

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO VICTOR IFANGER

**ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO MODELOS LINEARIZADOS DE
ATUADORES ELETROMAGNÉTICOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2018

JOÃO VICTOR IFANGER

**ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO MODELOS LINEARIZADOS DE
ATUADORES ELETROMAGNÉTICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina Nome da Disciplina, do curso de Nome do Curso da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Edson Hideki Koroishi

CORNÉLIO PROCÓPIO
2018



**Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Cornélio Procópio
Departamento Acadêmico de Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica**



FOLHA DE APROVAÇÃO

João Victor Ifanger

Atenuação de Vibrações Utilizando Modelos Linearizados de Atuadores Eletromagnéticos

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 8:00hs do dia 29/11/2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Edson Hideki Koroishi - Presidente (Orientador)

Prof. Me. José Aparecido Lopes Junior- (Membro)

Prof. Me. Conrado di Raimo - (Membro)

Dedico este trabalho à minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Edson Hideki Koroishi, pela sabedoria com que me guiou nesta trajetória.

Gostaria de deixar registrado também, o meu agradecimento aos meus pais, João Roberto Ifanger e Keller Cristina da Silva Ifanger, pois tenho a certeza que sem o apoio deles seria muito difícil vencer mais esse desafio.

“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes”.

Marthin Luther King

RESUMO

IFANGER, João Victor. **Atenuação De Vibrações Utilizando Modelos Linearizados De Atuadores Eletromagnéticos**. 2018. 53 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

No presente trabalho é realizado uma abordagem em ambiente computacional a respeito de técnicas de controle ativo de vibrações aplicadas a rotores flexíveis utilizando modelos de atuadores eletromagnéticos linearizados, técnicas tais como o Regulador Linear Quadrático, Regulador Linear Quadrático resolvido via desigualdades matriciais lineares e controle utilizando desigualdades matriciais lineares com inserção de incertezas politópicas. São realizados diversos testes, dentre eles o teste *run-up*, regime permanente e resposta ao impulso, para compreender melhor o comportamento de cada uma das técnicas analisadas. Além da análise computacional, é proposto o projeto, e início da construção, de uma bancada de testes visando a continuidade da pesquisa e a validação experimental em trabalhos futuros, também é proposto um método, baseado em algoritmos genéticos, para estimar grandezas físicas de amortecimento e rigidez nos mancais a partir da função resposta em frequência obtida do modelo.

Palavras-chave: Controle ativo. Rotores flexíveis. Desigualdades Matriciais Lineares. Algoritmo genético. Regulador Linear Quadrático.

ABSTRACT

IFANGER, João Victor. **Vibration Attenuation Using Linearized Models of Electromagnetic Actuators**. 2018. 53 f. Undergraduate thesis – Mechanical Engineering. The Federal University of Technology - Paraná. Cornélio Procópio, 2018.

In the present work, it is developed a computational approach regarding active vibration control techniques applied to flexible rotors using linearized electromagnetic actuators models, techniques such as Quadratic Linear Regulator, Quadratic Linear Regulator solved via linear matrix inequalities and control using linear matrix inequalities with insertion of polytopic uncertainties. Several tests are performed, among them the run-up test, permanent regime and impulse response, to better understand the behavior of each of the techniques analyzed. In addition to the computational analysis, it is proposed the design and start of the construction of a bench of tests aiming the continuity of the research and the experimental validation in future works, a method is also proposed, based on genetic algorithms, to estimate physical quantities of damping and bearing rigidity from the frequency response function obtained from the model.

Keywords: Active control. Flexible rotors. Linear Matrix Inequalities. Genetic Algorithm. Linear Quadratic Regulator.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema realimentado.	20
Figura 2 – Fluxograma do método GA.....	23
Figura 3 – Modelo 3D da bancada.....	25
Figura 4 – Disco de massa de alumínio com bucha de fixação.	26
Figura 5 – Mancal suspenso por molas de compressão.	27
Figura 6 – Mancal híbrido.	28
Figura 7 – Atuador eletromagnético “E”.....	29
Figura 8 – Cerne do mancal híbrido.	29
Figura 9 – Esquema do rotor.....	30
Figura 10 – Esquema de atuadores eletromagnéticos utilizado em rotores.....	34
Figura 11 – Circuito ferromagnético.....	34
Figura 12 – Deslocamento em x e z para o teste de <i>run-up</i> no nó 14.....	38
Figura 13 – Deslocamento em x e z para o teste de <i>run-up</i> no nó 42.....	39
Figura 14 – Corrente utilizada pelos atuadores para cada técnica de controle.....	40
Figura 15 – Deslocamento em x e z para o teste de impulso no nó 14.	41
Figura 16 – Deslocamento em x e z para o teste de impulso no nó 42.	41
Figura 17 – Corrente utilizada pelos atuadores para cada técnica de controle.....	42
Figura 18 – Função resposta em frequência do sistema.....	43

Figura 19 – Deslocamento no eixo x em regime permanente na velocidade de 2408 rpm (velocidade crítica de rotação) no nó 14 e nó 42.	44
Figura 20 – Corrente consumida pelos atuadores situados no eixo x a 2408 rpm.	44
Figura 21 – Deslocamento no eixo z em regime permanente na velocidade de 2070 rpm (velocidade crítica de rotação) no nó 14 e nó 42.	45
Figura 22 – Corrente consumida pelos atuadores situados no eixo z a 2070 rpm.	45
Figura 23 - diferença entre a curva utilizada como sendo a experimental e a curva identificada pelo método.....	47
Figura 24 – Bancada de teste montada sem os atuadores.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Distância de cada nó até a origem	31
Tabela 2 – Características físicas do sistema rotor-rolamento.....	31
Tabela 3 – Parâmetros dos atuadores.....	35
Tabela 4 – Resultados obtidos após o teste da utilização do algoritmo genético para identificação dos parâmetros de massa e rigidez dos mancais.....	47

LISTA DE SIMBOLOS

Alfabeto Grego

μ_0	Permeabilidade magnética no vácuo
μ_r	Permeabilidade magnética do material ferro magnético do núcleo
$\dot{\phi}$	Velocidade angular variante no tempo
γ	Variável dependente da posição do rotor

