estão defasadas tecnologicamente e os trabalhos que abordam o projeto de bancadas não apresentam os devidos resultados que propiciem a sua implantação. Em virtude disso, o presente trabalho se dispõe a projetar uma bancada de testes de motores classe SAE Aerodesign, propondo uma metodologia de projeto mais assertiva, tendo como base a seleção da melhor configuração da bancada e o dimensionamento dos componentes sob a perspectiva de seus possíveis modos de falha. A escolha da configuração da bancada deveu-se a uma revisão bibliográfica e o estudo das necessidades do projeto Sol do Equador Aerodesign do IFPI. Já o dimensionamento foi devidamente fundamentado e formulado pelos conceitos de mecânica dos sólidos, fadiga, elementos de máquina e vibrações mecânicas. Como recurso de dimensionamento, os resultados são apresentados na forma de curvas de projeto para cada componente, estas viabilizam a reprodutibilidade e amparam na tomada de decisões referente a adaptações. Por fim, um modelo realista das peças e montagem foi construído, facilitando a posterior concepção do projeto. Assim, ficou evidente a contribuição com a modernização dos projetos de Aerodesign do Brasil.

Palavras-chave: Aerodesign, Bancada de teste, Ensaio de empuxo e torque, Projeto estrutural, Projeto mecânico.

ABSTRACT

Extension is one of the pillars they support the undergraduate universities, alongside teaching and research. In order to seek to solve existing problems of interest and need to society, they are directly involved in training, scientific production, dissemination of information and technology. In view of this context, the SAE Aerodesign project, which is widespread in Brazilian universities, is inserted, students work in the conception, design, manufacture and tests of a radio controlled aircraft that must take off, land and perfectly meet the mission requirements. One of the fundamental stages of the project is a quantitative selection of the most suitable powertrain, for this it is important to collect the thrust and power data provided by the engine and propeller assembly on a test bench. However, in the reality of universities, a large part of the engine test benches are technologically out of date and the works that address the design of the test benches do not present the results that will facilitate their implementation. As a result, the present work has a SAE Aerodesign class engine test bench project, proposing a more assertive design methodology, based on the selection of the best test bench configuration and the dimensioning of components from the perspective of their modes possible failure. The choice of the test bench configuration was due to a literature review and the study of the needs of the IFPI Sol do Equador Aerodesign project. The design was duly justified and formulated by the concepts of mechanics of solids, fatigue, machine elements and mechanical vibrations. As a dimensioning resource, the results are met in the form of design curves for each component, which make reproducibility feasible and support the decision making regarding adaptations. Finally, a realistic model of the parts and assembly was built, facilitating the later design of the project. Thus, the contribution to the modernization of Aerodesign do Brasil projects was evident.

Keywords: Aerodesign, Design, Engine test bench, Mechanical design, Structural design, Thrust and torque test.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Bancada de testes utilizada no projeto Sol do Equador Aerodesign.....	19
Figura 2 – Bancadas de teste; (a) configuração em gaveta; (b) configuração de deslizamento no trilho.	23
Figura 3 – Bancada de teste instrumentadas com sistema de aquisição de dados ..	23
Figura 4 – Comportamento de colunas de diferentes índices de esbeltez (Lr) sob compressão axial PA	27
Figura 5 – Graus de liberdade no sistema global e local.....	28
Figura 6 – Curva S-N genérica para os aços.	29
Figura 7 – Geometria de algumas seções para cálculo da área A_{95}	31
Figura 8 – Efeito da tensão média na vida de peças.....	34
Figura 9 – Diagrama de Goodman modificado.....	35
Figura 10 – Nomenclatura do rolamento de esfera.	36
Figura 11 – Diagrama de corpo livre do parafuso e peças unidas.	37
Figura 12 – Configurações comuns de DOF único em forma esquemática: (a) excitação de força aplicada diretamente; (b) excitação pelo movimento da base; (c) excitação de desbalanceamento.	39
Figura 13 – Resposta do sistema; (a) em ressonância; (b) em diferentes razões de amortecimento (ζ).....	39
Figura 14 – Fluxograma de projeto dos componentes da bancada.....	40
Figura 15 – Bancada de testes utilizada na UFSC.....	41
Figura 16 – Modelo estrutural da barra; a) plano de desbalanceamento; b) plano de transmissão do torque.....	42
Figura 17 – Modelo estrutural do pórtico.....	45
Figura 18 – Modelo estrutural da barra instrumentada para medição do torque.....	46
Figura 19 – (a) Chapa de base excitada pelo desbalanceamento da hélice; (b) bancada modelada como um sistema de 1 grau de liberdade; (c) bancada modelada como um sistema com 2 graus de liberdade.....	50
Figura 20 – Fluxograma projeto da bancada.....	52
Figura 21 – Curvas de projeto da barra pelo critério de fadiga; (a) ponto mais solicitado; (b) ponto do concentrador de tensão.	54
Figura 22 – Curvas de projeto da barra pelo critério de escoamento da seção; (a) ponto mais solicitado; (b) ponto do concentrador de tensão.	54

Figura 23 – Curvas de projeto da barra pelo critério de excesso de inclinação; a) plano do desbalanceamento; b) plano da transmissão do torque.	55
Figura 24 – Esboço da barra de transmissão; dimensões em mm.....	56
Figura 25 – (a) Curvas de projeto do parafuso da flange para o critério de cisalhamento; (b) Curvas de projeto do parafuso de fixação M2 de classe 8.8.....	58
Figura 26 – Esboço da flange de fixação do rolamento; medidas em mm.	59
Figura 27 – Curvas de projeto da lâmina de empuxo para o critério de escoamento; (a) $N_y = 1,5$; (b) $N_y = 2$	60
Figura 28 – Curvas de projeto da lâmina de empuxo para o critério de fadiga; (a) $R = 50\%$; (b) $R = 99,99\%$	60
Figura 29 – Curvas teórica e de projeto para o critério de flambagem.	61
Figura 30 – Esboço da lâmina instrumentada de medição do empuxo; medidas em mm.	62
Figura 31 – Curvas de projeto da lâmina de torque para o critério de escoamento; (a) $N_y = 1,5$; (b) $N_y = 2$	62
Figura 32 – Curvas de projeto da lâmina de torque para o critério de fadiga; (a) $R = 50\%$; (b) $R = 99,99\%$	63
Figura 33 – Esboço da lâmina instrumentada de medição do torque; medidas em mm.	64
Figura 34 – Curvas de projeto do parafuso de transmissão do torque conforme o critério de cisalhamento.	64
Figura 35 – Esboço da braçadeira para transmissão do torque; medidas em mm....	65
Figura 36 – Resposta do sistema em função do tempo para diferentes massas da chapa de base; (a) chapa de base; (b) chapa de base (menor intervalo); (c) bancada; (d) bancada (menor intervalo).	66
Figura 37 – Esboço da chapa de base, medidas em mm.	67
Figura 38 – Modelo CAD da bancada; (a) vista isométrica da frente; (b) vista isométrica posterior.	67
Figura 39 – Modelo CAD da bancada; (a) vista superior; (b) vista lateral.	68
Figura 40 – Modelo CAD da bancada; (a) vista frontal; (b) vista posterior.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Expressões para estimativa do limite de resistência à fadiga de ligas ferrosas forjadas.....	30
Tabela 2 – Expressões para o fator de tamanho.....	31
Tabela 3 – Fator de carregamento.	32
Tabela 4 – Coeficientes para o fator de superfície.	33
Tabela 5 – Fator de confiabilidade.	33
Tabela 6 – Propriedades mecânicas do aço SAE 1020.	53
Tabela 7 – Especificação dos motores classe SAE Aerodesign.	53
Tabela 8 – Dados do projeto da barra de transmissão.....	56
Tabela 9 – Dados de seleção do rolamento 61903.	57
Tabela 10 – Dados do projeto do parafuso da flange.....	58
Tabela 11 – Dados do projeto da lâmina instrumentada de medição do empuxo.	61
Tabela 12 – Parâmetros de projeto da lâmina instrumentada de medição do torque.	63
Tabela 13 – Parâmetros de projeto do parafuso de transmissão do torque.....	65
Tabela 14 – Parâmetros de projeto da chapa de base.....	66

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Funções de singularidade para a carga (w), esforço cortante (V) e momento fletor (M).	26
--	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABMA	American Bearing Manufacturers Association
AISC	American Institute of Steel Construction
CAD	Computer Aided Design
IFPI	Instituto Federal do Piauí
NBR	Norma Brasileira
SAE	Society of Automobile Engineers
SKF	Svenska KullagerFabriken
UFSC	Universidade de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

$\varnothing$	Diâmetro
ζ	Fator de amortecimento
θ_x	Inclinação no plano de transmissão do torque
θ_y	Inclinação no plano do desbalanceamento
σ_a	Tensão alternada
σ_m	Tensão média
σ_{a_e}	Tensões admissível para flambagem elástica
σ_{a_i}	Tensões admissível para flambagem inelástica
σ_i	Tensão no parafuso devido a pré-carga
ω	Frequência de excitação
ω_n	Frequência natural do sistema
A	Área da seção transversal
B	Largura da chapa de base
c	Fator de amortecimento
C_s	Efeito do tamanho
C_{st}	Efeito da solicitação
C_t	Efeito da temperatura
C_{sf}	Efeito do acabamento
C_R	Confiabilidade
D	Força devido ao desbalanceamento da hélice
d_b	Diâmetro do parafuso
E	Empuxo
F	Força de transmissão do torque
H	Altura de posicionamento da barra de transmissão
F_b	Força sentida pelo parafuso
F_i	Pré-carga
K	Constante de flambagem
k	Coeficiente de rigidez
k_j	Rigidez da junta
K_f	Fator de concentração de tensão normal de fadiga

K_{fs}	Fator de concentração de tensão cisalhamento de fadiga
K_{fsm}	Fator de concentração de tensão de cisalhamento de fadiga para a tensão média
K_{fm}	Fator de concentração de tensão normal de fadiga para a tensão média
K_t	Fator de concentração teórico para tensão normal
K_{ts}	Fator de concentração teórico para tensão de cisalhamento
L	Comprimento da peça
m	Massa
M	Momento fletor
M_0	Momento pontual
M_a	Momento alternado
M_m	Momento médio
M_{max}	Momento máximo
N_f	Coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga
N_y	Coeficiente de segurança à falha por escoamento
N_{yc}	Coeficiente de segurança à falha por escoamento devido cisalhamento
P	Carga aplicada
r	Raio de giração
S_e	Limite de resistência à fadiga corrigido
S_e'	Limite de resistência à fadiga estimado
S_p	Resistência de prova do parafuso
S_{ut}	Limite de resistência à tração do material
S_y	Limite de escoamento do material
T_a	Torque alternado
T_m	Torque médio
T_{max}	Torque máximo
t	Espessura
t_i	Tempo
w	Largura
V	Esforço cortante sentido pelo parafuso

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	18
1.1.	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	18
1.2.	OBJETIVO GERAL	19
1.3.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
1.4.	JUSTIFICATIVA	20
1.5.	ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.2.	MECÂNICA DOS SÓLIDOS	24
2.2.1.	Vigas	24
2.2.2.	Fenômeno da flambagem	26
2.2.3.	Análise matricial	27
2.3.	FENÔMENO DE FADIGA	28
2.3.1.	Curva tensão - vida	29
2.3.2.	Limite de resistência à fadiga do aço	29
2.3.3.	Efeito das solicitações médias	33
2.4.	ELEMENTOS DE MÁQUINA	35
2.4.1.	Mancais de rolamento	35
2.4.2.	Parafusos	36
2.5.	VIBRAÇÕES MECÂNICAS	38
3.	METODOLOGIA	40
3.1.	SELEÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DA BANCADA	40
3.2.	BARRA DE TRANSMISSÃO	41
3.2.1.	Análise estrutural	42
3.2.2.	Falha por fadiga	42
3.2.3.	Falha por escoamento	43

3.2.4.	Falha por excesso de inclinação	43
3.3.	ROLAMENTOS	44
3.4.	BARRAS INSTRUMENTADAS	44
3.4.1.	Análise estrutural	44
3.4.2.	Falha por escoamento	46
3.4.3.	Falha por flambagem	46
3.4.4.	Falha por fadiga	47
3.5.	PARAFUSOS	48
3.5.1.	Parafusos de fixação	48
3.5.2.	Parafusos em cisalhamento	49
3.6.	TRANSMISSIBILIDADE DAS VIBRAÇÕES	49
3.6.1.	Modelagem da estrutura	50
3.6.2.	Resposta do sistema	51
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
4.1.	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES	53
4.1.1.	Barra de transmissão	53
4.1.2.	Rolamentos	57
4.1.3.	Lâmina instrumentada para medição do empuxo	59
4.1.4.	Lâmina instrumentada para medição do torque	62
4.2.	BASE DA BANCADA	65
4.3.	DESENHO DA BANCADA	67
5.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	69
5.1.	CONCLUSÕES	69
5.2.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
	REFERÊNCIAS	71

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta o projeto de uma bancada de testes para caracterização de motores classe SAE Aerodesign, visando adquirir as curvas características de tração e potência do motor. Em síntese, o estudo proporciona uma visão sobre o projeto de engenharia da bancada, fundamentada pelos conceitos de mecânica dos sólidos, fadiga, elementos de máquina e vibrações mecânicas. Para tanto, a metodologia adotada consiste em selecionar uma configuração de bancada que atenda aos requisitos estabelecidos e realizar o dimensionamento dos seus componentes sob a perspectiva dos modos de falha.

Visto que boa parte dos projetos de extensão de Aerodesign pelo Brasil, assim como o Instituto Federal do Piauí (IFPI), possuem bancadas desta categoria defasadas tecnologicamente, almeja-se, com este estudo, proporcionar o suporte para implantação de uma bancada de teste de motores da classe SAE Aerodesign que permita operá-los em diferentes regimes, e permita a medição das variáveis físicas associadas à operação do motor a partir de recursos de aquisição de dados.

1.1. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

O projeto de extensão Sol do Equador Aerodesign tem como propósito conceber, projetar, fabricar e testar uma aeronave controlada por rádio que possa decolar, pousar e atender perfeitamente aos requisitos da missão. Os estudantes lidam constantemente com problemas de engenharia, propondo soluções fundamentadas na literatura aeronáutica e nos conteúdos vistos no curso de Engenharia Mecânica. Uma das etapas fundamentais do projeto é a seleção do grupo motor propulsor da aeronave (motor e hélice), realizada por meio de cálculos teóricos de um modelo propulsivo e ensaios em bancada do motor independente. Estes ensaios em bancada são fundamentais na escolha da hélice ideal para a missão a ser realizada, por permitirem caracterizar o desempenho real do grupo motor propulsor e assim obter o maior aproveitamento da potência fornecida.

No entanto, a bancada utilizada no projeto de extensão Sol do Equador Aerodesign, figura 1, apresenta problemas operacionais que comprometem a confiabilidade dos dados coletados e a tornam tecnologicamente defasada. O processo de aquisição de dados do motor é feito manualmente, onde o operador deve

ficar atento aos instrumentos de medição para coletar os valores, o que torna a tarefa ineficiente e suscetível a erros e incertezas de medição, pois há grande possibilidade de ocorrer interferência nos resultados, além da atividade não prover a segurança e ergonomia adequada para os operadores da bancada. Além disso, a bancada apresenta problemas de projeto, dos quais se sobressai a estrutura, construída em madeira, ser instável e frágil, o que resulta no excesso de vibração e consequentemente em folgas mecânicas dos componentes.

Figura 1 - Bancada de testes utilizada no projeto Sol do Equador Aerodesign.



Fonte: Acervo do projeto Sol do Equador Aerodesign.

Dado o exposto problema, alinhado as aspirações do projeto de extensão Sol do Equador Aerodesign, o propósito final deste trabalho vem é conceber uma bancada de teste de motores da classe SAE Aerodesign adequada.

1.2. OBJETIVO GERAL

Projetar uma bancada de testes para caracterização de motores classe SAE Aerodesign.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Selecionar a configuração da bancada;
- Dimensionar os componentes sob carregamentos estáticos;
- Dimensionar os componentes sob carregamentos cíclicos;
- Analisar a transmissibilidade das vibrações para o meio;
- Selecionar os elementos de máquina;

- Conceber o desenho definitivo da bancada.

1.4. JUSTIFICATIVA

A motivação deste trabalho partiu da necessidade do projeto Sol do Equador Aerodesign por uma bancada de testes de motores funcional com características excelentes de concentricidade e de estabilidade, que garantam uma alta repetibilidade, especialmente após a troca dos motores e hélices. Este trabalho também visa preencher uma lacuna constatada na revisão bibliográfica; os trabalhos acadêmicos não abordam o projeto de engenharia das bancadas, isto é, não fundamentam a escolha da configuração e o dimensionamento dos componentes, aparentemente tratando-se de projetos práticos fundamentados na experiência dos autores. Portanto, torna impossível a reprodutibilidade e análise dos resultados das pesquisas, impossibilitando a transferência de conhecimento, propósito de uma publicação científica.

À vista disso, além da contribuição direta ao projeto de extensão Sol do Equador Aerodesign, espera-se fornecer o suporte para que pesquisadores de outras instituições possam implantar uma bancada de testes de motores, bem como nortear adaptações e projetos similares. Assim, contribuindo com a comunidade científica através do estudo e projeto de engenharia, e academicamente com a modernização dos projetos de Aerodesign do Brasil.

1.5. ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é dividido em 5 capítulos. O primeiro capítulo contém uma breve apresentação do que será tratado ao longo do texto, bem como a caracterização do problema, objetivos a serem alcançados e a justificativa.

O capítulo 2 trará uma breve revisão bibliográfica acerca do projeto de bancadas de testes de motores classe SAE Aerodesign. Ainda nesse capítulo, foi realizada uma síntese das teorias de mecânica dos sólidos, dos conceitos de fadiga aplicados a projeto, dos aspectos que norteiam a seleção de elementos de máquinas (rolamentos e parafusos) e os princípios de vibrações mecânicas.

O capítulo 3 detalha os procedimentos adotados para o projeto da bancada. Inicialmente é realizada a seleção da configuração da bancada; seguido das análises,

considerações, modelagens e formulação utilizada no dimensionamento dos componentes, isto sob a perspectiva dos possíveis modos de falha.

O capítulo 4 apresenta os resultados e discussões acerca do que foi proposto. Esse capítulo foi dividido em duas partes. A primeira diz respeito ao dimensionamento dos componentes. Já o último mostra a concepção do modelo CAD da bancada.

Por fim, no capítulo 5 são expostas as conclusões, a respeito dos resultados apresentados, bem como as sugestões para os trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O projeto de engenharia da bancada de testes envolve a concepção de um design, assim como, a análise e dimensionamento dos componentes. Diante disso, necessita-se analisar as diferentes configurações de bancada por meio de uma revisão bibliográfica (seção 2.1); conhecer os conceitos de mecânica dos sólidos utilizados no dimensionamento dos elementos estruturais (seção 2.2); compreender a teoria de fadiga aplicada em projetos (seção 2.3); saber selecionar corretamente os elementos de máquina (seção 2.4); e analisar a transmissibilidade das vibrações mecânicas do motor para o meio (seção 2.5).

2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O projeto de uma bancada de testes deve ser feito levando em consideração os diferentes tipos de dados que se pretende mensurar, assim como as características dos motores a serem analisados. Diante disso, diferentes configurações de bancada podem ser encontradas na comunidade acadêmica, cada modelo com as suas particularidades, reflexos da disponibilidade de materiais, do limite orçamentário e do conhecimento teórico-prático de cada autor.

Lottermann et al. (2014) apresenta em seu trabalho a mesma configuração de bancada utilizada no projeto Sol do Equador Aerodesign, figura 2(a), configuração bastante difundida devido a sua simplicidade e baixo custo. A bancada consiste em uma bandeja conectada a uma balança, sob a qual é instalado o motor, que desliza sobre uma gaveta por meio de uma correia, assim medindo o empuxo fornecido pelo motor. A rotação é medida com um tacômetro, manuseado pelo operador durante o teste. O mesmo princípio de funcionamento é utilizado por Beltrán et al. (2018), onde a bancada presa a um dinamômetro desliza sobre um trilho, como mostrado na figura 2(b). Contudo, essa configuração de bancada apresenta limitações, como mencionado na seção 1.1, dos quais, a ineficiência do processo de aquisição de dados e a incapacidade de mensurar a potência do motor a tornam tecnologicamente defasadas

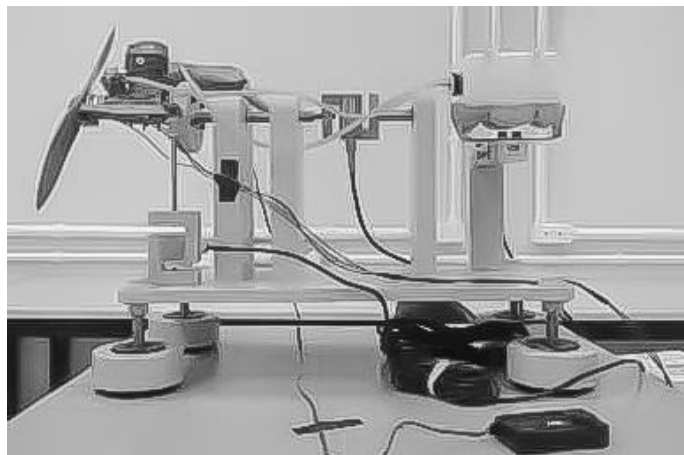
Figura 2 - Bancadas de teste; (a) configuração em gaveta; (b) configuração de deslizamento no trilho.



Fonte: Lottermann et al. (2014) e Beltrán et al. (2018).

Por sua vez, Amboni e Curi (2018) desenvolveram uma bancada de ensaio, figura 3, que utiliza sensores para obter os principais parâmetros do motor: empuxo, torque e rotação. O empuxo e o torque são mensurados por células de carga e a rotação por meio de um sensor de rotação instalado próximo da hélice. A potência fornecida é obtida pela relação entre o torque e a rotação. A principal vantagem dessa configuração é o sistema de aquisição de dados que permite acompanhar o desempenho do motor em tempo real e gerar automaticamente as curvas de potência e tração. Apesar disso, os autores identificaram que o mecanismo utilizado para transmitir o torque não garante fielmente a perpendicularidade da força transmitida a célula de carga, assim sendo a confiabilidade das medições comprometida.

Figura 3 - Bancada de teste instrumentadas com sistema de aquisição de dados



Fonte: Amboni e Curi (2018).

2.2. MECÂNICA DOS SÓLIDOS

Os conceitos de mecânica dos sólidos são utilizados no dimensionamento dos elementos sob carregamentos estáticos com o propósito de que suportem os esforços sem entrar em colapso e se deformem dentro dos limites permissíveis. Desta forma, são abordadas as teorias e metodologias que fundamentam o dimensionamento de elementos sob flexão e compressão axial, bem como o método de análise matricial.

2.2.1. Vigas

O projeto de vigas consiste em determinar a correta seção transversal, a partir de dois critérios: critério de resistência e critério de rigidez (baseado na deformação). O critério de resistência exige que as tensões solicitantes não ultrapassem as tensões admissíveis do material, enquanto o critério de rigidez limita a deformação da viga com base em códigos e manuais de projeto estrutural ou mecânico.

2.2.1.1. Flexão elástica

O processo de projeto de uma viga requer que muitos fatores sejam considerados, incluindo o tipo de estrutura (avião, automóvel, ponte, edifício, etc.), os materiais a serem usados, as cargas a serem suportadas, as condições ambientais a serem encontradas e os custos a serem pagos (GERE e GOODNO, 2009). Logo, envolve uma série de tomadas de decisões, deste a concepção estrutural e estimativa das solicitações, até a escolha do coeficiente de segurança e dos métodos de análise.

O dimensionamento de vigas pelo critério de resistência é realizado de modo que a tensão normal solicitante, calculada a partir da teoria de flexão pura, não atinja a tensão de escoamento do material. Essa análise é limitada a flexões puras (quando o único esforço interno é o momento fletor) em vigas prismáticas composta de materiais homogêneos e elásticos lineares. Contudo, na maioria dos casos outros tipos de esforços internos estão presentes, como o esforço cortante, assim caracterizando um estado de flexão não-uniforme.

Caso a viga esteja submetida a uma flexão não-uniforme, as tensões de cisalhamento na viga produzem empenamento (ou distorção fora do plano) das seções transversais, o que altera a distribuição de tensão na viga (HIBBELER, 2010). Contudo, as pesquisas de Timoshenko e Goodier (1970) mostram que as tensões normais calculadas a partir da fórmula de flexão pura não são significativamente

alteradas pela presença de tensões de cisalhamento e o empenamento associado. Assim, é justificável usar a teoria de flexão pura para cálculo de tensões normais em vigas submetidas a flexão e cisalhamento.

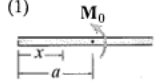
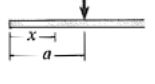
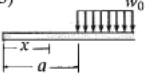
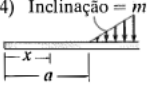
2.2.1.2. Deflexão de vigas

As vigas com deflexão excessiva podem ser fortes o suficiente para suportar as cargas do projeto, mas apresentam desempenho insatisfatório em serviço. À vista disso, as vigas também são dimensionadas para resistirem a uma quantidade limitada de deflexão para assim evitar a instabilidade de equipamentos mecânicos e a falha prematura de componentes (HIBBELER, 2010).

Para isso, no comportamento linear-elástico do material, a equação da linha de flexão, também conhecida como linha elástica, é usada para determinar a deflexão em qualquer ponto da viga. Por ser baseada no modelo de viga de Euler-Bernoulli, esta equação é limitada pela hipótese de que as seções transversais, após a deformação do corpo com eixo de simetria, se mantêm planas e ortogonais ao eixo longitudinal deformado, desconsiderando as distorções por cisalhamento (BEER et al., 2015). Apesar das simplificações, este modelo apresenta resultados aceitáveis e condizentes com o real, sendo permitido por normas a sua aplicação no projeto de estruturas.

Uma maneira conveniente e eficaz de determinar a inclinação e deflexão em qualquer ponto de uma viga prismática submetida a diferentes funções de carregamento é por meio do método da singularidade (BEER et al., 2015). O método consiste em representar o momento interno ao longo da viga a partir de funções de singularidade e assim aplicá-las na equação da curva da linha elástica, após a integração sucessiva do sistema é obtida as correspondentes equações da inclinação e deflexão. As funções de singularidade para diferentes tipos de solicitações estão contidas no quadro 1.

Quadro 1 - Funções de singularidade para a carga (w), esforço cortante (V) e momento fletor (M).

Carga	Função da carga $w = w(x)$	Cisalhamento $V = - \int w(x) dx$	Momento $M = - \int V dx$
(1) 	$w = M_0 \langle x - a \rangle^{-2}$	$V = -M_0 \langle x - a \rangle^{-1}$	$M = -M_0 \langle x - a \rangle^0$
(2) 	$w = P \langle x - a \rangle^{-1}$	$V = -P \langle x - a \rangle^0$	$V = -P \langle x - a \rangle^1$
(3) 	$w = w_0 \langle x - a \rangle^0$	$V = -w_0 \langle x - a \rangle^1$	$V = -\frac{w_0}{2} \langle x - a \rangle^2$
(4) Inclinação = m 	$w = m \langle x - a \rangle^1$	$V = -\frac{m}{2} \langle x - a \rangle^2$	$V = -\frac{m}{6} \langle x - a \rangle^3$

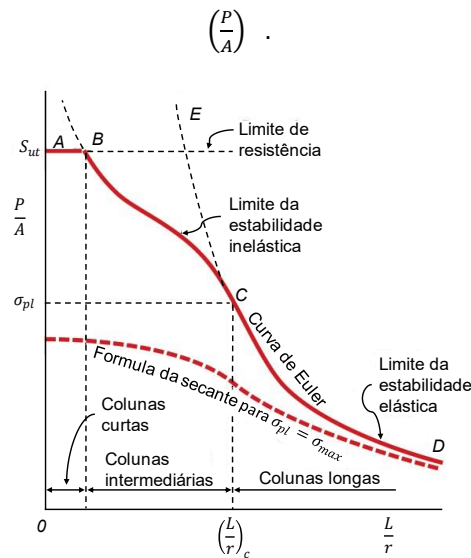
Fonte: Hibbeler (2010).

2.2.2. Fenômeno da flambagem

A flambagem é um fenômeno de instabilidade estrutural caracterizado pela deflexão lateral de elementos submetidos a compressão axial, conhecidos como colunas. Este tipo de falha em estruturas e mecanismos geralmente são repentinas e catastróficas, podendo ocorrer antes do escoamento do material, por isso a sua prevenção é de grande importância para que os elementos possam suportar com segurança as cargas previstas (HIBELLER, 2010).

Antes de tudo, é útil fazer a distinção entre colunas curtas, intermediárias e longas, pois as linhas divisórias entre elas não são precisas e a capacidade máxima de carga suportada é baseada em tipos de comportamento bastante diferentes (GERE e GOODNO, 2009). O diagrama da tensão de compressão média versus a relação de esbeltez L/r , figura 4, permite prever o comportamento de uma peça para diferentes razões de esbeltez. Também é possível observar no diagrama o efeito negativo de carregamentos excêntricos de compressão na falha de colunas pela curva da fórmula da secante.

Figura 4 - Comportamento de colunas de diferentes índices de esbeltez ($\frac{L}{r}$) sob compressão axial



Fonte: Gere e Goodno (2009).

Quando a coluna é curta, segmento AB no diagrama, a falha ocorre devido o esmagamento do material, e nenhuma deformação ou considerações de estabilidade são envolvidos (GERE e GOODNO, 2009). Nesse caso, a tensão crítica de flambagem é definida como a resistência à tração do material (S_{ut}).

No caso de uma coluna longa, o seu comportamento é devidamente determinado pelos conceitos de estabilidade elástica (BEER et al., 2015). Logo, a falha pode ser precisamente estimada pela fórmula de Euler, mostrada neste diagrama como a curva ECD. No entanto esta curva é válida apenas na região CD onde a tensão solicitante está na região elástica do material.

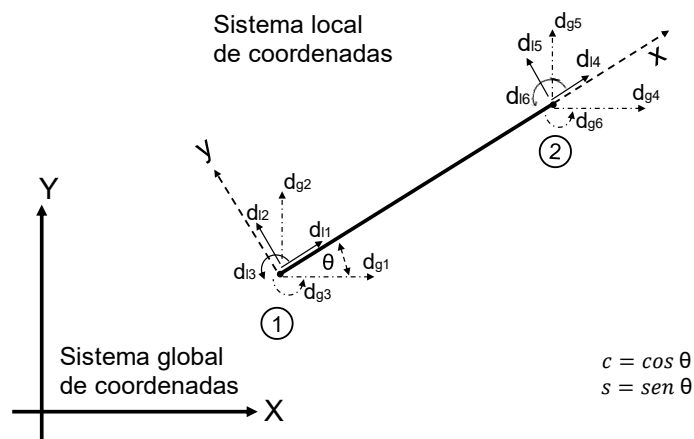
Entre as regiões de colunas curtas e longas, segmento BC no diagrama, há um intervalo de razões de esbeltez intermediário muito pequeno para ser governado pela estabilidade elástica e grande demais para considerar apenas a tensão de ruptura (GERE e GOODNO, 2009). Nesse intervalo a coluna de comprimento intermediário falha por flambagem inelástica, o que significa que as tensões máximas estão acima do limite elástico quando ocorre a flambagem. À vista disso, as colunas intermediárias são projetadas com base em fórmulas empíricas que geralmente possuem a forma parabólica.

2.2.3. Análise matricial

A análise matricial de estruturas ou sistemas estruturais é realizada com o propósito de determinar os deslocamentos e os esforços internos dos elementos

estruturais (vigas, colunas, pórticos, etc.). É um método que sistematiza o método dos deslocamentos, tornando possível a análise de estruturas por meio de algoritmos. Este método utiliza álgebra matricial para sistematizar estruturas por meio de dois tipos de sistemas de coordenadas, empregados para especificar os dados estruturais e de carregamento necessários para estabelecer relações de força-deslocamento (KASSIMALI, 2012). Estes são referidos como sistemas de coordenadas globais e locais. Os deslocamentos d_l e d_g correspondentes aos graus de liberdade de um elemento viga-coluna são mostrados na figura 5, ilustrando os sistemas local e global de coordenadas, respectivamente.

Figura 5 - Graus de liberdade no sistema global e local.



Fonte: Adaptado de Vaz (2011).

Para a aplicação do método, é necessário estabelecer as matrizes de rigidez e vetores de forças nodais do elemento nos sistemas local e global, a partir disso as contribuições das matrizes de rigidez e dos vetores de forças nodais de cada elemento no sistema global são avaliadas para montar a matriz de rigidez assim como o vetor de forças nodais da estrutura (VAZ, 2011). Uma equação de equilíbrio da estrutura no sistema global é utilizada para obter os deslocamentos nodais, uma vez obtidos, as forças atuantes nas extremidades dos elementos podem ser determinadas.

2.3. FENÔMENO DE FADIGA

Segundo Callister (2012), a fadiga é uma falha mecânica que ocorre principalmente devido a aplicação de cargas dinâmicas, cuja principal característica é uma fratura de natureza frágil, mesmo em metais dúcteis, normalmente sob tensões abaixo do limite de escoamento do material. É um processo cumulativo e localizado

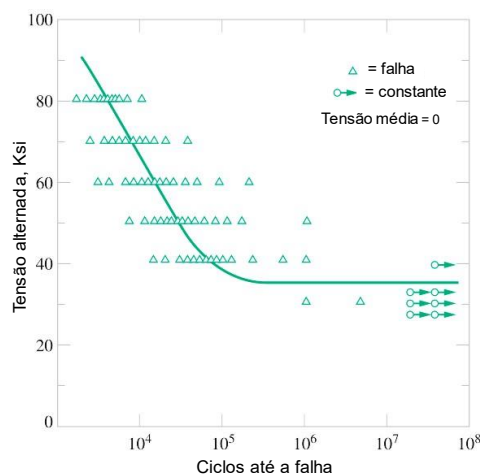
que ocorre pela iniciação e propagação de trincas devido uma tensão de tração aplicada e acontece majoritariamente de forma repentina, responsável por em torno de 50 a 90% das falhas mecânicas em máquinas e equipamentos (ROSA, 2002).

2.3.1. Curva tensão - vida

De acordo com Loewenthal (1984), a falha por fadiga é de natureza estatística, deste modo a vida à fadiga de um material em particular não pode ser previsto com precisão, mas sim a probabilidade de falha é previsto com base em uma grande quantidade de ensaios experimentais. À vista disso, a avaliação da resistência à fadiga de um material é realizada por intermédio do diagrama S-N, também conhecido como curva de Wohler, o qual permite realizar uma previsão do número de ciclos de vida em fadiga de um material com base nos esforços mecânicos aos quais ele será submetido (NORTON, 2013; BUDYNAS e NISBETT, 2015).

A Figura 6 ilustra a aparência característica de uma curva S-N para o aço, construída a partir do ajuste dos dados coletados de testes de laboratório por Collins, Busby e Staab (2010). É perceptível que abaixo de um nível de tensão um número infinito de ciclos poderia teoricamente ser sustentado sem falha, assim, caracterizando um limite de resistência à fadiga do material.

Figura 6 - Curva S-N genérica para os aços.



Fonte: Collins, Busby e Staab (2010).

2.3.2. Limite de resistência à fadiga do aço

Embora não haja uma conexão direta entre a resistência estática e a resistência à fadiga, relações empíricas foram documentadas a partir da análise de

um grande número de amostras (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010). Essas observações empíricas permitem que as curvas S-N sejam estimadas a partir dos valores de resistência à tração do material (S_{ut}). Essas curvas S-N estimadas são suficientemente precisas para a aplicação em projetos, especialmente no estágio de projeto preliminar. O limite de resistência a fadiga dos aços (S'_e) pode ser estimado pelas relações contidas na tabela 1.

Tabela 1 - Expressões para estimativa do limite de resistência à fadiga de ligas ferrosas forjadas.

Material	Estimativa	Condição
Ligas ferrosas forjadas	$S'_e = 0,5S_{ut}$	$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$
	$S'_e = 700 \text{ MPa}$	$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Fonte: Budynas e Nisbett (2015).

2.3.2.1. Fatores de correção para o limite de resistência à fadiga

Os ensaios de fadiga são realizados sob condições rigorosamente controladas, em corpos de prova padronizados de excelente acabamento superficial submetidos a carregamentos puros. Logo, não é realista esperar que o limite de resistência a fadiga de um mecanismo mecânico ou de uma peça estrutural coincida com os valores obtidos no laboratório (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010). Deste modo, o limite de resistência a fadiga pode ser ajustado por meio de fatores multiplicativos. De acordo com Budynas e Nisbett (2015), os principais fatores considerados em projetos são:

- Efeito do tamanho (C_s);
- Efeito da sollicitação (C_{st});
- Efeito da temperatura (C_t);
- Efeito do acabamento (C_{sf});
- Confiabilidade (C_R).