Alfabeto Latino

$x(t)$	Vetor de estados
$u(t)$	Vetor de controle
R_{lqr}	Matriz semi definida positiva (pondera o custo de energia)
Q_{lqr}	Matriz semi definida positiva (pondera o cada estado)
G	Matriz ganho de retroalimentação
T_{lqr}	Matriz singular
D_1	Disco 1
D_2	Disco 2
K_x	Coefficiente de rigidez relacionado ao eixo x
K_z	Coefficiente de rigidez relacionado ao eixo z
F_{qi}	Forças generalizadas
T	Energia cinética
U	Energia de deformação
F_{AEM}	Vetor de força devido ao atuador
F_u	Vetor de força devido ao desbalanceamento
C_x	Coefficiente de amortecimento relacionado ao eixo x
C_z	Coefficiente de amortecimento relacionado ao eixo z
C_g	Matriz giroscópica do sistema
$y(t)$	Vetor de saída
I_b	Corrente base
J	Índice de desempenho

LISTA DE ACRÔNIMOS

LMI	Desigualdades Matriciais Lineares
LQR	Regulador Linear Quadrático
AVC	Controle Ativo de Vibrações
FEM	Método de Elementos Finitos
FRF	Função Resposta em Frequência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos	14
1.1.1	Objetivo Geral.....	14
1.1.2	Objetivos Específicos	14
1.2	Justificativas	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	Controle de Vibrações Mecânicas	17
2.2	Regulador Linear Quadrático	18
2.3	Projeto de Controladores Utilizando LMI	19
2.4	Regulador Linear Quadrático Resolvido Via LMI	21
2.5	Controle LMI com Inserção de Incertezas Politópicas	22
2.6	Algoritmo Genético	23
3	METODOLOGIA	25
3.1	Construção da bancada	25
3.2	Modelagem do rotor	30
3.3	Modelagem do atuador	33
4	RESULTADOS E DISCUÇÕES	38
4.1	Teste de run-up	38
4.2	Teste da resposta ao impulso	40
4.3	Análise da função resposta em frequência	42
4.4	Análise em regime permanente	43
4.5	Algoritmo genético	46
4.6	Construção da bancada	48
5	CONCLUSÃO	49
6	REFERÊNCIAS	50
	APÊNDICE A – DIMENSÕES DOS COMPONENTES DA BANCADA	53

1 INTRODUÇÃO

Com a busca de maior eficiência no setor industrial, surge a busca por novas técnicas de controle de vibrações como uma prioridade, já que essas vibrações podem causar diversos tipos de prejuízos como, por exemplo, quebra de maquinário, redução da qualidade final do produto, além de também provocar ruídos e problemas ergonômicos colocando, desta forma, em risco a saúde dos colaboradores (FLIMEL e DUPLÁKOVA, 2017). Nesta busca por maior eficiência, o segmento de sistemas rotativos é muito solicitado, já que para aumentar sua eficiência é comum reduzir a massa dos rotores, tornando-os assim mais flexíveis, e esta maior flexibilidade aumenta de forma significativa o nível de vibração presente no sistema quando o mesmo opera perto de uma de suas frequências naturais (SIMÕES, 2006).

Visando uma possível solução deste problema, o presente trabalho se dispõe a estudar técnicas de controle ativo de vibração (AVC - do inglês Active Vibration Control) para atenuar as vibrações em rotores flexíveis utilizando modelos linearizados de atuadores eletromagnéticos (KOROISHI e STEFFEN JR, 2011).

O foco deste trabalho foi nos sistemas de controle ativo de vibrações que, de maneira geral, é constituído por sensores, atuadores e por uma unidade de controle. As informações acerca das variáveis a serem controladas são fornecidas pelos sensores, restando a unidade de controle se responsabilizar pelo processamento das informações obtidas pelos sensores de forma a aplicar os respectivos algoritmos de controle, gerando os sinais de comando. Já os atuadores convertem esses sinais de comando produzidos pela unidade de controle em forças aplicadas sobre o sistema (BORGES, 2016). A vantagem de usar o AVC é que esta técnica é muito efetiva para a aplicação em estruturas flexíveis.

Para tanto, foi utilizado um modelo com um mancal híbrido o qual possibilitará o AVC por meio da variação de corrente, um mancal de rolamento convencional e dois discos dispostos ao longo do eixo. Uma grande dificuldade encontrada nesse tipo de sistema é que o mesmo apresenta uma resposta não linear devido a ação da força eletromagnética dos atuadores, assim foi necessário estabelecer uma faixa de operação que corresponda a faixa em que a força eletromagnética possa ser considerada linear (KOROISHI E STEFFEN JR, 2011; KOROISHI, 2014).

As técnicas que foram testadas e comparadas neste modelo são: Regulador Linear Quadrático (LQR – do inglês Linear Quadratic Regulator), LQR resolvido por Desigualdades Matriciais Lineares (LMI – do inglês Linear Matrix Inequalities) e do controle LMI com inserção das incertezas politópicas, o qual visa a construção de um controlador com maior robustez (ASSUNÇÃO e TEIXEIRA, 2001).

Embora no estudo em questão não tenha sido feita a validação experimental, é proposto também um método para colher dados físicos da bancada como, por exemplo, o amortecimento e a rigidez nos mancais, utilizando algoritmos genéticos (KANASHIRO, 2017).

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo estudar e comparar diferentes lógicas de controle ativo de vibrações aplicados em rotores flexíveis em ambiente computacional, utilizando modelos linearizados de atuadores eletromagnéticos.

Em paralelo com o objetivo apresentado acima, também faz parte do escopo do trabalho, projetar e iniciar a construção de uma bancada de testes, visando atender a demanda de trabalhos futuros sobre o tema de controle ativo de vibrações aplicados a rotores flexíveis realizados na Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Córnelio Procopio.

1.1.2 Objetivos Específicos

Inicialmente, propõe-se a elaboração de uma revisão bibliográfica para uma melhor compreensão de estudos realizados a respeito de temas como, por exemplo, controle ativo de vibrações mecânicas, Regulador Linear Quadrático, Desigualdades Matriciais Lineares e Algoritmos Genéticos.

Em ambiente computacional, é pretendido demonstrar o comportamento das diferentes técnicas de controle aplicadas em testes de:

Run up: o rotor sai do repouso, inicia-se sua rotação e chega a velocidade de rotação limite pré-estabelecido para o teste.

Em regime permanente: o rotor mantém uma velocidade de rotação constante.

Resposta ao impulso: insere-se no modelo computacional a entrada de uma força impulsiva no eixo sem rotação e em um ponto específico. A resposta é apresentada pelo deslocamento do ponto de medição durante um tempo pré-estabelecido.

FRF: neste teste é possível visualizar o quanto cada lógica de controle modificou a Função Resposta em Frequência do sistema sem controle.

Há também a proposta de apresentar um método efetivo para estimar parâmetros de amortecimento e rigidez, tendo previamente a Função Resposta em Frequência (FRF – do inglês *Frequency Response Function*) do sistema. Isso é importante, pois uma vez que a bancada de testes seja totalmente concluída, é possível extrair a FRF do modelo experimental e estimar parâmetros de massa e rigidez do sistema real. Para alimentar o modelo computacional, foi utilizado dados experimentais obtidos em trabalhos anteriores de outros sistemas semelhantes, ponto este que será melhor abordado na descrição do método usado.

1.2 Justificativas

A eficiência de um controlador é sem dúvidas um dos requisitos mais importantes para decidir qual método utilizar no controle ativo de vibrações.

Ao realizar os testes descritos no Item 1.1.2, pode ser visto o comportamento esperado para cada uma das lógicas de controles listadas abaixo:

- Controlador Linear Quadrático (LQR)
- Controle utilizando Desigualdades Matriciais Lineares (LMI)
- Controle LQR resolvido via LMI
- Controle utilizando Desigualdades Matriciais Lineares com inserção de incertezas politópicas

Além de mostrar a atenuação esperada para cada uma das lógicas de controle, também é evidenciado o gasto de energia de cada um dos controladores. Portanto, pode-se analisar os gráficos gerados e comparar a eficiência prevista para o modelo real de cada uma das técnicas usadas nos testes realizados em ambiente computacional.

O estudo do comportamento do sistema para diferentes lógicas de controle deixa claro o que pode ser esperado para testes experimentais futuros.

Com relação ao projeto e início da construção da bancada de testes, o mesmo é de extrema importância para dar seguimento nos estudos sobre o tema em trabalhos futuros, servindo para posteriormente validar o modelo real e aprofundar nas pesquisas de controle ativo de vibrações para rotores flexíveis, realizadas na Universidade Tecnológica do Paraná campus Cornélio Procopio.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Controle de Vibrações Mecânicas

Pode-se definir a vibração como qualquer movimento que se repete durante um intervalo de tempo (RAO, 2009). Portanto, o estudo de vibrações mecânicas trata de movimentos oscilatórios de corpos e forças associadas a esses corpos.

Diversos métodos distintos foram desenvolvidos com a finalidade de controlar os níveis de vibrações em máquinas rotativas, dentre estes, há desde métodos simples e de baixo custo, tais como, por exemplo, o controle passivo de vibrações, até soluções mais sofisticadas, como é o caso do controle ativo de vibrações em malha fechada (BORGES, 2016).

Sistemas de controle podem ser classificados como: sistema a malha aberta ou a malha fechada. A diferença entre ambos consiste em que para um sistema a malha aberta, a saída não é modificada de forma a seguir as alterações nas condições de operação, tornando o sistema mais simples, já um sistema a malha fechada é geralmente dito como um sistema de controle com retroação, pois mantém uma relação preestabelecida entre a grandeza de saída e a grandeza de referência, comparando-as e utilizando a diferença como parâmetro de controle (ROCHA, 2004).

O controle de vibrações também pode ser classificado como: passivo, ativo ou híbrido. O controle passivo pode ser realizado por meio de adição de sistemas massa-mola na estrutura ou aplicando elementos viscoelásticos em determinados pontos sob forma de amortecedores. O controle ativo de vibrações, por sua vez, tem como característica um conjunto de mecanismos autônomos acoplados às estruturas e que aplicam forças sobre as mesmas, reduzindo as amplitudes dos deslocamentos, já o controle híbrido apresenta características mistas entre as duas formas de controles citadas anteriormente (SOUZA, 2015).

Uma técnica de AVC muito utilizada é o Controle Ativo Modal, pois este método reduz consideravelmente a capacidade computacional necessária. Isto ocorre devido ao fato do mesmo representar a estrutura com um modelo numérico reduzido, de um modo que as características dinâmicas sejam descritas de forma satisfatória por meio de um número limitado de modos que compõe o modelo matemático em questão (KOROISHI, 2013). O método pseudo-modal também é um método bastante

conhecido para conseguir um modelo reduzido. Para o elemento de eixo de um rotor, o método pseudo-modal usa a base modal obtida para o sistema não giroscópico, simétrico e não amortecido associado ao sistema (BERTIHER et al., 1987). Obtem-se esta base resolvendo o problema de auto-valores e auto-vetores (SIMÕES, 2006).

2.2 Regulador Linear Quadrático

O controle ótimo com função de custo quadrática tem sido bastante empregado nos projetos de sistemas dinâmicos multivariáveis. O Regulador Linear Quadrático vem destacando-se não apenas por proporcionar uma metodologia para o controle do ganho de realimentação, mas também porque garante boas margens de estabilidade para o sistema a malha fechada (BUENO, 2007). A teoria de controle ótimo adota um índice de desempenho que quando minimizado, otimiza as grandezas físicas envolvidas (AGUIRRE et al, 2007). Um dos exemplos práticos deste controle ótimo, é visto em NEKOOEI et al (2012), no qual é proposto um modelo dinâmico global de um sistema de conversão de energia eólica conectado à rede. Um modelo linear do sistema é desenvolvido em um ponto de operação típico e o controle ideal LQR é projetado para o sistema.

Considerando um sistema de controle estável. O objetivo do método é escolher um vetor de controle u que propicie a minimização do índice de desempenho J , o qual é dado pela Equação (1) (BUENO, 2007).

$$J = \int_0^{\infty} \left\{ \{x(t)\}^T [Q_{lqr}] \{x(t)\} + \{u(t)\}^T [R_{lqr}] \{u(t)\} \right\} dt \quad (1)$$

Onde, J representa o índice de desempenho; $\{x(t)\}$ o vetor de estados; $\{u(t)\}$ o vetor de controle; $[R_{lqr}]$ e $[Q_{lqr}]$ as matrizes semi-definidas positivas ou simétricas reais.