2.3.2.2. Efeito do tamanho

Os ensaios de fadiga geralmente são realizados em amostras com uma seção transversal circular com o diâmetro de 7,62 mm, em vista disso, um fator é utilizado para corrigir o limite de resistência à fadiga de peças distintas. Os resultados obtidos por Budynas e Keith (2015) e Juvinall e Kurt (2011) mostram que à medida que o diâmetro de uma amostra de seção circular fletida em rotação aumenta, o limite de

resistência a fadiga diminui, pois uma maior proporção do material fica sujeita a região de alta tensão. À vista disso, o fator de tamanho não é aplicado em peças submetidas a cargas axiais, uma vez que toda a seção está sujeita a mesma proporção de tensão. Mott, Vavrek e Wang (2018) adaptaram as expressões contidas na tabela 2 a partir dos dados de Juvinall e Kurt (2011) para determinar o fator de tamanho (C_s) de uma seção circular maciça.

Tabela 2 - Expressões para o fator de tamanho.

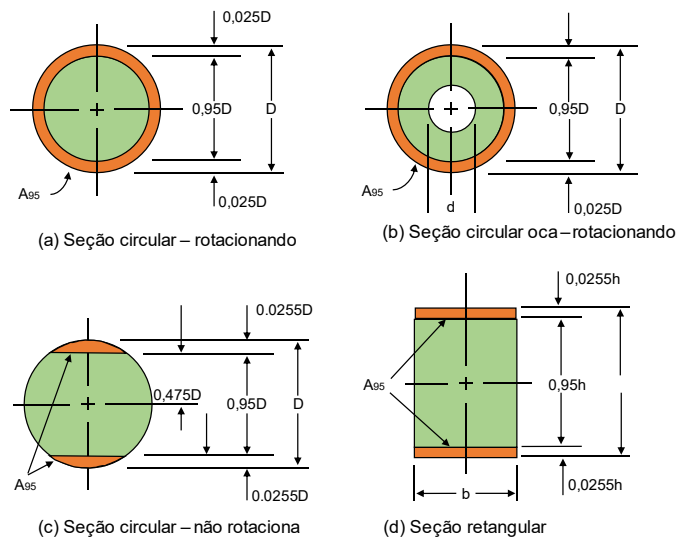
Tamanho	Fator de tamanho (C_s)
$D \leq 7,62$	$C_s = 1,0$
$7,62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7,62)^{-0,11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0,859 - 0,000837D$

Fonte: Mott, Vavrek e Wang (2018).

O fator de tamanho também pode ser determinado para diferentes seções, para isso foi criado o conceito de uma área A_{95} , parcela da área da seção transversal não circular que está sujeita a tensões superiores a 95% da máxima tensão atuante na seção, da qual pode-se obter um diâmetro equivalente a partir da equação 1 e aplicá-lo nas expressões da tabela 2 para obter o fator de tamanho. Na figura 7 estão dispostos a geometria de algumas seções para cálculo da área A_{95} .

$$D = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (1)$$

Figura 7 - Geometria de algumas seções para cálculo da área A_{95} .



Fonte: Mott, Vavrek e Wang (2018).

2.3.2.3. Efeito das solicitações

A maioria dos dados de limite de resistência à fadiga são obtidos a partir de testes usando uma barra cilíndrica rotativa submetida a flexão repetida e reversa. Contudo, outros tipos de solicitações induzem diferentes distribuições de tensão que resultam em uma maior probabilidade estatística de que falhas possam ocorrer. Desta forma, Budynas e Nisbett (2015) apresentam valores médios do fator de carregamento (C_{st}), contidos na tabela 3, para a correção do limite de resistência à fadiga.

Tabela 3 - Fator de carregamento.

Tipo de solicitação	C_{st}
Flexão	1
Axial	0,85
Torção	0,59

Fonte: Budynas e Nisbett (2015).

2.3.2.4. Efeito da temperatura

A temperatura pode ter uma influência significativa na resistência à fadiga, uma vez que a maioria dos materiais diminuem suas propriedades mecânicas em altas temperaturas. Os ensaios são normalmente realizados em temperatura ambiente e apenas temperaturas acima de 260°C irão reduzir o limite de resistência da maioria dos aços (MOTT, VAVREK e WANG, 2018). Assim, o fator de temperatura é tomado como $C_t = 1$ nas aplicações abaixo de 260°C.

2.3.2.5. Efeito do acabamento superficial

Qualquer desvio de uma superfície polida reduz o limite de resistência a fadiga porque a superfície mais áspera fornece locais onde tensões aumentadas localmente ou irregularidades na estrutura do material promovem o início de fissuras microscópicas que podem evoluir para falhas por fadiga (MOTT, VAVREK e WANG, 2018). Por sua vez, Budynas e Nisbett (2015) apresentam a equação 2 para representar o fator de acabamento superficial.

$$C_{sf} = aS_{ut}^b \quad (2)$$

Em que S_{ut} é a resistência à tração do material em MPa e a e b são constantes encontradas na tabela 4 de acordo com o tipo de acabamento superficial.

Tabela 4 - Coeficientes para o fator de superfície.

Acabamento superficial	a	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Budynas e Nisbett (2015).

2.3.2.6. Confiabilidade

Uma descrição estatística dos dados de falha por fadiga é geralmente usada para facilitar a construção das curvas S-N. Por esta abordagem, a curva representa uma confiabilidade de 50%, indicando que metade das peças iria falhar (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010). Deste modo um fator pode ser usado para estimar um limite de resistência inferior que pode ser usado no projeto para produzir maiores valores de confiabilidade. A Tabela 5 fornece fatores de confiabilidade (C_R) para alguns padrões especificados.

Tabela 5 - Fator de confiabilidade.

Confiabilidade (%)	C_R
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

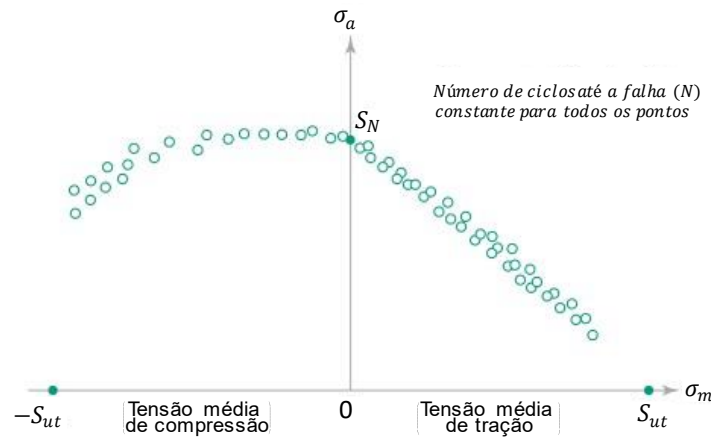
Fonte: Budynas e Nisbett (2015).

2.3.3. Efeito das solicitações médias

Os dados de falha por fadiga coletados em laboratório são a maioria obtidos para tensões completamente reversa ou alternada de média zero. Contudo, muitas, senão a maioria, das aplicações reais envolvem tensões cíclicas de média diferente de zero, que por sua vez tem um efeito significativo na resistência à fadiga do material, principalmente nos casos de tensão média de tração (ROSA, 2002). O diagrama da figura 8 mostra dados de falha de fadiga de alto ciclo obtidos a partir de modelos

matemáticos por Collins, Busby e Staab (2010), onde é perceptível a influência da tensão média na falha do material.

Figura 8 - Efeito da tensão média na vida de peças.

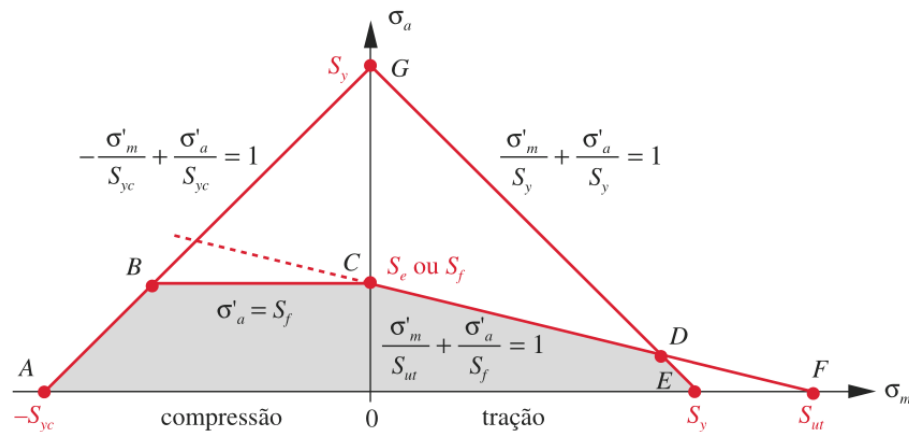


Fonte: Collins, Busby e Staab (2010).

Dados de falha para tensão média diferente de zero estão disponíveis na literatura para alguns materiais, geralmente apresentados como diagramas mestres. No caso dos dados pertinentes não estiverem disponíveis, uma estimativa da influência da tensão média diferente de zero pode ser feita utilizando um modelo matemático, também conhecido como critério de falha (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010).

Neste trabalho será dada ênfase ao modelo de Goodman modificada por possuir maior aceitação na análise de componentes de máquinas submetidas a cargas cíclicas, devido ser um critério de falha mais conservador que a parábola de Gerber, que possui um bom ajuste aos dados experimentais, mas não tanto quanto a curva de Soderberg, tida como conservadora demais (NORTON, 2013). O diagrama de Goodman modificado é mostrado na figura 9, onde a região de falha é delimitada pela área sombreada denominada ABCDEA. Para a previsão da falha e estimativa do coeficiente de segurança para vida infinita é necessário conhecer a maneira como as componentes médias e alternadas possam variar entre si em serviço, de modo que para qualquer combinação de tensão média e alternada que esteja dentro da região sombreada não irá falhar.

Figura 9 - Diagrama de Goodman modificado.



Fonte: Norton (2013).

2.4. ELEMENTOS DE MÁQUINA

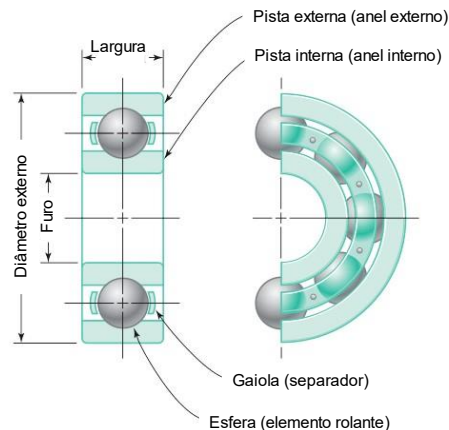
Os elementos de máquina são peças que em conjunto com outros componentes formam as partes elementares de uma máquina ou um mecanismo. São empregados com o propósito de transferir, orientar e restringir movimentos, e dimensionados para suportarem as solicitações de modo que não falhem em virtude dos carregamentos.

2.4.1. Mancais de rolamento

Os mancais de rolamento, ou simplesmente rolamentos, são amplamente utilizados em máquinas com a finalidade de suportarem e guiarem os elementos rotativos ou oscilantes e transferir as cargas entre os componentes. Devido a sua versatilidade são bastante utilizados em projetos, uma vez que são substituíveis e seguem padrões de dimensão internacionais.

A seleção do rolamento mais apropriado para cada aplicação, dentre os inúmeros tipos e dimensões, é necessária o estudo cuidadoso de vários aspectos. Geralmente, de princípio define-se o tipo, considerando os requerimentos de projeto, o espaço permissível para instalação e as dimensões, a partir do projeto do eixo, bem como a intensidade e direção da carga, a disponibilidade e o custo (NORTON, 2013). A Figura 10 mostra as principais características do rolamento, um rolamento de esferas é ilustrado, mas a nomenclatura de rolamentos de rolos é bem similar.

Figura 10 - Nomenclatura do rolamento de esfera.



Fonte: Collins, Busby e Staab (2010).

Os rolamentos de elementos rolantes podem qualquer modo de falha possível dependendo das cargas e velocidades operacionais, contudo, sob condições operacionais típicas geralmente falham por fadiga superficial, verificada a partir da carga dinâmica básica de classificação, e por estrangulamento da pista interna, isto é, deformação permanente da pista interna ou do elemento rolante, verificada por meio da carga estática básica de classificação (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010). Ambas as cargas básica são fornecidas pelos fabricantes para cada mancal, obtidas a partir de cálculos padronizados pela ABMA.

Por vezes, somente os limites de durabilidade dos rolamentos são considerados, no entanto, há casos que requerem especificações quanto a precisão, a folga interna e o desalinhamento dos anéis interno e externo. Geralmente relacionados a flexão do eixo em função da carga, da imprecisão do eixo e alojamento, ou da instalação ineficiente, resultando na falha prematura do rolamento. À vista disso, quando cargas altas, grandes deflexões de eixo e desalinhamento são previstas, devem ser selecionados rolamentos de desempenho apropriado a essas situações, por exemplo rolamentos com capacidade de auto alinhamento (autocompensadores) que acomodam maiores desalinhamentos angulares e rolamentos de rolos que suportam maiores cargas (BUDYNAS e NISBETT, 2015).

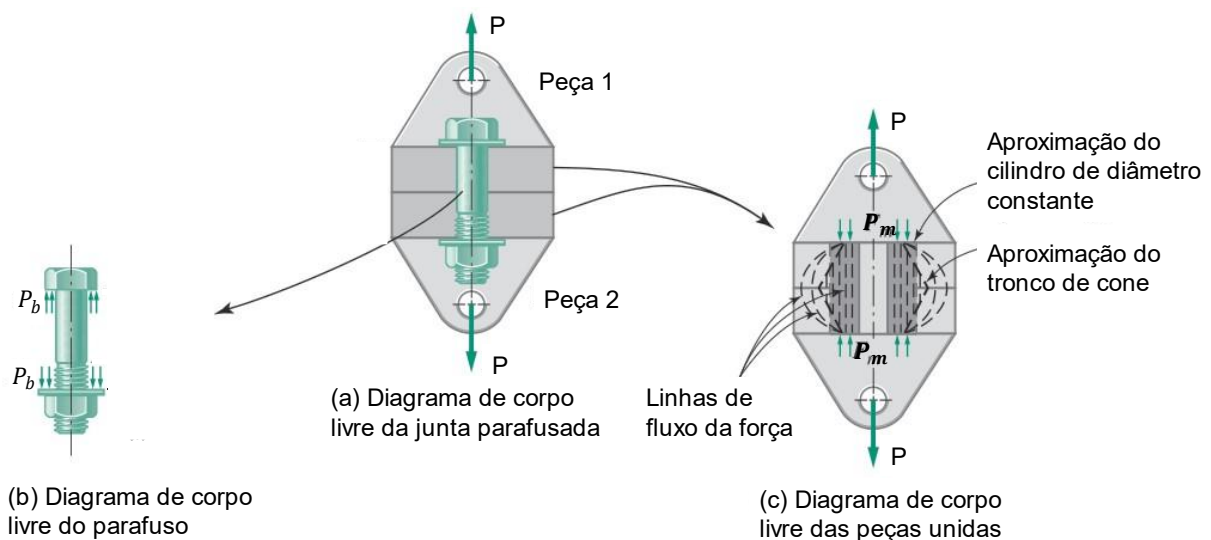
2.4.2. Parafusos

Os parafusos são largamente utilizados para unir componentes de máquinas ou de estruturas. Devido a sua versatilidade eles podem ser instalados de forma rápida e segura, e se houver necessidade de manutenção ou reparo, eles podem ser

removidos ou substituídos com a mesma facilidade. Em geral, os parafusos são apertados de modo a produzirem uma força de pré-carga. Essa força existe na ligação após o parafuso ser devidamente apertado, independentemente de a carga de tração externa ser exercida ou não.

O comportamento da ligação parafusada, devido a presença da pré-carga, é governado pela interação elástica entre o material do parafuso e o da junta, deste modo, o parafuso não sente o efeito total da carga, mas apenas uma pequena parte dela, uma vez que o material contribui absorvendo a outra parte da carga (BUDYNAS e NISBETT, 2015). A Figura 11(a) ilustra uma junta parafusada submetida a uma carga externa, pode-se observar que ao ser aperto o parafuso é tracionado, figura 11(b), e conseqüentemente peças unidas são comprimidas figura 11(c).

Figura 11 - Diagrama de corpo livre do parafuso e peças unidas.



Fonte: Collins, Busby e Staab (2010).

Para estimar a taxa da carga aplicada absorvida pelo material das peças fixadas, é necessário conhecer a distribuição das linhas de fluxo de força, que podem ser visualizados como mostrado na figura 11 (c). Embora não seja possível traçar linhas precisas de fluxo de força, é esperado que elas fluam da área de contato da cabeça do parafuso, divirjam conforme se espalham pelo material das peças unidas, em seguida, venham a convergir novamente na área de contato da porca e da arruela (COLLINS, BUSBY e STAAB, 2010). A literatura apresenta duas abordagens aplicáveis para definir os limites da região de fluxo de força, pela aproximação do tronco de cone ou por um cilindro oco de diâmetro constante, ambos são representados na figura 11 (c). Desta maneira, as cargas, deflexões e tensões são

examinadas na junta parafusada sob ação da pré-carga e depois, quando uma carga externa é aplicada, para assim obter os coeficientes de segurança à falha do parafuso.

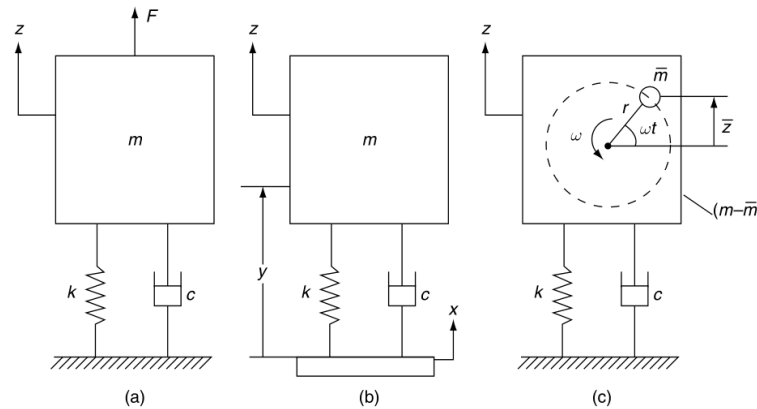
2.5. VIBRAÇÕES MECÂNICAS

A presença de vibração muitas vezes leva ao desgaste excessivo de componentes, formação de fissuras e afrouxamento de parafusos, assim como, também podem ameaçar a integridade estrutural da máquina ou estrutura em questão, interferir na confiabilidade de equipamentos eletrônicos e resultar em frequentes manutenções (RAO, 2017).