Sabendo que o vetor de controle é dado pela Equação (2) e substituindo (1), obtém-se a Equação (3) (OGATA, 2003).

$$\{u(t)\} = -[G]\{x(t)\} \quad (2)$$

$$J = \int_0^{\infty} \{x(t)\}^T ([Q_{lqr}] + [G]^T [R_{lqr}] [G]) \{x(t)\} dt \quad (3)$$

Onde, $[G]$ representa a matriz de ganho de retroalimentação.

Para minimizar o índice de desempenho utiliza-se o problema de otimização paramétrica. Baseando-se nas hipóteses do teorema principal de Lyapunov, chega-se na Equação (4). A matriz de ganho pode ser obtida pela Equação (5), a matriz singular $[T_{lqr}]$ pela Equação (6) e a matriz $[P_{lqr}]$ é obtida resolvendo a equação matricial de Ricatti, dada pela Equação (7).

$$\{x(t)\}^T ([Q_{lqr}] + [G]^T [R_{lqr}] [G]) \{x(t)\} = - \frac{d(\{x(t)\}^T [P_{lqr}] \{x(t)\})}{dx} \quad (4)$$

$$[G] = [T_{lqr}]^{-1} ([T_{lqr}]^T)^{-1} [B]^T [P_{lqr}] \quad (5)$$

$$[R_{lqr}] = [T_{lqr}]^T [T_{lqr}] \quad (6)$$

$$A^T [P_{lqr}] + [P_{lqr}] [A] - [P_{lqr}] [B] [R_{lqr}]^{-1} [B]^T [P_{lqr}] + [Q_{lqr}] = 0 \quad (7)$$

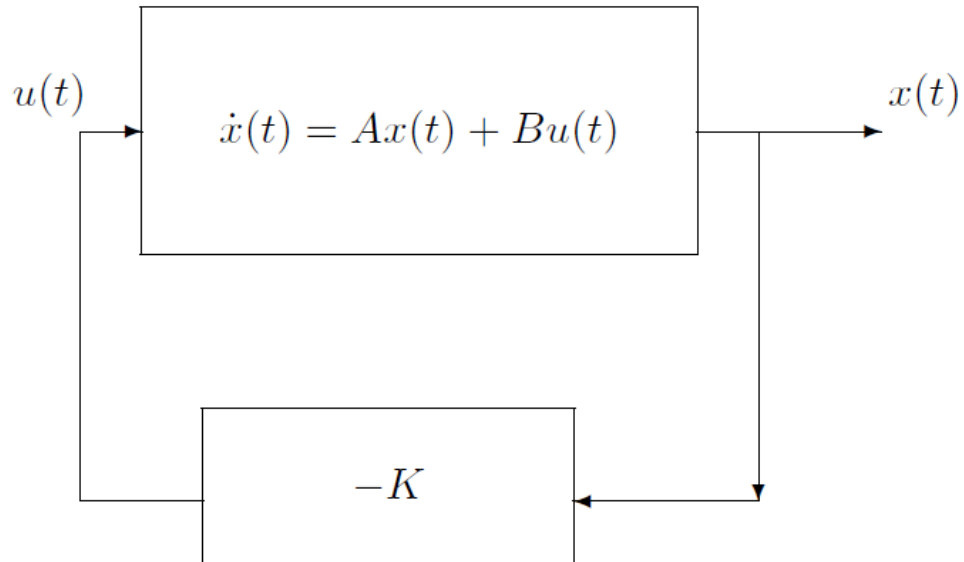
Substituindo tanto a matriz singular $[T_{lqr}]$ quanto a matriz $[P_{lqr}]$ na Equação (6), obtém-se o valor da matriz de ganho de realimentação $[G]$.

2.3 Projeto de Controladores Utilizando LMI

As técnicas de controle ativo mantêm certo grau de desempenho diante de pequenas alterações, devido a sua robustez intrínseca, entretanto esse nível de robustez não é suficiente para atender alguns tipos de aplicações (TREVILATO, 2012).

As desigualdades matriciais lineares vêm ganhando destaque na área de controle robusto, pois a mesma possibilita a inserção de incerteza em suas matrizes. (ASSUNÇÃO e TEIXEIRA, 2001).

Figura 1 – Sistema realimentado.



Fonte: ASSUNÇÃO E TEIXEIRA (2001).

Para estabilizar o sistema apresentado na Figura 1, temos que:

$$\dot{x} = Ax - BKx = (A - B) x \quad (8)$$

Utilizando o estudo de estabilidade segundo Liapunov para este sistema realimentado, obtêm-se as seguintes desigualdades matriciais:

$$\begin{aligned} P(A - BK) + (A - BK)'P &< 0 \\ P &> 0 \end{aligned} \quad (9)$$

A Equação (9) não é uma LMI já que a mesma possui o termo PBK. Assim é necessário multiplicar ambos os lados por P^{-1} . temos que:

$$\begin{aligned} AX - BG + XA' - G'B' &< 0 \\ X &> 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$X = P^{-1} \quad (11)$$

$$G = KX \quad (12)$$

Usando a Equação (10) pode-se projetar controladores os quais têm seu ganho determinado por LMIs. Para conseguir uma maior robustez basta inserir incertezas politópicas utilizando o conceito de estabilidade quadrática, para isto basta o controlador resolver as seguintes matrizes, ver Equação (13), simultaneamente, sendo A_i o i -ésimo vértice do politopo, $i = 1, 2, \dots, m$, e m é igual ao número total de vértices do politopo (ASSUNÇÃO e TEIXEIRA, 2001).

$$\begin{aligned} A_1X - BG + XA'_1 - G'B' &< 0 \\ A_2X - BG + XA'_2 - G'B' &< 0 \\ &\dots \\ A_mX - BG + XA'_m - G'B' &< 0 \\ X &> 0 \end{aligned} \quad (13)$$

2.4 Regulador Linear Quadrático Resolvido Via LMI

O problema LQR resolvido via LMI é descrito por Erkus et al. (2004), e evidenciado pela expressão (14).

$$\min_{X, P_{lmi}, X_{lmi}} tr([Q_{lqr}][P_{lmi}]) + tr([X_{lmi}]) + tr([Y_{lmi}]N) + tr([N]^T Y_{lmi}^T) \quad (14)$$

Ao analisar de acordo com a desigualdade matricial de Liapunov, obtem-se a expressão (15).

$$\begin{aligned} [A][P] - [B][Y_{lmi}] + [P][A]^T - [Y_{lmi}]^T[B]^T + [B_w][B_w]^T &< 0 \\ \begin{bmatrix} [X_{lmi}] & [R_{lqr}]^{1/2}[Y_{lmi}] \\ [Y_{lmi}]^T[R_{lqr}]^{1/2} & [P_{lmi}] \end{bmatrix} &> 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Onde, $[Q_{lqr}]$ pondera cada estado, $[R_{lqr}]$ pondera o custo de energia de cada controlador, $[X_{lmi}]$ e $[Y_{lmi}]$ são as soluções as soluções LMIs e $tr()$ denotam o traço da matriz.