A primeira solução lógica para resolver problemas desta natureza é eliminar a fonte de vibração, no entanto os custos de fabricação envolvidos podem ser muito altos, do mesmo modo que em alguns casos, a excitação ou força de vibração é inerente à máquina. À vista disso, os conceitos de redução de vibração em equipamentos podem ser aplicados para proteger itens sensíveis, garantir o conforto durante a operação e reduzir a magnitude das forças oscilatórias transmitidas ao meio (THORBY, 2008).

Para isso, uma análise de vibrações deve ser realizada por meio da modelagem matemática do sistema físico, obtenção de equações governantes, solução e interpretação dos resultados. Essa abordagem pode ser utilizada até mesmo em sistemas físicos complexos, onde o comportamento global do sistema é determinado considerando um modelo simplificado (KELLY, 2012). Assim sendo, a figura 12 ilustra três modelos de sistema equivalente de um grau de liberdade com amortecimento viscoso e rigidez elástica, comumente aplicados em análises de vibração os modelos são excitados por uma força aplicada diretamente, excitação por base, e excitado por um massa rotativa desbalanceada.

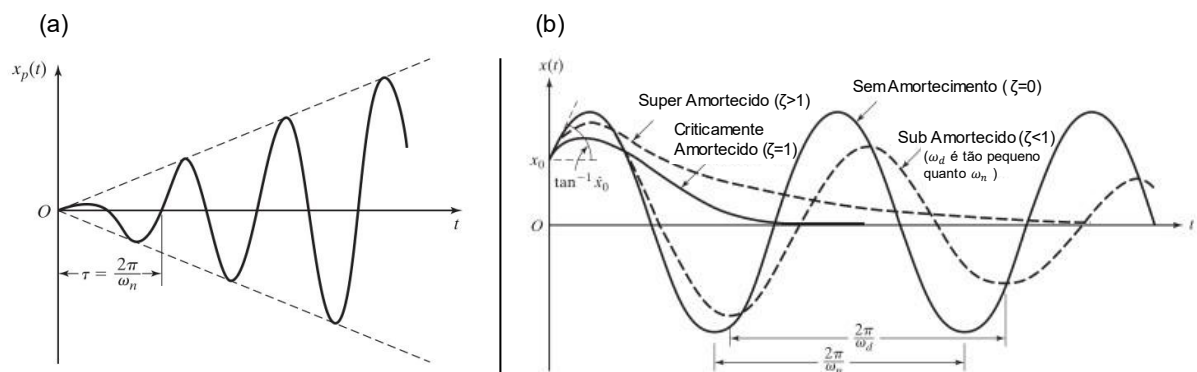
Figura 12 - Configurações comuns de DOF único em forma esquemática: (a) excitação de força aplicada diretamente; (b) excitação pelo movimento da base; (c) excitação de desbalanceamento.



Fonte: Thorby (2008).

Para evitar amplitudes significativas da estrutura ou máquina, os projetos de engenharia visam manter as frequências naturais do sistema afastadas, tanto quanto possível da frequência de excitação (BENAROYA, NAGURKA e HAN, 2017). Isso é verdade independentemente do número de graus de liberdade, contudo torna-se quase impossível de alcançar para estruturas com muitos graus de liberdade, uma vez que cada grau de liberdade tem um frequência natural associada. A Figura 13(a) ilustra a resposta de um sistema em ressonância, a cada ciclo de oscilação um pico de amplitude maior é alcançado. Em contrapartida, sistemas com amortecimento são utilizados com o propósito de reduzir a amplitude de vibração na ressonância em função do tempo e, o tempo de persistência da vibração após cessada a excitação. À vista disso, a figura 13(b) ilustra a resposta de sistemas com diferentes razões de amortecimento, o sistema criticamente amortecido apresenta movimento aperiódico e o menor tempo para a massa voltar a posição de repouso, após o fim da excitação.

Figura 13 - Resposta do sistema; (a) em ressonância; (b) em diferentes razões de amortecimento (ζ).

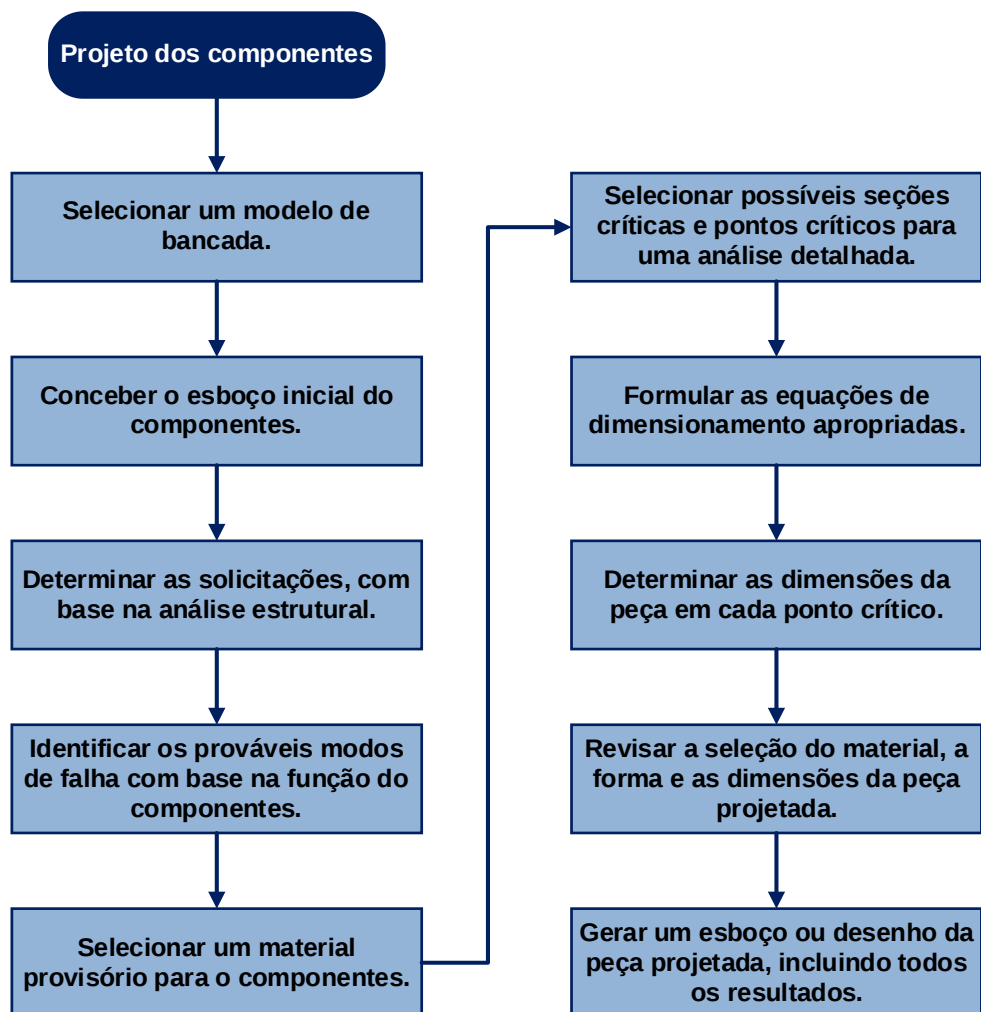


Fonte: Rao (2016).

3. METODOLOGIA

O desenvolvimento do projeto da bancada, para a caracterização de motores classe SAE Aerodesign, envolve um estudo preliminar dos requisitos para seleção da configuração da bancada, seguida da análise estrutural dos componentes a fim de identificar os possíveis modos de falha, para assim formular o seu dimensionamento. Portanto, o projeto dos componentes da bancada seguiu o fluxograma da figura 14.

Figura 14 - Fluxograma de projeto dos componentes da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

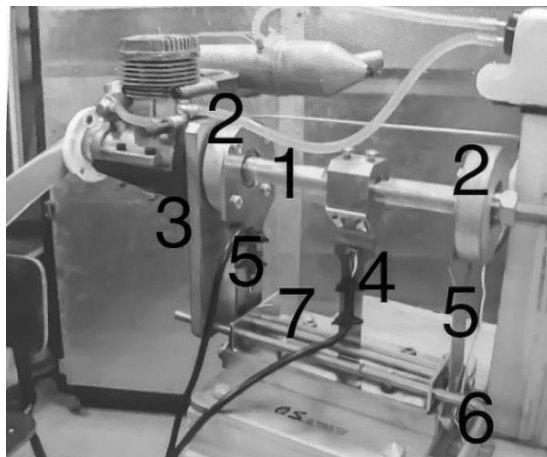
3.1. SELEÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DA BANCADA

Diante do apresentado na seção 1, a configuração da bancada adotada neste trabalho é a apresentada por Rosa (2006), como mostrado na figura 15. Essa configuração utiliza a técnica de extensometria para mensurar o empuxo e o torque

fornechos pelo motor, a rotação é mensurada por um sensor de rotação instalado no suporte do motor. A técnica de extensometria permite empregar um sistema de aquisição de dados e é reconhecida pela alta precisão dos resultados e excelente resposta dinâmica, aliadas ao baixo custo e facilidade na instalação. Esta configuração permite assegurar a perpendicularidade da força transmitida aos sensores, diferente da bancada de Alboni e Curi (2018) apresentada na seção 2.1.

O princípio de operação da bancada é de uma barra de transmissão (1) com suporte para o motor apoiada em dois rolamentos (2) e no centro uma lâmina vertical instrumentada (4) para medir o torque. Para o empuxo, duas lâminas (5) paralelas que fixam os rolamentos permitem um leve movimento axial. Uma das lâminas é instrumentada com extensômetros. Uma chapa robusta (3) junto ao suporte do motor, fixada na viga, quando travada por uma barra (6) permite dar partida no motor sem sobrecarregar os sensores.

Figura 15 - Bancada de testes utilizada na UFSC.



Fonte: Adaptado de Rosa (2006).

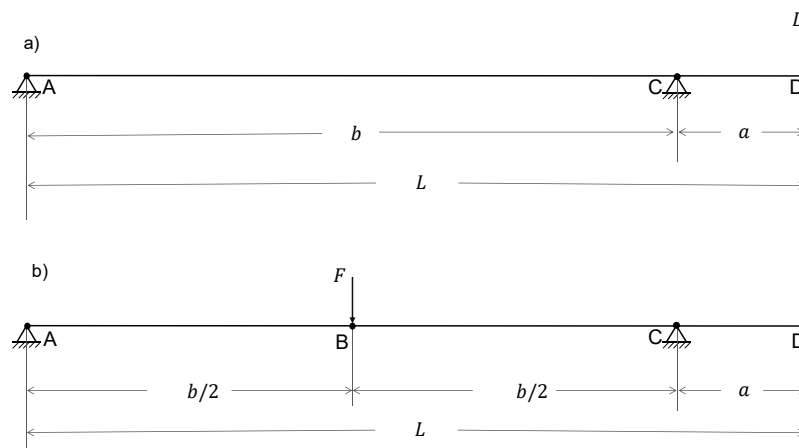
3.2. BARRA DE TRANSMISSÃO

A função da barra de transmissão é sustentar o suporte do motor e permitir um leve movimento rotacional para transmitir o torque à barra instrumentada. Devido a seção circular e a natureza dos carregamentos o seu dimensionamento é similar ao de um eixo, ou seja, fundamentado pela teoria de fadiga e verificação a falha por escoamento, contudo sob a perspectiva de uma barra não rotacional. Os procedimentos adotados são abordados nas seções subsequentes.

3.2.1. Análise estrutural

Com base na configuração do componente contemplada é constatável a existência de dois pontos críticos a serem avaliados: o ponto mais solicitado (ponto C) e o ponto com concentrador de tensão (ponto B). O modelo estrutural da barra é mostrado na figura 16.

Figura 16 – Modelo estrutural da barra; a) plano de desbalanceamento; b) plano de transmissão do torque.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A barra de seção circular está sujeita a cargas de flexão transversal em dois planos, como mostrado na figura 16, carregada na extremidade da parte em balanço pelo peso próprio do motor e desbalanceamento da hélice, carga D , e a força de reação F devido a transmissão do torque para a barra instrumentada. A transmissão do torque também resulta na torção da viga. Assim sendo, uma situação que envolve tensões combinadas normal e de cisalhamento no mesmo ponto.

3.2.2. Falha por fadiga

Para o dimensionamento à fadiga é necessário estimar o limite de resistência à fadiga não corrigido do material conforme a tabela 2. Os fatores de correção são determinados conforme especificado na seção 2.3.2.2 a 2.3.2.6, sob a hipótese de que a viga é carregada em flexão e torção, operando em temperatura ambiente e fabricada por usinagem. Como não se sabe o tamanho da peça, temporariamente é suposto um valor para o coeficiente de tamanho, posteriormente esse valor é ajustado iterativamente. Curvas serão traçadas para diferentes confiabilidades com o propósito de refletir as diferentes etapas de um projeto (preliminar e detalhado).

A metodologia para dimensionamento quanto à falha por fadiga consiste em determinar o diâmetro da barra (d_v) para um dado coeficiente de segurança (N_f) pela equação 3. Obtida ao combinar as tensões alternada e média de Von Mises para uma seção sólida de acordo com a teoria de falha da energia de distorção e inseri-las no diagrama de Goodman modificado para o caso 3, o qual supõe que as cargas média e alternada mantenham uma razão constante ao longo da vida.

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

3.2.3. Falha por escoamento

O critério de Goodman modificado não se resguarda totalmente ao escoamento, então, esta hipótese de falha deve ser devidamente analisada. A falha por escoamento é verificada ao comparar ao limite de escoamento do material (S_y) com a tensão máxima solicitante, calculada ao aplicar as tensões de flexão e cisalhamento na fórmula da tensão equivalente de von Mises, isolando o diâmetro da viga (d_v) obtém-se a equação 4.

$$d_v = \left[\frac{N_y^2 \{ (32K_t M_{max})^2 + 3(16K_{ts} T_{max})^2 \}}{\pi^2 S_y^2} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (4)$$

3.2.4. Falha por excesso de inclinação

Para os sistemas de rolamentos, o desalinhamento angular da viga em relação ao mancal deve ser mantido em um nível mínimo, uma vez que os rolamentos rígidos acomodam apenas alguns minutos de desalinhamento angular, sem danificar o rolamento. A inclinação da barra nos planos de desbalanceamento e de transmissão do torque podem ser determinadas pelas equações 5 e 6, respectivamente. Obtida a partir do método da singularidade apresentado na seção 2.2.1.2. Onde E é o módulo de elasticidade do material e I o momento de inércia da seção.

$$\theta_y = \frac{D}{2EI} \left[\frac{b-L}{b} \langle x \rangle^2 + \frac{L}{b} \langle x-b \rangle^2 - \langle x-a \rangle^2 + \frac{b}{3} (a-b) \right] \quad (5)$$

$$\theta_x = \frac{F}{2EI} \left[\frac{b-a}{b} \langle x \rangle^2 + \frac{a}{b} \langle x-b \rangle^2 + \frac{b}{3} (L-b) \right] \quad (6)$$

3.3. ROLAMENTOS

Os procedimentos adotados para a seleção dos rolamentos envolvem primeiramente a escolha do tipo e classificação. Para esta aplicação, os rolamentos rígidos de esfera fornecem uma boa solução, principalmente devido a capacidade de suportarem cargas radiais e cargas axiais moderadas e por serem relativamente baratos. No entanto, os rolamentos rígidos de esfera podem acomodar apenas alguns minutos de desalinhamento angular. Diante disso, é analisada a hipótese de alterar o diâmetro da barra, a fim de aumentar a rigidez a deformação, ou, utilizar rolamentos autocompensadores.

Em geral, os rolamentos são dimensionados para uma determinada vida em fadiga dada em número de rotações, no entanto, nesta aplicação a barra apoiada no rolamento não rotaciona, logo, a metodologia para falha por fadiga não é aplicável. Em contrapartida, como discutido na seção 2.4.1., os rolamentos podem falhar estaticamente devido sobrecarga, o que resultaria em deformações permanentes, fraturas diretas e afins. Desta maneira, a seleção do rolamento com base na resistência se restringe a comparar a sua carga estática básica de classificação com as solicitações nos apoios da barra apoiada, obtidas a partir da análise estrutural discutida na seção 3.2.1.

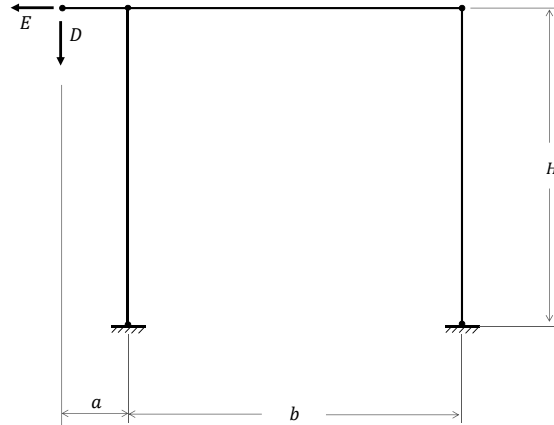
3.4. BARRAS INSTRUMENTADAS

As barras instrumentadas estão sujeitas a solicitações estáticas, características do funcionamento, e de natureza cíclica quando sob a perspectiva da vida da bancada, deste modo, são suscetíveis a falha por escoamento, flambagem e fadiga. Os procedimentos para o dimensionamento de acordo com os modos de falha supracitados são tratados abaixo.

3.4.1. Análise estrutural

As lâminas instrumentadas para medição do empuxo associadas com a barra de transmissão constituem um sistema estrutural que pode ser devidamente modelado como um pórtico, conforme mostrado na figura 17.