2.5 Controle LMI com Inserção de Incertezas Politópicas

As desigualdades matriciais lineares (LMIs) também surgiram como uma ferramenta poderosa para as áreas de controle, uma propriedade importante das LMIs é que seu conjunto solução é convexo, isto possibilita formular problemas em controle robusto como sendo problemas de otimização convexa que minimizam uma função objetivo (LEITE, 2012). Citando um exemplo prático, Leite (2012) usa em seu estudo um regulador linear quadrático com ação integral (LQI) e com otimização convexa para considerar também as incertezas paramétricas existentes no controle do nível de líquido em dois tanques interligados.

O controlador robusto obtido por meio de LMIs é feito utilizando o conceito de estabilidade quadrática, cuja definição pode ser dita como: um sistema incerto com incertezas do tipo politópicas, com m vértices, é quadraticamente estabilizável se existe X e G tais que as LMIs sejam factíveis em conjunto, ver equação (16) (ASSUNÇÃO e TEIXEIRA, 2001).

$$\begin{aligned} A_i X - BG + XA'_i - G'B' &< 0 \\ X &> 0 \end{aligned} \quad (16)$$

Onde, A_i é o i -ésimo vértice do politopo, $i = 1, 2, \dots, m$.

Ou seja, para estabilizar o sistema incerto, o controlador deve resolver as LMIs simultaneamente, ver equação (17).

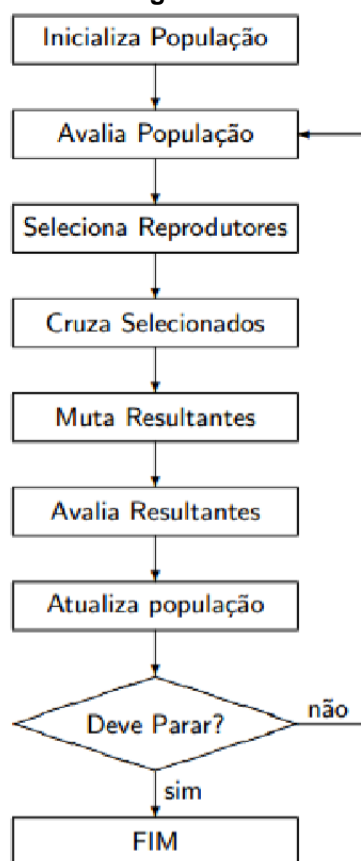
$$\begin{aligned} A_1 X - BG + XA'_1 - G'B' &< 0 \\ A_2 X - BG + XA'_2 - G'B' &< 0 \\ &\vdots \\ A_m X - BG + XA'_m - G'B' &< 0 \\ X &> 0 \end{aligned} \quad (17)$$

Onde, $X = X'$ e m o número total de vértices do politopo.

2.6 Algoritmo Genético

O Algoritmo Genético (GA – do inglês *Genetic Algorithm*) foi proposto por Holland, em 1975. Ele consiste em seguintes etapas: inicialização, avaliação, seleção, cruzamento, mutação, atualização e finalização. Seu funcionamento tem como base o darwinismo, ou seja, prioriza a seleção de indivíduos contidos na população para a reprodução avaliando sistematicamente a sua aptidão. Na Figura 2 é mostrado o fluxograma do funcionamento do método (LUCAS, 2002).

Figura 2 – Fluxograma do método GA.



Fonte: LUCAS (2002).

Inicialização: utiliza funções aleatórias para gerar indivíduos, o algoritmo fornece uma população com possíveis respostas para o problema analisado, iniciando posteriormente o processo de evolução destes indivíduos.

Avaliação: analisa o quanto cada indivíduo está apto para resolver o problema.

Seleção: nesta etapa são escolhidos os indivíduos mais aptos.

Cruzamento: recombina as características das soluções selecionadas e gera novos indivíduos.

Mutação: características são alteradas dos novos indivíduos, inserindo maior variedade na população.

Atualização: os novos indivíduos são inseridos na população. Comumente utiliza-se um tamanho fixo para a população, sendo os novos indivíduos substitutos dos seus antecessores, porém existem outras formas variantes do método que alteram o tamanho da população.

Finalização: verifica as condições para encerrar a evolução, caso sejam atingidas, o processo é finalizado.

3 METODOLOGIA

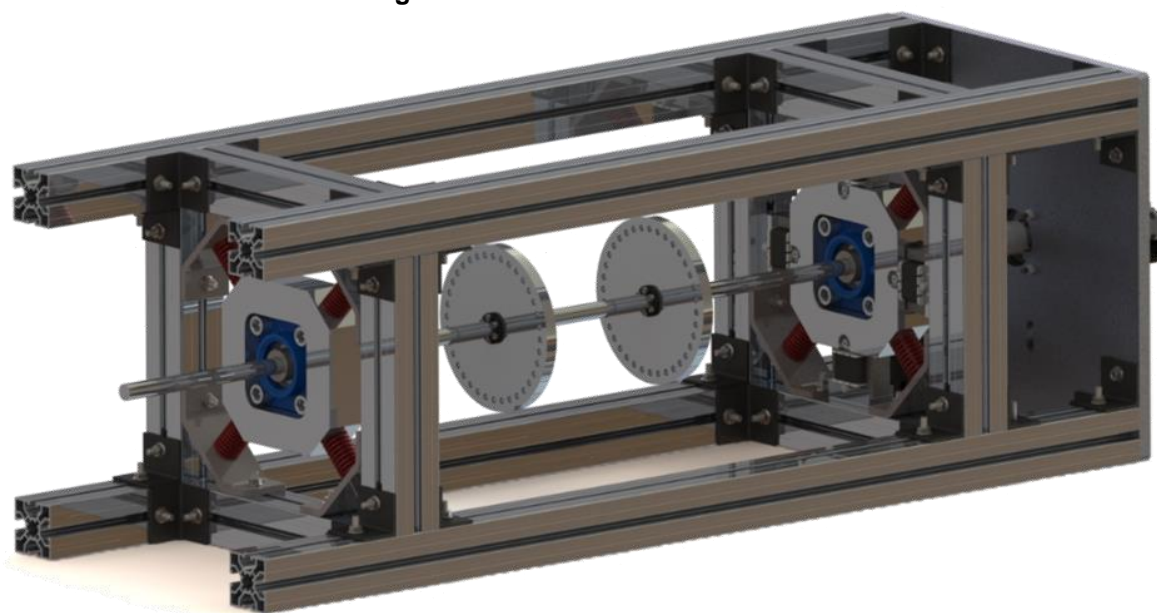
As técnicas de controle ativo de vibrações, mais precisamente o Regulador Linear Quadrático Convencional e o Resolvido por LMI, além do mesmo com inserção de incertezas, foram implementadas ao modelo do rotor e do atuador, utilizando os *softwares* Matlab® e Simulink®, possibilitando desta forma comparar as respostas obtidas com diferentes técnicas de controle e a resposta obtida sem controle nenhum para os seguintes testes propostos: teste de run-up, resposta ao impulso, análise da função resposta em frequência e análise em regime permanente.