Figura 17 - Modelo estrutural do pórtico.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O método da análise matricial foi empregado para determinar os deslocamentos da estrutura e os esforços solicitantes. Para isso, primeiramente é definido a matriz de rigidez e vetor de solicitações dos elementos no sistema de coordenada local. A equação de equilíbrio no sistema local de um elemento viga-coluna (6 graus de liberdade), figura 5, é dada pela equação 7, onde F e M correspondem a força e momento aplicados nas extremidades do elemento. O sistema global é então construído a partir da avaliação da contribuição e interação de cada elemento no comportamento da estrutura.

$$\begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \\ d_5 \\ d_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 12\beta s^2 + \alpha c^2 & -12\beta cs + \alpha cs & -6\beta Ls & -12\beta s^2 - \alpha c^2 & 12\beta cs - \alpha cs & -6\beta Ls \\ -12\beta cs + \alpha cs & 12\beta c^2 + \alpha s^2 & 6\beta Lc & 12\beta cs - \alpha cs & -12\beta s^2 - \alpha c^2 & 6\beta Lc \\ -6\beta Ls & 6\beta Lc & 4\beta L^2 & 6\beta Ls & -6\beta Lc & 2\beta L^2 \\ -12\beta s^2 - \alpha c^2 & 12\beta cs - \alpha cs & 6\beta Ls & 12\beta s^2 + \alpha c^2 & -12\beta cs + \alpha cs & 6\beta Ls \\ 12\beta cs - \alpha cs & -12\beta s^2 - \alpha c^2 & -6\beta Lc & -12\beta cs + \alpha cs & 12\beta c^2 + \alpha s^2 & -6\beta Lc \\ -6\beta Ls & 6\beta Lc & 2\beta L^2 & 6\beta Ls & -6\beta Lc & 4\beta L^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_{1z} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ M_{2z} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Onde c e s são apresentados na figura 5, e os coeficientes α e β são dados pelas equações abaixo.

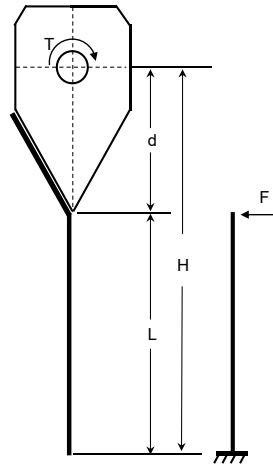
$$\alpha = \frac{EA}{H} \quad (8)$$

$$\beta = \frac{EI}{H^3} \quad (9)$$

Por sua vez, a transmissão do torque é feita por uma braçadeira fixada na lâmina instrumentada. Dois parafusos no topo exercem a função de uma chaveta, ou seja, em contato direto com a superfície no interior do rasgo do eixo, a braçadeira irá

girar junto com a barra, assim transmitindo uma força a lâmina instrumentada. Desta forma, a barra instrumentada para medição do torque do motor pode ser devidamente modelada como uma viga em balanço com uma carga aplicada na extremidade. A Figura 18 ilustra a transmissão do torque para a lâmina instrumentada e o modelo estrutural a ser analisado.

Figura 18 - Modelo estrutural da barra instrumentada para medição do torque.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4.2. Falha por escoamento

As barras instrumentas são solicitadas principalmente por momentos fletores. Com base nisso, um coeficiente de segurança ao escoamento pode ser deduzido ao comparar a tensão normal calculada a partir da equação de flexão pura para uma viga de seção retangular fletida em torno do eixo de menor inércia com o limite de escoamento do material, isolando a largura da lâmina obtém-se a equação 10. Essa formulação permite dimensionar a largura para um dado coeficiente de segurança e espessura (padronizada por normas).

$$w = \frac{6 M_{max} N_Y}{S_y t^2} \quad (10)$$

3.4.3. Falha por flambagem

As lâminas instrumentadas atuam no sistema estrutural do pórtico como colunas, estando sujeitas a carregamentos de compressão axial, deste modo, estão sujeitas a falha por flambagem. À vista disso, a Norma Brasileira (NBR), assim como

a American Institute of Steel Construction (AISC), estabelece que o índice de esbeltez das barras comprimidas não deve ser superior a 200.

Outro fator importante a ser avaliado é a razão crítica de esbeltez, $(KL/r)_c$, que corresponde ao limite aplicável das equações de projeto para flambagem elástica e inelástica dos aços laminados, podendo ser calculada conforme a equação 11.

$$\left(\frac{KH}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (11)$$

Para a aplicação em projetos, as tensões admissíveis para flambagem elástica (σ_{ae}) e inelástica (σ_{ai}) de acordo com a AISC são calculadas conforme as equações 12 e 13, respectivamente. Os devidos coeficientes de segurança estão incluídos na equação. Como há maior incerteza na utilização da fórmula de flambagem inelástica, ela é dividida por um coeficiente de segurança definido em função da esbeltez da peça.

$$\sigma_{ae} = \frac{\left[1 - \frac{(KH/r)^2}{(KH/r)_c^2}\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KH/r)}{8(KH/r)_c} - \frac{(KL/r)^3}{(KL/r)_c^3}} \quad \frac{KH}{r} < \left(\frac{KH}{r}\right)_c \quad (12)$$

$$\sigma_{ai} = \frac{6(KH/r)_c^2}{23(KH/r)^2} \quad \left(\frac{KH}{r}\right)_c \leq \frac{KH}{r} \leq 200 \quad (13)$$

3.4.4. Falha por fadiga

O limite de resistência à fadiga não corrigido do material é estimado conforme a tabela 1. Os fatores de correção são determinados conforme especificado na seção 2.3.2.2 a 2.3.2.6. Considera-se que as chapas laminadas serão carregadas principalmente por flexão e que operam em temperatura ambiente. Como não se sabe as dimensões da seção é tomado um valor inicial para o fator de tamanho, posteriormente este valor é atualizado conforme a seção previamente calculada. Diferentes confiabilidades serão avaliadas, correspondentes a diferentes etapas de um projeto (preliminar e detalhado).

Sob a perspectiva de carregamentos dinâmicos, as barras instrumentadas serão submetidas a cargas que flutuam entre zero e o empuxo máximo, caracterizando assim uma aplicação de tensões cíclicas repetidas caracterizada pela

presença de tensão média. Nesta aplicação ambas as componentes alternada e média podem aumentar sob as condições de serviço, porém com uma razão constante. Assim como na falha por escoamento, seção 3.4.2, a largura é avaliada pela equação 14 para uma espessura (padronizada por normas) e um dado coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga conforme o critério de Goodman.

$$w = \frac{3N_f(M_a S_{ut} + M_m S_e)}{t^2 S_{ut} S_e} \quad (14)$$

3.5. PARAFUSOS

O projeto da junta aparafusada visa minimizar o relaxamento da ligação, e garantir pré-carga suficiente na instalação pode reduzir os efeitos da vibração e a probabilidade de movimento transversal relativo. Desta maneira, o dimensionamento é dividido em parafusos de fixação, submetidos a carregamentos de tração, e parafusos em cisalhamento. A formulação adotada para o dimensionamento é apresentada abaixo, onde a seguinte notação é utilizada:

3.5.1. Parafusos de fixação

Os potenciais modos de falha dos parafusos de fixação são: falha por deformação elástica (levando à perda inaceitável de pré-carga do parafuso ou separação da junta sob carga), falha por ruptura dúctil devido o escoamento do parafuso e fratura frágil (fadiga dos parafusos).

3.5.1.1. Falha por escoamento

Por se tratar de uma situação unidimensional, a tensão principal e a tensão equivalente de von Mises são idênticas à tensão de tração aplicada. Desta maneira, o coeficiente de segurança à falha por escoamento do parafuso (N_y) é calculado por:

$$N_y = \frac{S_p \pi d_b^2}{4F_b} \quad (15)$$

3.5.1.2. Falha por separação da junta

Se a carga aplicada, P , for grande o suficiente para fazer com que a carga absorvida pelo material exceda a pré-carga, F_i , então a junta irá se separar e o parafuso irá suportar o valor integral da carga aplicada. Deste modo, o material não

poderá mais contribuir no suporte da carga se a junta for separada. O coeficiente de segurança à falha por separação da junta (N_{sb}) é calculado conforme a equação 16.

$$N_{sb} = \frac{F_i}{P(1 - k_j)} \quad (16)$$

3.5.1.3. Falha por fadiga

Na maior parte do tempo os parafusos são submetidos a carregamentos que flutuam entre zero e alguma força máxima, caracterizando uma aplicação de tensões cíclicas repetidas com presença de tensão média. Deste modo, a expressão 17 é utilizada para calcular o coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga (N_f) construído a partir do critério de Goodman.

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \quad (17)$$

3.5.2. Parafusos em cisalhamento

Supondo que a junta aparafusada esteja firmemente presa e carregada simetricamente, a tensão de cisalhamento pode ser calculada como cisalhamento puro. O coeficiente de segurança à falha por escoamento é então calculado pela equação 18, obtida ao comparar a tensão de cisalhamento com o limite de escoamento ao cisalhamento de von Mises para o material.

$$N_{yc} = \frac{0,577S_y\pi d_b^2}{4V} \quad (18)$$

3.6. TRANSMISSIBILIDADE DAS VIBRAÇÕES

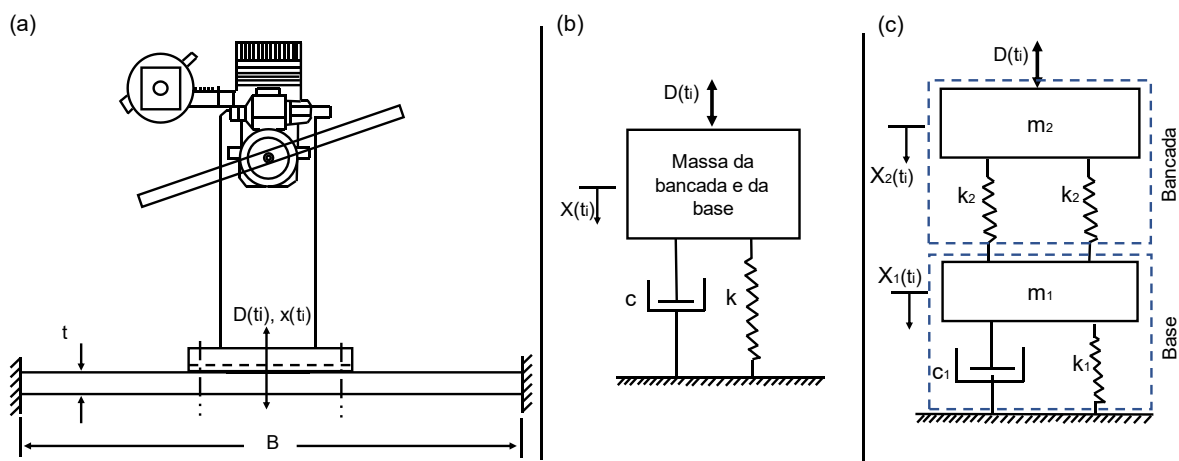
A base da bancada deve ser dimensionada de forma a prevenir que vibrações, com limites inaceitáveis, sejam transmitidas às estruturas e outros envolvidos nas proximidades, respeitando as amplitudes máximas em função do equipamento e dos critérios, tanto do conforto humano quanto do bom desempenho dos equipamentos e estruturas suportes. Para isso, dois sistemas, um de 1 grau e outro de 2 graus de liberdade, são modelados a fim de dimensionar a chapa de base da bancada, sob o critério de reduzir a vibrações transmitidas ao meio.

3.6.1. Modelagem da estrutura

A Figura 19(a) ilustra a bancada como fonte de excitação devido ao desbalanceamento da hélice, devidamente modelada como uma excitação harmônica $D(t)$ e a placa de suporte é modelada como uma viga fixa nas duas extremidades de rigidez k_1 . Por simplificação, a bancada é modelada como um sistema massa-mola-amortecedor com 1 grau de liberdade, figura 19(b), sendo utilizado para obter uma estimativa das propriedades do sistema, como a frequência natural e o amortecimento crítico.

A modelagem da bancada como um sistema de 2 graus de liberdade, mostrado na figura 19(c), permite obter a resposta da base (massa m_1) e da bancada (massa m_2). Tendo em vista que a bancada será fixada em uma peça de madeira, o coeficiente de amortecimento (c_1) é tido como uma propriedade deste material que representa o atrito interno causados por tensões dinâmicas, sendo determinado a partir dos resultados obtidos por Castellanos (2018) para o espécime *Swietenia macrophylla* King (mogno brasileiro). Enquanto a constante de rigidez k_2 corresponde à rigidez da barra instrumentada para medição do empuxo, modeladas como uma viga em balanço.

Figura 19 – (a) Chapa de base excitada pelo desbalanceamento da hélice; (b) bancada modelada como um sistema de 1 grau de liberdade; (c) bancada modelada como um sistema com 2 graus de liberdade.



Fonte: Elaborado pelo autor.

3.6.2. Resposta do sistema

Considerando o sistema massa-mola de dois graus de liberdade com amortecimento viscoso, mostrado na figura 19(c). O movimento do sistema é completamente descrito pelas coordenadas $x_1(t_i)$ e $x_2(t_i)$, que definem as posições das massas m_1 e m_2 em qualquer momento t_i a partir das respectivas posições de equilíbrio. A força de desbalanceamento $D(t_i)$ atua na massa m_2 . Tendo em vista a análise dos diagramas de corpo livre das massas m_1 e m_2 e aplicando a segunda lei do movimento de Newton a cada uma das massas são obtidas as seguintes equações de movimento:

$$m_2\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_2 - k_1x_1 = 0 \quad (19)$$

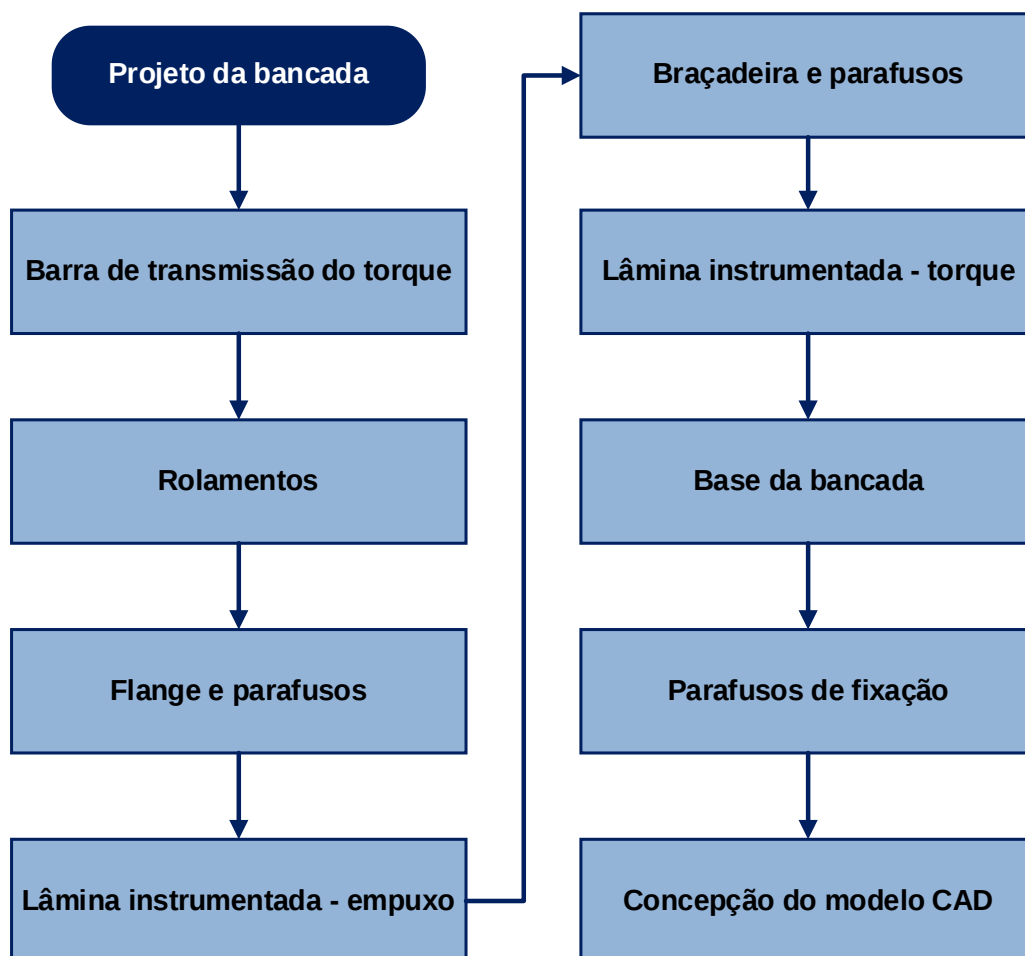
$$m_1\ddot{x}_1 - k_1x_2 + k_1x_1 = D(t_i) \quad (20)$$

As duas equações diferenciais de 2º ordem acopladas podem ser resolvidas por meio do programa ode23 nativo do *MATLAB* ao expressar o sistema por equações diferenciais de 1º ordem acopladas ao introduzir novas variáveis. Como condições de contorno, as massas não possuem velocidade ou aceleração inicial.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados do dimensionamento dos componentes da bancada como descrito no capítulo 3, bem como a concepção do desenho CAD da bancada. De forma simplificada, uma vez que tratasse de um processo iterativo, o dimensionamento da bancada segue o fluxograma da figura 20.

Figura 20 - Fluxograma projeto da bancada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tendo em vista as etapas do fluxograma da figura 14, algumas decisões de projeto foram previamente tomadas, como a aplicação preferencial do aço SAE 1020 para construção dos componentes da bancada, devido à disponibilidade, custo acessível e boa usinabilidade. Os resultados aqui apresentados mostram que o material também é adequado no ponto de vista de resistência. A especificação do material está disposta na tabela 6.

Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço SAE 1020.

Propriedades mecânicas		
Módulo de elasticidade [GPa]	Limite de escoamento [MPa]	Resistência a tração [MPa]
205	350	420

Fonte: Norton (2013).

Por sua vez, as especificações dos motores classe SAE Aerodesign contidas na tabela 7, foram coletadas no manual do fabricante, nos dados do projeto Sol do Equador Aerodesign e nos trabalhos revisados na seção 2.1. Quanto a consideração de desbalanceamento da hélice, foi estimado uma massa de desbalanceamento de 10% da massa da hélice, equivalente a 4,4g, obtida a partir da diferença entre a massa informada pelo fabricante e a massa mensurada das hélices disponíveis no laboratório do projeto Sol do Equador Aerodesign. Para fins de projeto, foi considerado que a massa de desbalanceamento está localizada na ponta da hélice que dentre os modelos recomendados pelo fabricante o maior diâmetro é de 330 mm.

Tabela 7 - Especificação dos motores classe SAE Aerodesign.

Especificação dos motores classe SAE Aerodesign			
Empuxo [N]	Potência [HP]	Torque [Nm]	Rotação [RPM]
40	1,93	0,86	16000

Fonte: Manual O.S. (2016).

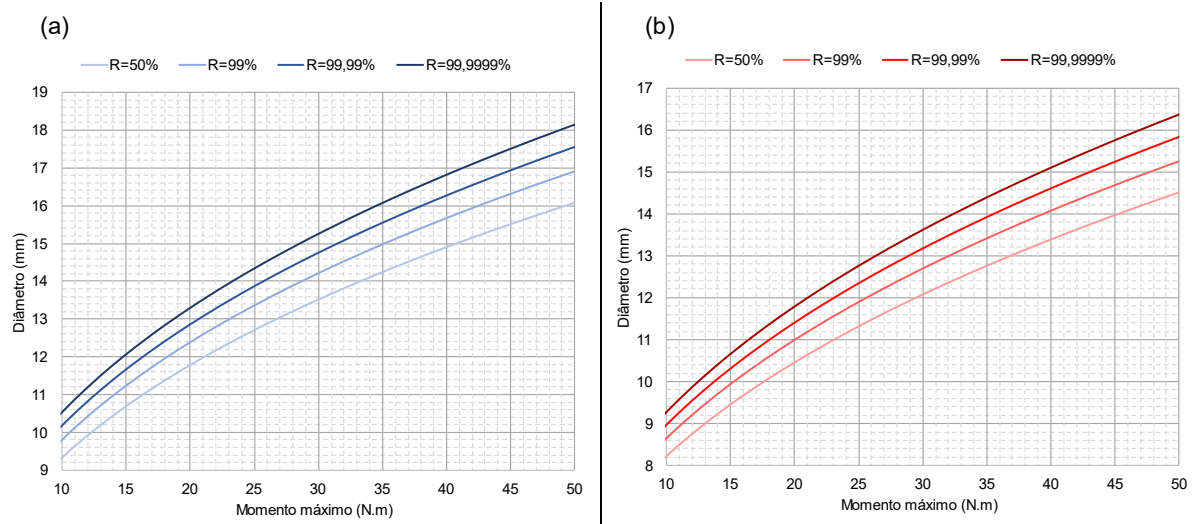
4.1. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

4.1.1. Barra de transmissão

Conforme especificado no fluxograma anterior, o primeiro componente a ser dimensionado é a barra de transmissão. As Figuras 21(a) e (b) apresentam curvas de projeto quanto ao critério de falha por fadiga, onde o diâmetro é dado em função do momento fletor máximo solicitante na barra para um coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga de 2,5, conforme utilizado por Norton (2013). Diferentes valores de confiabilidade, R , são plotados, desta forma a curva de projeto a ser utilizada irá depender da confiabilidade dos dados disponíveis (solicitações, métodos de análise, propriedades dos materiais, etc.). Outra abordagem, consiste em utilizar valores correspondentes as diferentes etapas do projeto, Norton (2013) por exemplo utiliza uma confiabilidade de 50% no projeto preliminar, sendo reajustado nas etapas

posteriores. Em suma, quanto maior a confiabilidade requerida, maior será o diâmetro da barra, a fim de compensar as incertezas do projeto.

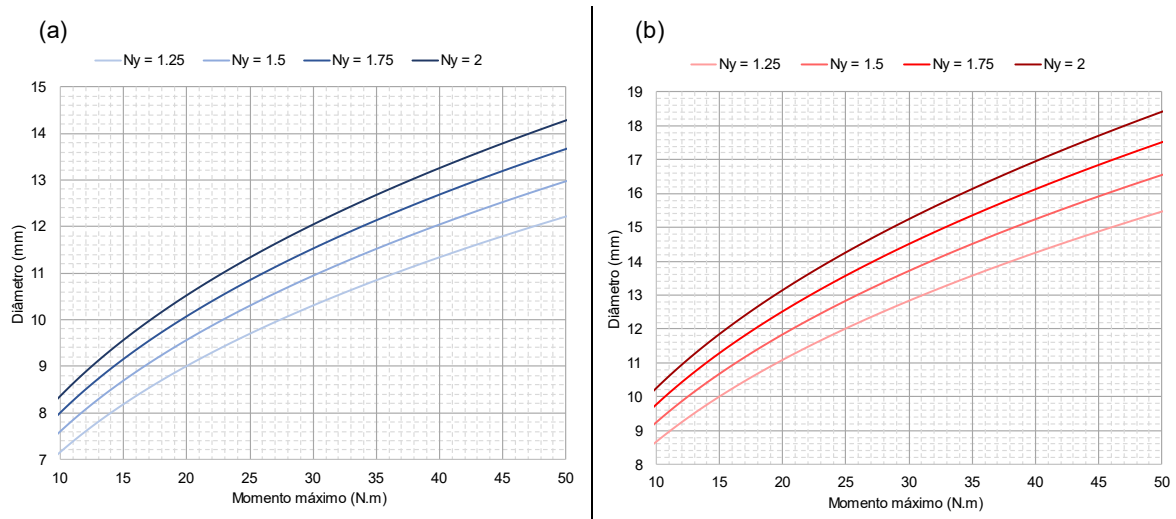
Figura 21 - Curvas de projeto da barra pelo critério de fadiga; (a) ponto mais solicitado; (b) ponto do concentrador de tensão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como comentado na seção 3.2.3., o dimensionamento quanto à falha por escoamento é realizado pela verificação do diâmetro nas figuras 22(a) e (b), o maior valor dentre os gráficos é tomado para o projeto. Visto que a seleção do fator de segurança está diretamente relacionada ao custo, peso e segurança, as curvas de projeto foram traçadas para uma faixa de coeficientes de segurança recomendada por Mott, Vavrek e Wang (2018).

Figura 22 - Curvas de projeto da barra pelo critério de escoamento da seção; (a) ponto mais solicitado; (b) ponto do concentrador de tensão.



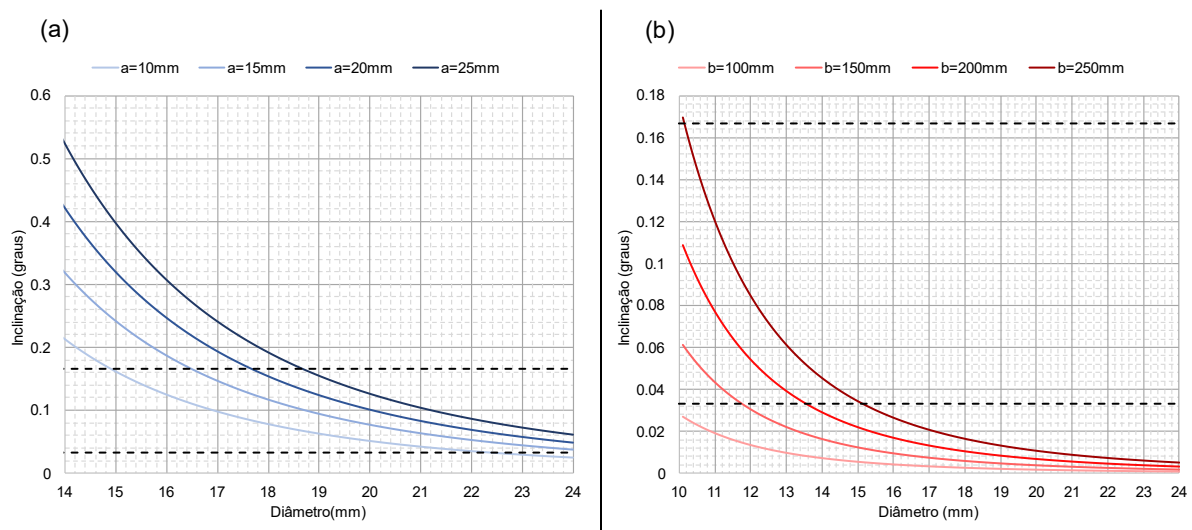
Fonte: Elaborado pelo autor.

O ponto crítico da barra, em outras palavras, o local onde provavelmente ocorrerá a falha, para o critério de fadiga ocorre na seção bruta, isto é, no ponto mais solicitado, diferente do que ocorre no critério de escoamento, onde o ponto crítico atua no concentrador de tensão. Isso acontece devido à baixa sensibilidade ao entalhe do material, ou seja, devido a sua ductilidade, o material é menos sensível a descontinuidades quando sob carregamentos cíclicos do que sob carregamentos estáticos.

As Figuras 23(a) e (b) apresentam curvas de projeto correspondentes a inclinação máxima da barra em função do diâmetro para uma faixa de comprimentos da seção, como apresentado na figura 16. De acordo com a fabricante de rolamentos, SKF, os rolamentos rígidos de esfera podem acomodar entre 3 e 10 minutos de arco sem apresentar falhas. Estes limites são ilustrados pelas linhas tracejadas. Tendo em vista o dimensionamento econômico, a interseção do diâmetro da barra e a inclinação máxima deve estar dentro da região delimitada.

Observa-se que diâmetros acima de 14 mm são requeridos para atender ao critério de deflexão excessiva no plano do desbalanceamento, diretamente afetada pelo comprimento do trecho em balanço. Já no plano de transmissão do torque, todas as curvas estão dentro da região segura, independente dos comprimentos entre apoios analisados, isso ocorre devido a barra ser menos solicitada neste plano.

Figura 23 - Curvas de projeto da barra pelo critério de excesso de inclinação; a) plano do desbalanceamento; b) plano da transmissão do torque.



Fonte: Elaborado pelo autor.

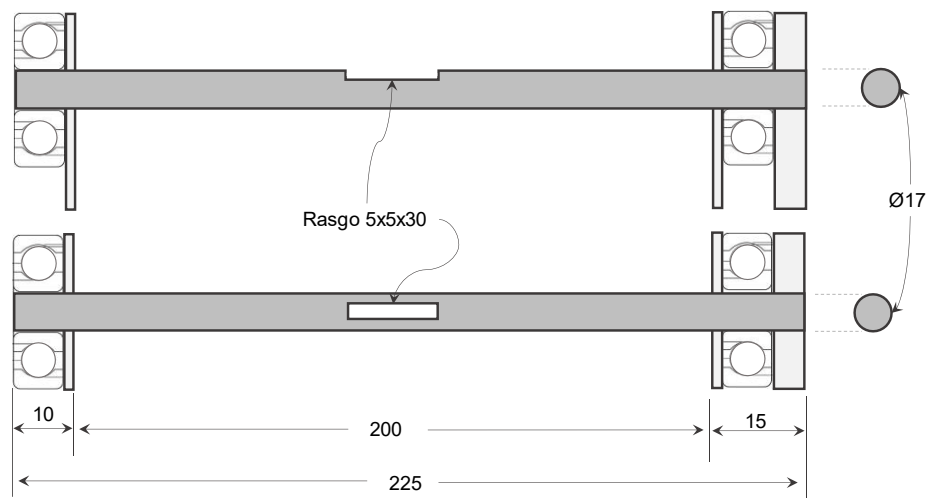
As dimensões definitivas do rasgo utilizado para transmissão do torque, são tomadas a partir da concepção da braçadeira e seleção do parafuso, tratadas na seção 4.1.4. À vista dos gráficos de projeto apresentados, a tabela 8 contém os dados pertinentes do dimensionamento e a figura 24 mostra o esboço da barra de transmissão. Nota-se, que a barra de transmissão foi concebida para um diâmetro superior ao requerido, em virtude da padronização do diâmetro interno do rolamento.

Tabela 8 - Dados do projeto da barra de transmissão.

Solicitações				
Momento máximo [Nm]	a [mm]	b [mm]	Força de desbalanceamento [N]	Força de reação da transmissão do torque [N]
31,776	15	200	2038,14	26,84
Critério de escoamento				
Diâmetro requerido [mm]		Coeficiente de segurança à falha por escoamento		
Ponto mais solicitado	Ponto com concentrador de tensão			
11,23	14,11	1.5		
Critério de fadiga				
Diâmetro requerido [mm]		Confiabilidade [%]		Coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga
Ponto mais solicitado	Ponto com concentrador de tensão			
15,15	13,56	99.99		2
Critério de deflexão excessiva				
Diâmetro requerido [mm]		Inclinação máxima[°]		
Maior que 16,5		0,1648		

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 24 - Esboço da barra de transmissão; dimensões em mm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2. Rolamentos

Prontamente, um grupo de rolamentos rígidos de esfera de diâmetro interno equivalente ao da barra de transmissão são selecionados no catálogo de um fabricante. Neste trabalho foi utilizado o catálogo da SKF. Conforme apresentado na seção 3.3., foi selecionado o rolamento de referência 61903, por possuir uma carga estática básica de classificação superior as reações de apoio. A Tabela 9 apresenta as principais dimensões do rolamento, a sua carga básica de classificação e as reações de apoio nos pontos A e C, como mostrado na figura 16.

Tabela 9 - Dados de seleção do rolamento 61903.

Diâmetro interno [mm]	Diâmetro externo [mm]	Largura [mm]	Carga básica estática de classificação [KN]
17	30	7	2.55
Reação de apoio no plano do desbalanceamento [N]		Reação de apoio no plano de transmissão do torque [N]	
Ponto A	Ponto C	Ponto A	Ponto C
2264,04	157,96	13,44	13,44

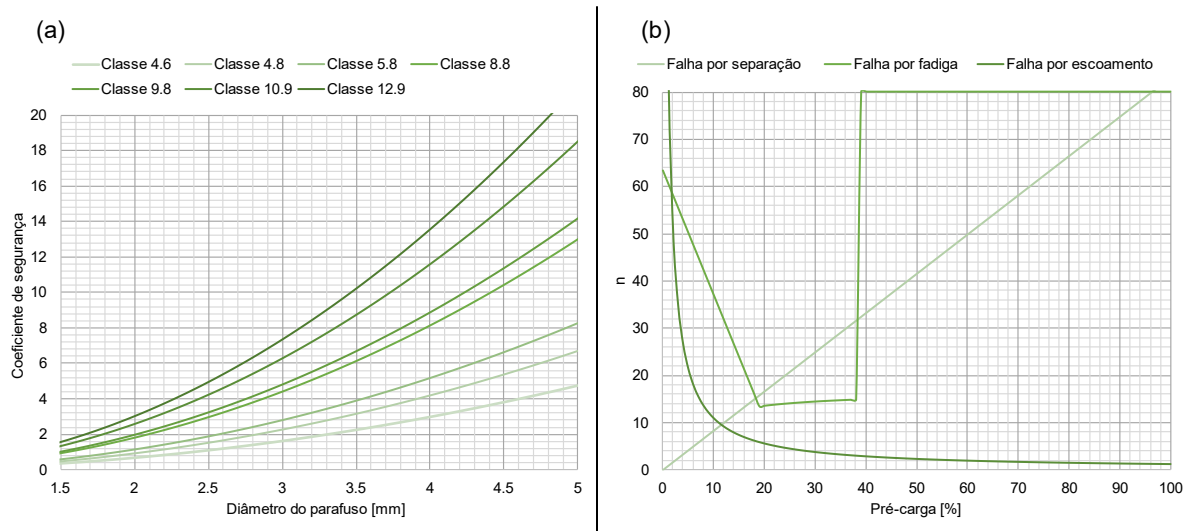
Fonte: Elaborado pelo autor.

Previamente ao dimensionamento das lâminas instrumentadas para medição do empuxo é necessário conceber o meio de fixação dos rolamentos. Para isso, o rolamento é unido por interferência a uma flange parafusada nas lâminas instrumentadas. Estes parafusos recebem esforços de tração devido ao empuxo do motor e cisalhamento direto devido ao peso próprio do motor e desbalanceamento da hélice. Assim sendo, a figura 25(a) apresenta o coeficiente de segurança à falha por escoamento devido ao cisalhamento em função do diâmetro do parafuso para diferentes classes de materiais. Para o projeto da flange, é requerido o menor tamanho possível, a fim de reduzir o peso e economizar material, desta maneira foi selecionado o parafuso com menor diâmetro catalogado, no caso o parafuso M2. Traçando o diâmetro na figura 25a, constatou-se que o material do parafuso deve ser de classe 8.8 ou superior para evitar a falha.

Por sua vez, a figura 25(b) mostra os coeficientes de segurança quanto a falha por separação da junta, escoamento e fadiga em função da pré-carga para o parafuso M2 de classe 8.8. A interseção entre a curva da falha por separação e a curva da falha por escoamento corresponde ao ponto ótimo do parafuso, isto é, a porcentagem de pré-carga que fornece a maior eficiência da ligação. Desta forma, para a montagem

da bancada pode ser utilizado um torquímetro, a fim de garantir o aperto com o suficiente torque para gerar a pré-carga pretendida, ou, utilizando o método da quantidade de giro da porca.

Figura 25 – (a) Curvas de projeto do parafuso da flange para o critério de cisalhamento; (b) Curvas de projeto do parafuso de fixação M2 de classe 8.8.



Fonte: Elaborado pelo autor.

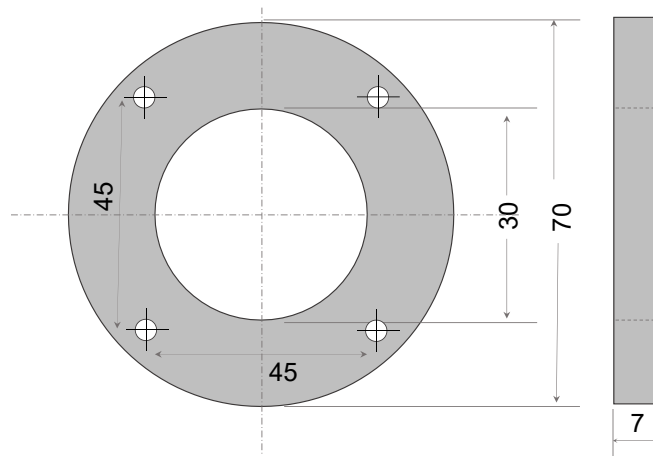
A flange é concebida com as dimensões próximas a do berço do motor, com o propósito de harmonizar os componentes, isto é, evitar utilizar peças com tamanhos diferentes, pois causam estranheza à primeira vista. A Tabela 10 contém as especificações do parafuso e os principais dados calculados, as dimensões da flange são apresentadas na figura 26.

Tabela 10 - Dados do projeto do parafuso da flange.