Para o projeto da bancada, foi utilizado *softwares* de modelagens como, por exemplo, o Solidworks. Ver Figura 3.

3.1 Construção da bancada

Foi projetado uma bancada de testes, utilizando *softwares* de modelagens, visando atender demandas de estudos futuros relacionados ao tema controle ativo de vibrações em rotores flexíveis realizados na Universidade Tecnológica Federal do Paraná câmpus Cornélio Procópio e também possibilitar a validação experimental que poderá ser realizada após a finalização da sua construção. Ver Figura 3.

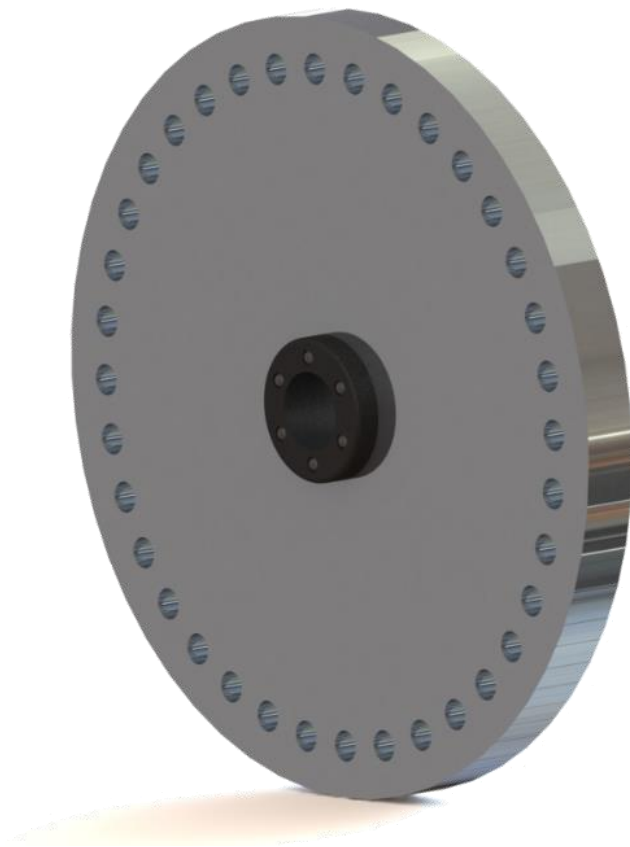
Figura 3 – Modelo 3D da bancada.



Fonte: autoria própria.

Dois discos de alumínio, com 150 mm de diâmetro e 11 mm de espessura, são fixados ao rotor por meio de buchas, ver Figura 4.

Figura 4 – Disco de massa de alumínio com bucha de fixação.