Especificação do parafuso				
Dimensão nominal [mm]	Diâmetro da cabeça [mm]	Comprimento da rosca [mm]	Comprimento do parafuso [mm]	Material
2	3,98	16	16	Classe 8.8 ou superior
Características da ligação				
Fator de rigidez	Rigidez do material [N/m]	Rigidez do parafuso [N/m]	Carga sentida pelo parafuso [N]	Carga absorvida pelo material [N]
0.11649	190640	25135	1.1649	8.8351
Parâmetros de projeto				
Pré-carga	Coeficiente de segurança à falha por escoamento e separação		Coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga	Coeficiente de segurança à falha por escoamento devido cisalhamento
9,5%	9,5		39,63	1,83

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 26 - Esboço da flange de fixação do rolamento; medidas em mm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

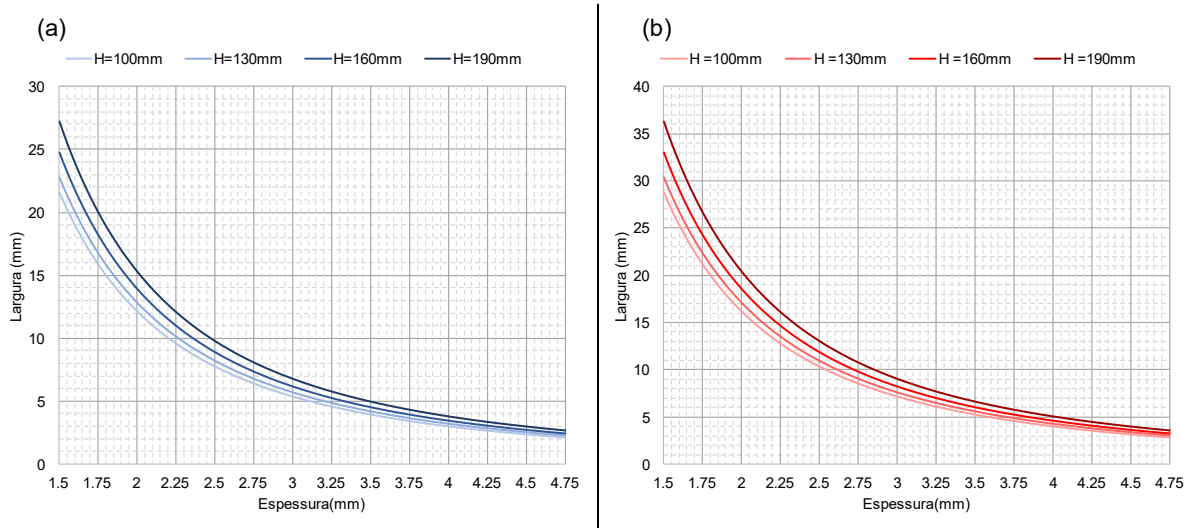
4.1.3. Lâmina instrumentada para medição do empuxo

O comprimento das lâminas instrumentadas está diretamente relacionado a análise elástica da técnica de extensometria, não abordada neste trabalho. Tendo em vista disso, as figuras 27 e 28 apresentam curvas de projeto quanto a falha por escoamento e fadiga, respectivamente, para diferentes comprimentos da lâmina. Os valores apresentados são recomendações, baseadas no tamanho padrão das hélices. Valores maiores possuem grande impacto sobre a esbeltez, cujo valor é limitado por normatizações, como mencionado na seção 3.4.3., enquanto valores menores acrescentariam problemas construtivos e operacionais. Assim como na seção 4.1.1., são apresentados dois gráficos para cada modo de falha, referentes a confiabilidade requerida em fadiga no projeto preliminar ($R = 50\%$) e detalhado ($R = 99,99\%$), e os coeficientes de segurança ao escoamento aplicáveis segundo Mott, Vavrek e Wang (2018).

Pode-se observar que o comprimento da lâmina não exerce tamanha influência nos resultados, constatada pela proximidade das curvas de projeto. Isso ocorre em consequência de a barra de transmissão contribuir com o sistema estrutural absorvendo parte das solicitações. A seção transversal da lâmina instrumentada pode ser determinada nos gráficos de projeto a partir da interseção da espessura, geralmente padronizada pelo fabricante das chapas, e a largura na curva correspondente ao comprimento da lâmina. Métodos matemáticos, como a interpolação linear, podem ser utilizados para a estimativa da seção no caso de

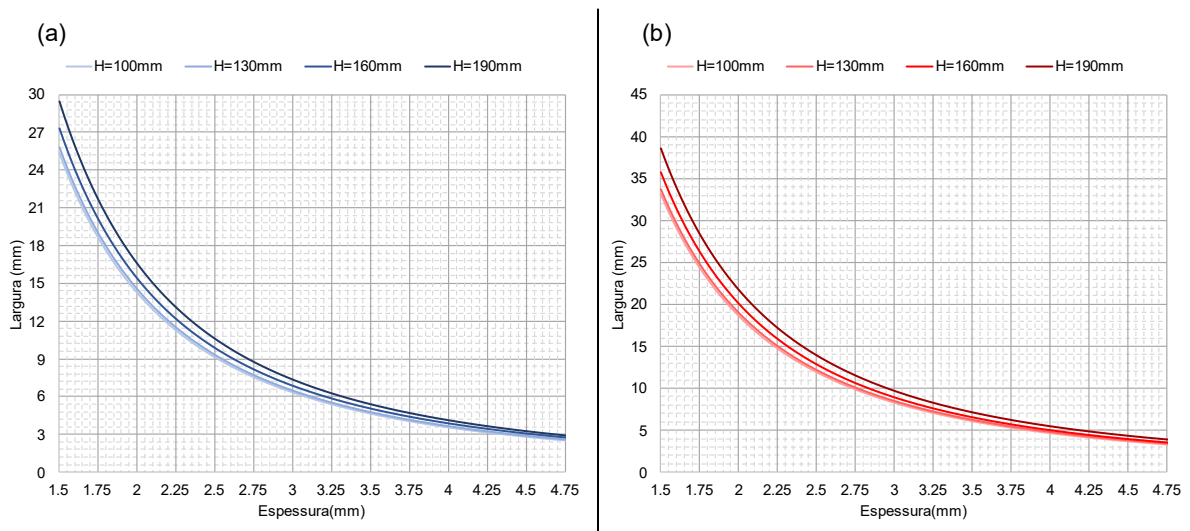
comprimentos diferentes, ou, utilizar os resultados da curva imediatamente superior ao comprimento desejado.

Figura 27 - Curvas de projeto da lâmina de empuxo para o critério de escoamento; (a) $N_y = 1,5$; (b) $N_y = 2$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 - Curvas de projeto da lâmina de empuxo para o critério de fadiga; (a) $R = 50\%$; (b) $R = 99,99\%$.

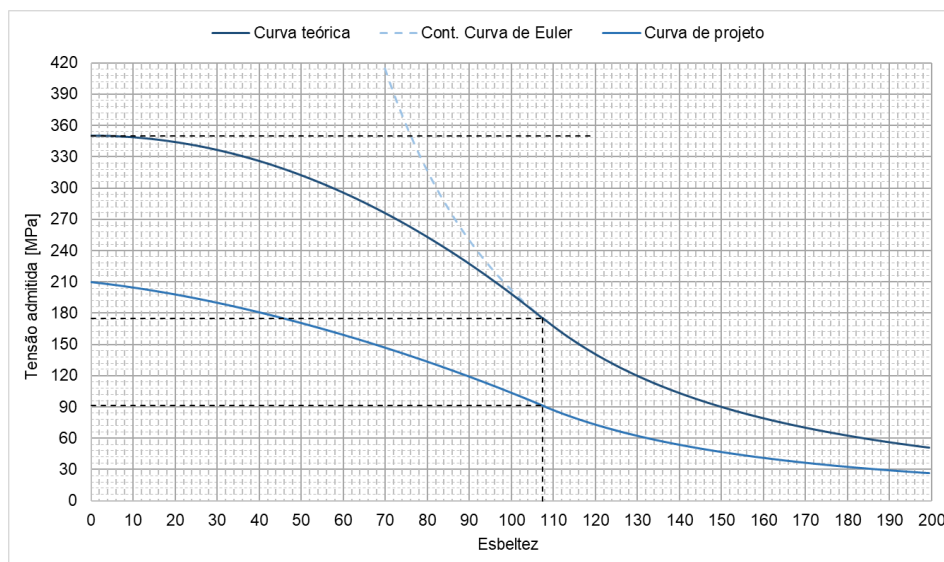


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 29 permite determinar a máxima tensão de compressão permitida para qualquer valor de esbeltez da lâmina. É perceptível a maior margem de segurança da curva de projeto em relação a curva teórica da falha por flambagem para a região de colunas intermediárias, tendo em vista a complexidade dos fenômenos envolvidos e a dificuldade em prever matematicamente a falha. Diferente da região de colunas longas, onde as curvas se aproximam, uma vez que a falha pode

ser estimada com suficiente precisão. A discrepância da continuação da curva teórica de Euler em relação as demais, ratifica a necessidade de uma análise apropriada do comportamento das peças sob compressão.

Figura 29 - Curvas teórica e de projeto para o critério de flambagem.



Fonte: Elaborado pelo autor.

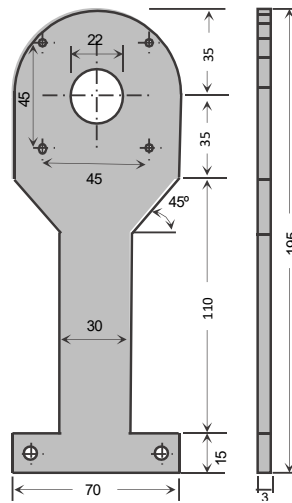
Os parâmetros de projeto estão descritos na tabela 11. Em virtude dos resultados, a lâmina instrumentada foi dimensionada para a espessura de 2,28 mm, padronizada pelos fabricantes. A geometria concebida para a lâmina instrumentada de medição do empuxo é especificada na figura 30, sendo a base alargada para facilitar a fixação dos parafusos no suporte e o topo ajustado ao formato e dimensões da flange com um furo no centro por onde passa a barra de transmissão.

Tabela 11 - Dados do projeto da lâmina instrumentada de medição do empuxo.

Comprimento [mm]		Largura [mm]		
160		30		
Critério de escoamento		Critério de fadiga		
Espessura requerida [mm]	Coefficiente de segurança ao escoamento	Espessura requerida [mm]	Confiabilidade [%]	Coefficiente de segurança para vida infinita em fadiga
1,36	1.5	1.63	99.99	2
Critério de flambagem				
Espessura requerida [mm]	Espessura selecionada [mm]	Esbeltezz	Tensão de compressão [MPa]	Tensão crítica de flambagem [MPa]
1,94	2,28	170,2	34,02	76,43

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30 - Esboço da lâmina instrumentada de medição do empuxo; medidas em mm.



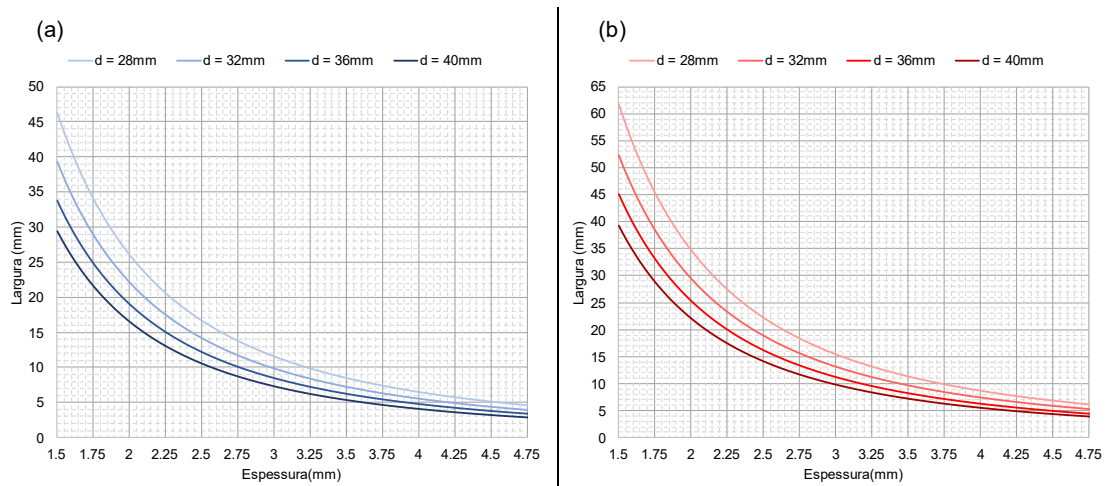
Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.4. Lâmina instrumentada para medição do torque

Uma vez determinada a altura do posicionamento da barra de transmissão, a lâmina instrumentada para medição do torque pode ser dimensionada. O procedimento adotado é similar ao utilizado nas lâminas de medição do empuxo; as figuras 31 e 32 apresentam as curvas de projeto para escoamento e fadiga, respectivamente, para diferentes braços de transmissão, como visto na figura 18.

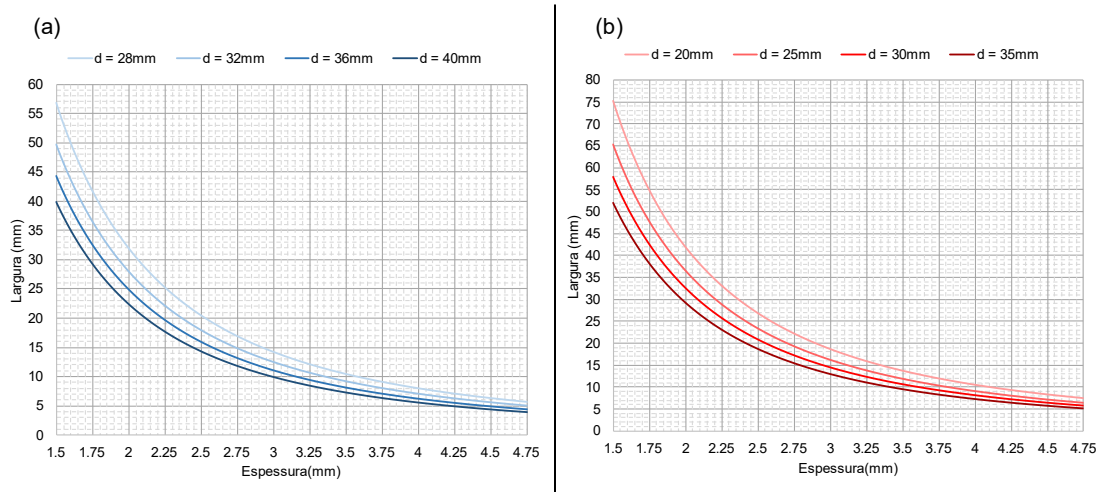
Neste caso, a lâmina em balanço deve resistir sozinha ao carregamento de transmissão do torque, o que resulta em curvas mais afastadas, sendo inversamente relacionada ao tamanho da braçadeira, isto é, quando maior a braçadeira, menor será a seção requerida, já que o comprimento da lâmina e a carga são reduzidos.

Figura 31 - Curvas de projeto da lâmina de torque para o critério de escoamento; (a) $N_y = 1,5$; (b) $N_y = 2$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 32 - Curvas de projeto da lâmina de torque para o critério de fadiga; (a) $R = 50\%$; (b) $R = 99,99\%$.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 12 contém os principais parâmetros de projeto da lâmina de torque, sendo selecionada a espessura padronizada de 3,04 mm. Com o propósito de reduzir o custo em adquirir chapas de diferentes espessuras, será tomado a mesma espessura para as lâminas de medição do empuxo, sendo uma decisão de projeto a favor da segurança.

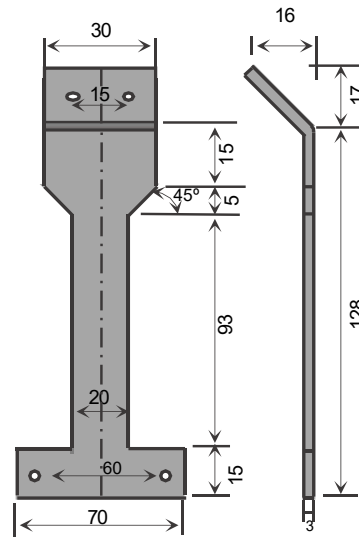
Por sua vez, a figura 33 apresenta a geometria da lâmina de medição do torque e as especificações do projeto. A concepção da lâmina instrumentada para medição do torque segue o mesmo princípio utilizado na lâmina do empuxo. No entanto, o topo é dobrado e ajustado ao formato da braçadeira, cuja concepção será tratada posteriormente.

Tabela 12 - Parâmetros de projeto da lâmina instrumentada de medição do torque.

Comprimento [mm]	Braço de transmissão [mm]	Largura [mm]
128	32	20
Critério de escoamento		
Espessura [mm]	Coeficiente de segurança ao escoamento	
2,1	1.5	
Critério de fadiga		
Espessura [mm]	Confiabilidade [%]	Coeficiente de segurança para vida infinita em fadiga
2,7	99.99	2
Espessura selecionada: 3,04mm		

Fonte: Elaborado pelo autor.

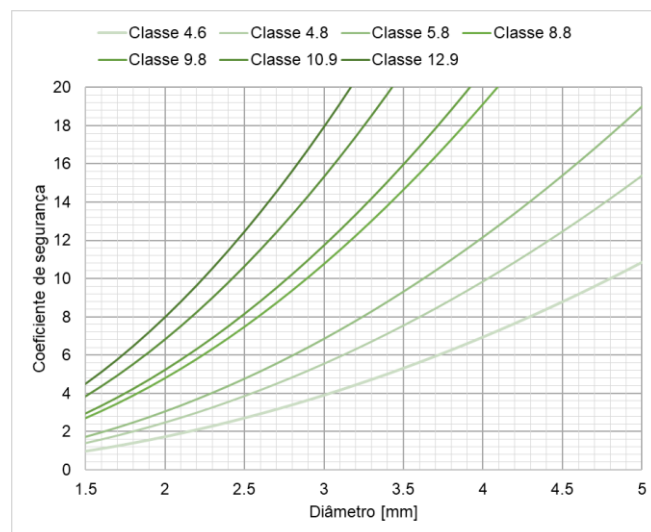
Figura 33 - Esboço da lâmina instrumentada de medição do torque; medidas em mm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Uma vez dimensionada a lâmina de torque é possível realizar a concepção do mecanismo de transmissão do torque (braçadeira e parafuso). Os parafusos que associados a braçadeira permitem a transmissão do torque estão sujeitos ao cisalhamento direto devido sua função típica. Contudo, também é avaliada a hipótese do desbalanceamento ocorrer no plano de transmissão do torque, resultando em solicitações adicionais. A Figura 34 mostra as curvas de projeto para diferentes classes de materiais. Novamente foi selecionado o parafuso M2 devido a limitação do espaço disponível para instalação.