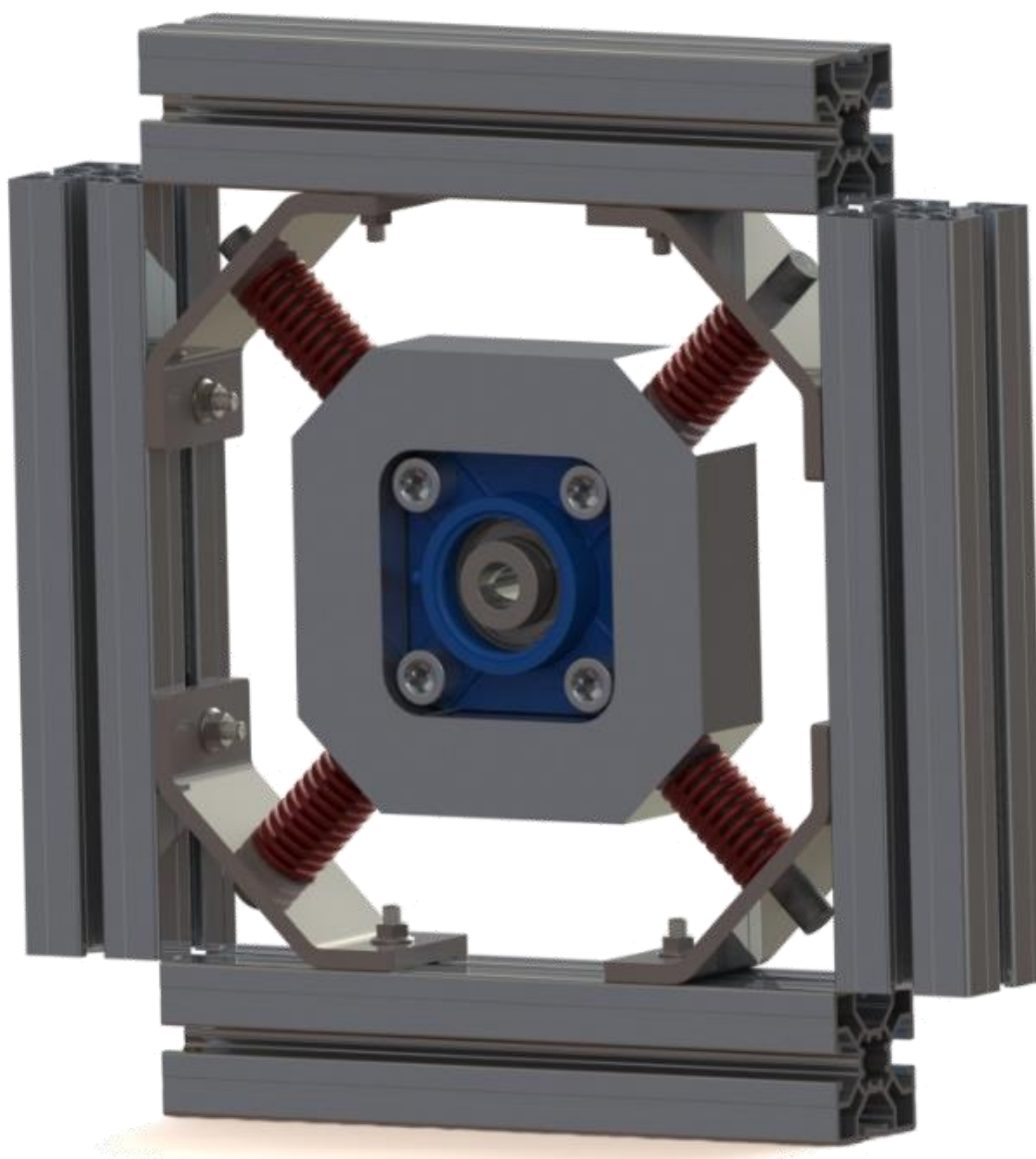


Fonte: autoria própria.

Toda a base da bancada foi construída a partir de perfis de alumínio 50x50x1000 mm, pois os mesmos permitem que as posições dos mancais possam ser reajustadas.

As estruturas secundárias são compostas da seguinte forma: perfis menores de alumínio (50x50x250 mm) são utilizados como apoio para os suportes das molas de compressão, molas essas que mantêm a capa do mancal, o mancal e o rolamento centrados na posição adequada para passagem do rotor, como visto na Figura 5, as dimensões de cada um destes componentes citados serão apresentadas no Anexo A.

Figura 5 – Mancal suspenso por molas de compressão.

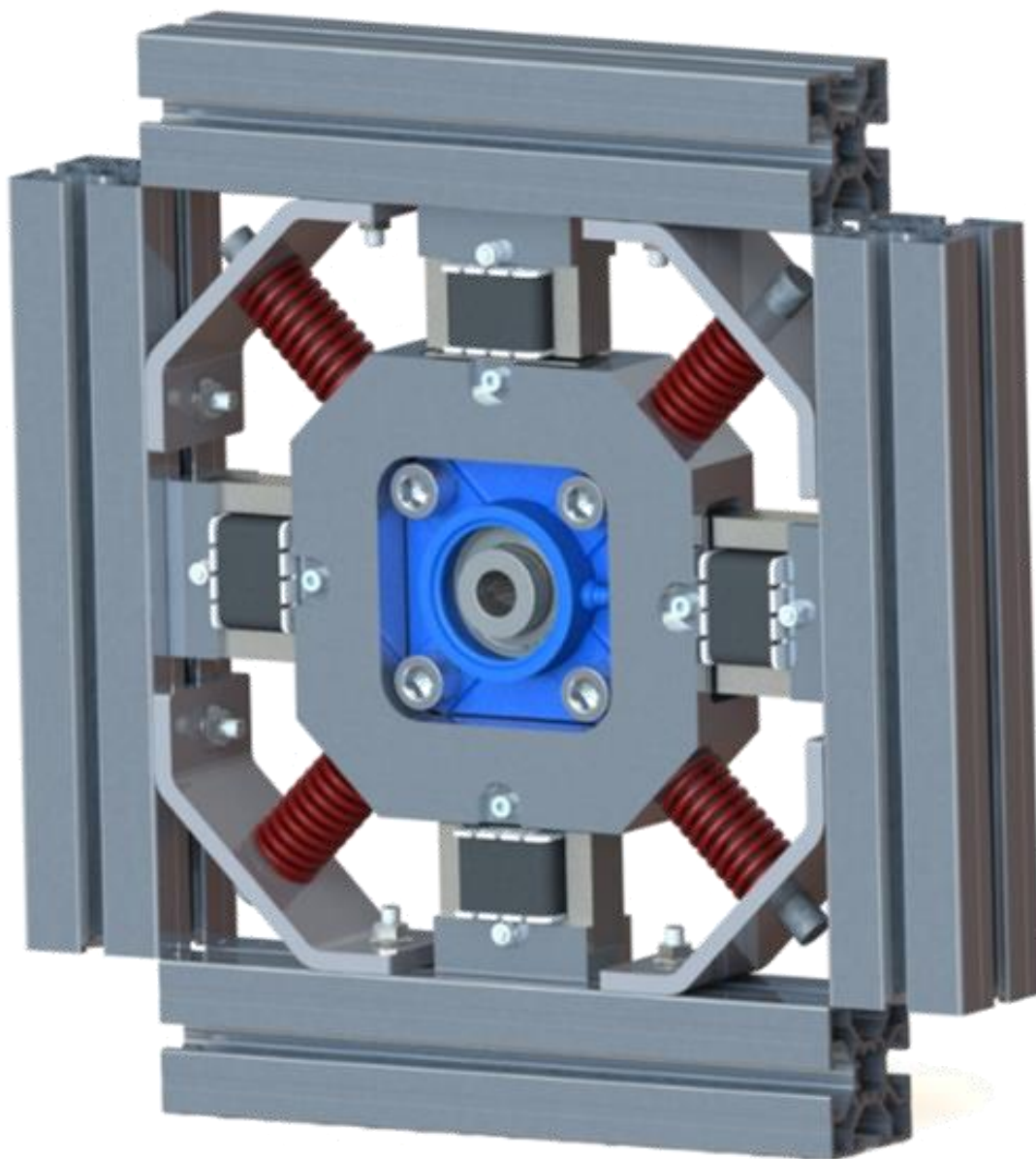


Fonte: autoria própria.

A vantagem de se utilizar mancais suspensos por mola é que além de facilitar a aquisição de dados pois possibilita a fixação dos sensores diretamente nos mancais, também facilita a construção do mancal híbrido, ver Figura 6.