Figura 34 - Curvas de projeto do parafuso de transmissão do torque conforme o critério de cisalhamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

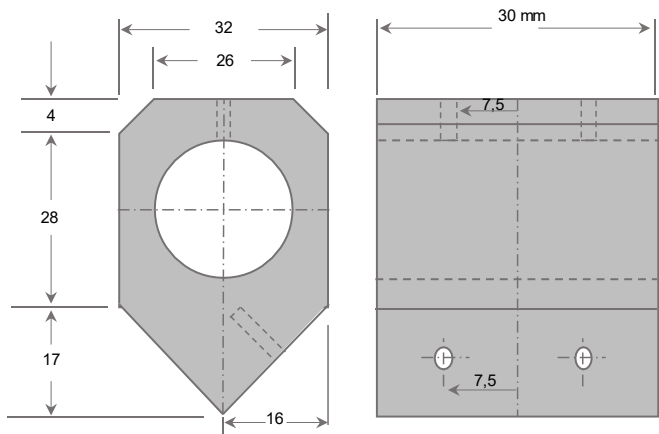
A Tabela 13 contém os parâmetros de projeto utilizados na seleção do parafuso. Já a Figura 35 apresenta o esboço da braçadeira, a qual foi concebida para acomodar os parafusos, visando a viabilidade construtiva e facilidade na instalação.

Tabela 13 - Parâmetros de projeto do parafuso de transmissão do torque.

Especificação do parafuso					
Dimensão nominal [mm]	Diâmetro da cabeça [mm]	Comprimento da rosca [mm]	Comprimento do parafuso [mm]	Material	Coeficiente de segurança ao escoamento por cisalhamento
2	3,98	16	16	Classe 8.8 ou superior	1,73

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 35 - Esboço da braçadeira para transmissão do torque; medidas em mm.



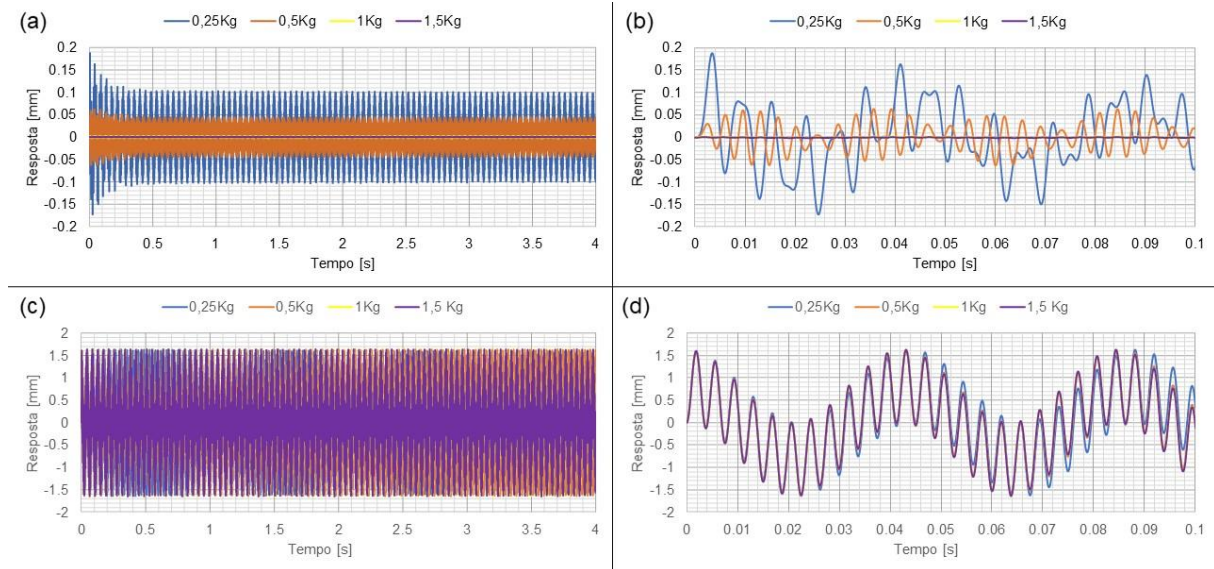
Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2. BASE DA BANCADA

As dimensões da chapa de base são definidas conforme a distribuição dos componentes, cabendo à análise de vibração discutida na seção 3.6 obter a massa requerida para reduzir ao máximo as oscilações transmitidas. A figura 36(a) mostra a resposta da capa de base para diferentes massas, sendo perceptível a redução significativa das oscilações para valores superiores a 1kg. A resposta é apresentada em um menor intervalo de tempo na figura 36(b) permitindo observar a característica das oscilações. Assim, a espessura da chapa é determinada, uma vez que as dimensões e a massa requerida são conhecidas. De forma similar, a figura 36(c) apresenta a resposta da bancada para diferentes massas da chapa de base, sendo observado em um menor intervalo de tempo na figura 36(d) a mínima influência dela

sob as oscilações, tendo em vista que para isso a rigidez das lâminas deve ser alterada.

Figura 36 - Resposta do sistema em função do tempo para diferentes massas da chapa de base; (a) chapa de base; (b) chapa de base (menor intervalo); (c) bancada; (d) bancada (menor intervalo).



Fonte: Elaborado pelo autor.

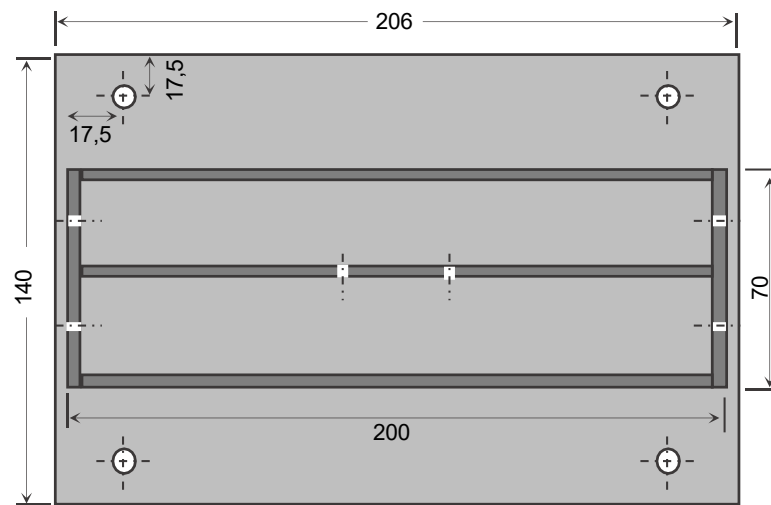
Os parâmetros de projeto da chapa de base estão dispostos na tabela 12. O esboço da chapa de base, mostrado na figura 37, apresenta as dimensões da chapa de base, assim como a localização dos furos para fixação, e as chapas para fixação das lâminas instrumentadas. A espessura dessa chapa de fixação pode ser tomada como a mesma da lâmina instrumentada para medição do empuxo, decisão a favor da segurança, uma vez que a lâmina é mais solicitada e a chapa de fixação possui três apoios nas extremidades.

Tabela 14 - Parâmetros de projeto da chapa de base.

Comprimento [mm]	Largura [mm]	Massa requerida [kg]	Espessura requerida [mm]	
205	140	1	4,45	
Sistema com 1 grau de liberdade				
Massa equivalente [kg]	Constante de rigidez equivalente [N/m]	Fator de amortecimento	Constante de amortecimento [N.s/m]	Frequência natural [rad/s]
1,92	20242	0.015	5,91	102,68
Sistema com 2 graus de liberdade				
Massa da bancada [Kg]	Constante de rigidez da chapa de base [N/m]		Constante de rigidez das lâminas instrumentadas de empuxo [N/m]	
0,92	14793656		20269,77	
Espessura selecionada: 6 mm				

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 37 - Esboço da chapa de base, medidas em mm.

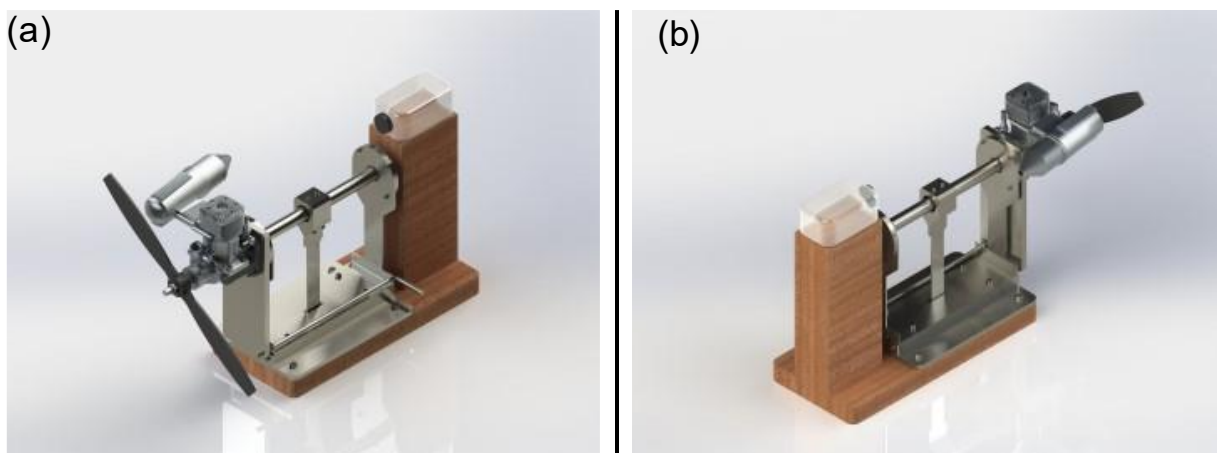


Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3. DESENHO DA BANCADA

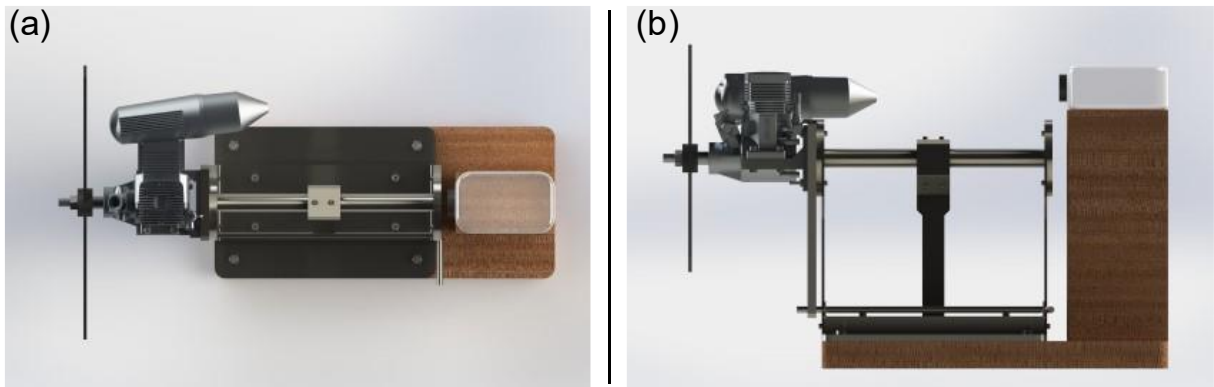
Tendo em vista os componentes dimensionados, um modelo CAD da bancada foi construído no software *Solidworks*, como mostrado nas figuras 38, 39 e 40. Outros componentes, de caráter não estrutural (por isso não foram abordados), foram modelados para complementar o design, dentre eles estão a base de madeira com suporte para o tanque de combustível, a chapa de fechamento da base, a chapa rígida de suporte do motor e a haste que permite a partida do motor sem sobrecarregar os sensores.

Figura 38 - Modelo CAD da bancada; (a) vista isométrica da frente; (b) vista isométrica posterior.



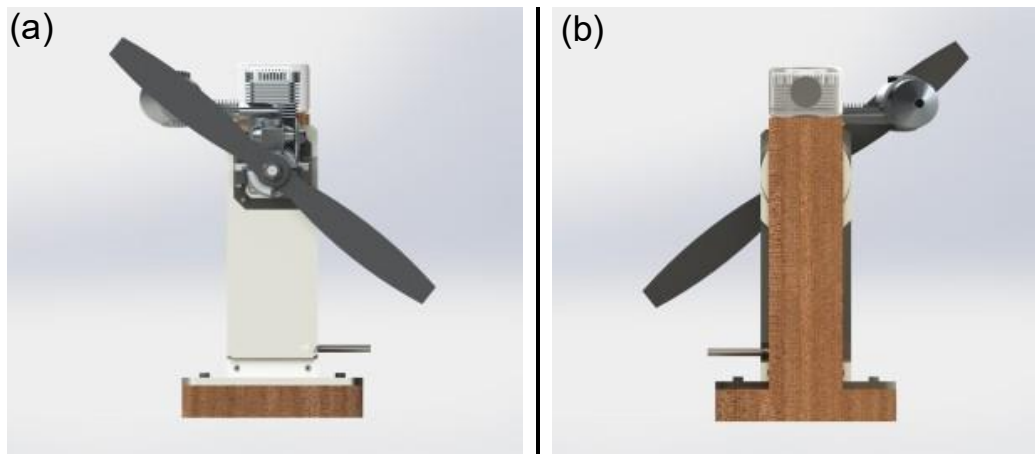
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39 - Modelo CAD da bancada; (a) vista superior; (b) vista lateral.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 40 - Modelo CAD da bancada; (a) vista frontal; (b) vista posterior.



Fonte: Elaborado pelo autor.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. CONCLUSÕES

Na presente pesquisa, fez-se o projeto de uma bancada de testes de motores classe Sae Aerodesign, para isso foi realizado um estudo para definir a melhor configuração que se encaixaria com as necessidades e limitações estabelecidas, estabeleceu-se uma metodologia de projeto devidamente fundamentada e formulada, sob a perspectiva dos modos de falha dos componentes, foram traçadas curvas de projeto que viabilizam a reprodutibilidade e estabelecem os limites operacionais da bancada, como também foram apresentados a influência dos aspectos construtivos.

Ao descrever estas observações, nota-se que tanto os conceitos de engenharia adquiridos em sala, quanto a forma de pensar focada na solução de problemas desenvolvida ao longo do curso foram aplicadas de forma adequada. À vista disso, este trabalho contribui academicamente com uma visão suficientemente precisa das etapas de um projeto de engenharia ao apresentar apropriadamente a caracterização do problema, as análises desenvolvidas e a formulação propriamente fundamentada, assim preenchendo a lacuna encontrada na revisão bibliográfica.

As curvas de projeto apresentadas mostraram-se um excelente recurso de dimensionamento, ao permitir determinar a seção do componente para cada modo de falha de acordo com o coeficiente de segurança ou confiabilidade esperadas para o projeto. Como mencionado, estas curvas viabilizam a reprodutibilidade do projeto e amparam na tomada de decisões, uma vez que são apresentadas em função das principais variáveis de projeto, seja solicitações ou dimensões.

Os resultados obtidos na seleção dos elementos de máquina (rolamentos e parafusos) mostram a versatilidade dos catálogos, devido à sobre resistência dos elementos selecionados para esta aplicação e os dados apresentados, caso não haja disponibilidade comercial destes elementos, um equivalente pode ser adquirido, tendo atenção aos gráficos e solicitações apresentadas.

Conclui-se este trabalho com todos os objetivos alcançados. A configuração adotada demonstrou ser a mais adequada dentre as analisadas na revisão bibliográfica, sendo viável nos aspectos econômicos, tendo em vista a alta disponibilidade dos materiais e a possibilidade de fabricação nos laboratórios de usinagem das universidades, como também no aspecto tecnológico, uma vez que a técnica de extensometria cada vez mais se difunde na comunidade acadêmica. Os

componentes foram apropriadamente dimensionados quanto aos seus possíveis modos de falha, sob a perspectiva de carregamentos estáticos, característicos da operação, e cíclicos tomados ao longo da vida da bancada. A análise de vibração empregada permitiu dimensionar a base e estimar o comportamento da bancada em diferentes configurações do sistema analisado. Por fim, os elementos de máquina (parafuso e rolamento) foram corretamente selecionados em catálogos e o desenho CAD da bancada foi construído.

5.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os trabalhos futuros podem explorar os seguintes aspectos:

- Dimensionar uma bancada para motores elétricos classe SAE Aerodesign;
- Projetar o sistema de aquisição de dados utilizando strain gauges;
- Fabricar, realizar os testes na bancada e validar os resultados coletados;
- Analisar os efeitos das vibrações mecânicas sobre os componentes.

REFERÊNCIAS

- AMBONI, O. R.; CURI, E.I.M. Desenvolvimento de uma bancada para ensaios de um motor a combustão utilizado em um aeromodelo rádio controlado. **Revista Vincci - Periódico Científico da Faculdade SATC**, v. 3, n. 2, p. 70-97, ago. 2018.
- BEER, F. P. et al. **Mechanics of materials**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2015.
- BENAROYA, H.; NAGURKA, M.; HAN, S. **Mechanical vibration: analysis, uncertainties, and control**. 4. Ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2017.
- BELTRÁN, G. F. et al. **SAE Aero Design West 2018: Design Report**. Chihuahua: UACJ, 2018.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical engineering design**. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2015.
- CALLISTER, W. D., **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 12.Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. **Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective**. 2. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2010.
- GERE, J. M.; GOODNO, B. J. **Mechanics of materials**. 7. ed. Toronto: Cengage Learning, 2009.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 5. Ed. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- KASSIMALI, A. **Matrix analysis of structures**. 2. Ed. Stamford: Cengage Learning, 2012.
- KELLY, S. G. **Mechanical vibrations: theory and applications**, SI. 1. Ed. Stamford: Cengage Learning, 2012.
- LOEWENTHAL, S. H., **Design of power transmitting shafts**. NASA Lewis Research Center Cleveland, OH, United States, 1984. Disponível em: <<https://ntrs.nasa.gov/citations/19840018973>> Acesso em: 10/01/2020.
- LOTTERMANN, L. J. et al. Aplicação de ensaios de tração dinâmica no conjunto moto propulsor de uma aeronave radio controlada para competição SAE Aerodesign. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial, 14., 2014, Salvador. **Anais...** Salvador: UFMA, 2014. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/33208844-Aplicacao-de-ensaios-de-tracao-dinamica-no-conjunto-moto-propulsor-de-uma-aeronave-radio-controlada-para-competicao-sae-aerodesign.html>> Acesso em: 09/12/2020.

MOTT, R. L.; VAVREK, E. M.; WANG, J. **Machine elements in mechanical design**. 6. ed. New York: Pearson Education, 2018.

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

RAO, S. S. **Mechanical vibrations**. 6. ed. New Jersey: Pearson Printece Hall, 2017.

ROSA, E. **Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga**. Santa Catarina: UFSC, 2002.

ROSA, E. da. **Introdução ao Projeto Aeronáutico: uma contribuição a competição SAE Aerodesign**. Florianópolis: UFSC/GRANTE, 2006.

THORBY, D. **Structural dynamics and vibration in practice: an engineering handbook**. 1. Ed. Burlington: Elsevier, 2008.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J.N. **Theory of elasticity**. 3. Ed. New York: McGraw-Hill, 1970.

VAZ, L. E., **Método dos elementos finitos em análise de estruturas**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2011.