Um mancal híbrido, neste caso, consiste de um sistema similar ao apresentado na Figura 5, mantendo a passagem do rotor por um mancal de rolamento comum o qual é suspenso por molas de compressão, porém apresenta como diferença a presença de atuadores eletromagnéticos situados nos dois eixos estudados de coordenadas analisados no presente trabalho, ou seja, no eixo x e z , sendo o eixo y situado na direção longitudinal do rotor.

Figura 6 – Mancal híbrido.

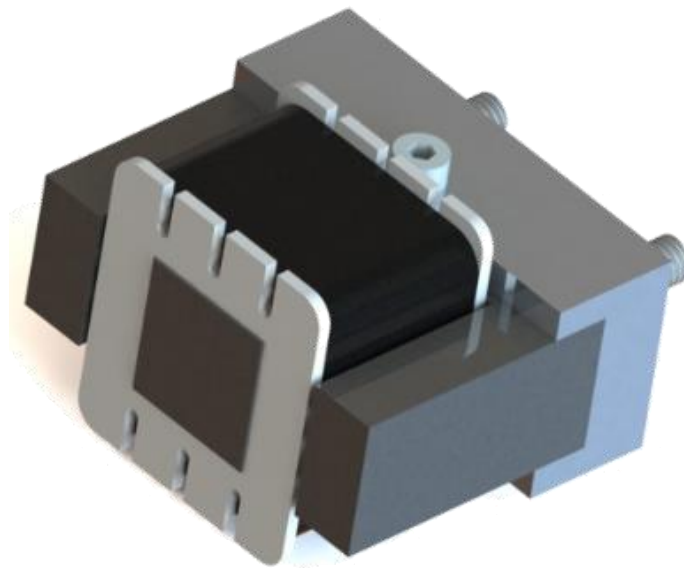


Fonte: autoria própria.

O atuador “E”, composto por uma bobina e por um material ferro magnético em formato de “E” pode ser visto na Figura 7, já o cerne do mancal híbrido pode ser visto na Figura 8.

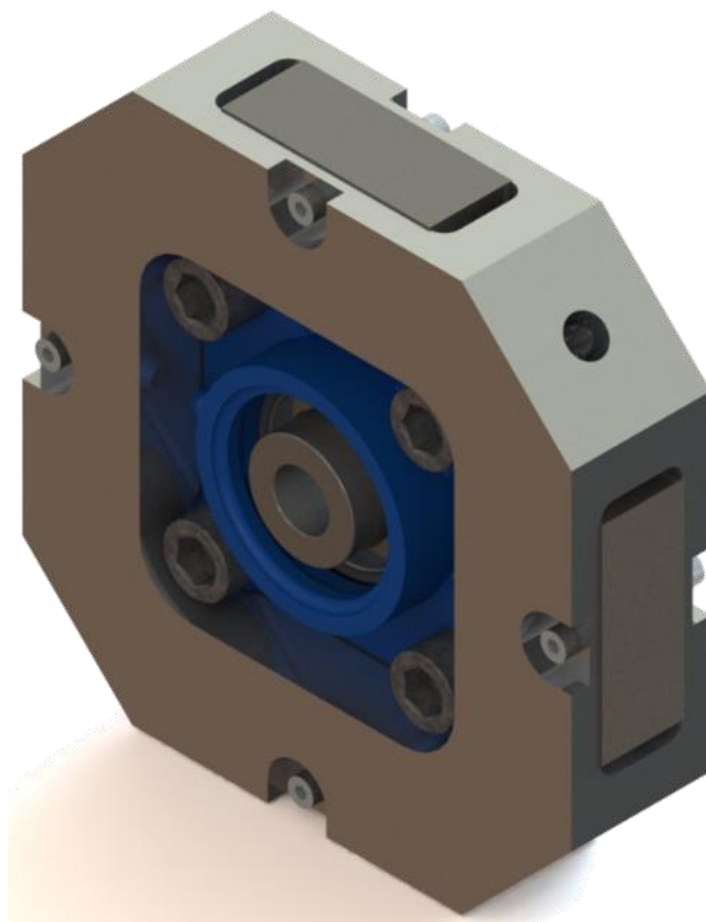
Na Figura 8, também observa-se na peça de alumínio, a qual o mancal é fixado por parafusos, trechos destinados a inserção de materiais também ferro magnéticos, para que os atuadores possam inserir força de atração no ponto em questão.

Figura 7 – Atuador eletromagnético “E”.



Fonte: autoria própria.

Figura 8 – Cerne do mancal híbrido.



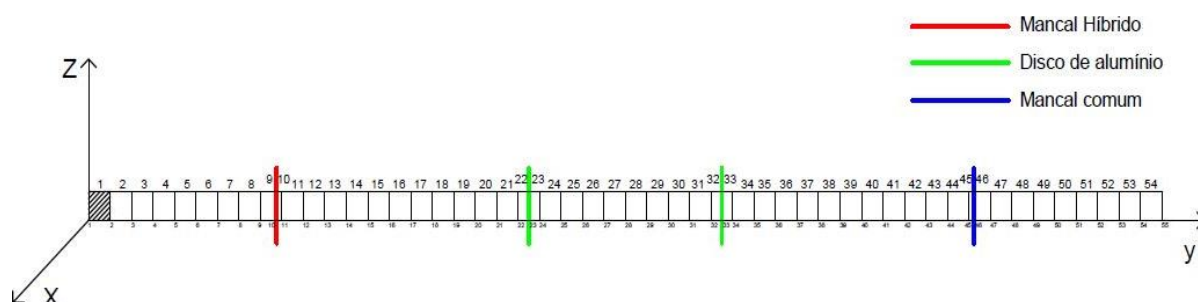
Fonte: autoria própria.

3.2 Modelagem do rotor

O método de elementos finitos (FEM – do inglês *Finite Element Methods*) consiste em discretizar uma estrutura contínua em várias partes finitas, possibilitando estimar diversas características físicas da estrutura. Um exemplo disso pode ser encontrado em TORABI et al. (2016) em que os autores utilizaram o método de elementos finitos para determinar o nível de deslaminação de um material polimérico e obtiveram respostas condizentes com a experimental, evidenciando, portanto, há relevância deste tipo de abordagem.

Para a modelagem do rotor utilizando o método de elementos finitos, ele foi discretizado em 54 elementos de viga de Timoshenko e 55 nós com 4 graus de liberdade cada um, sendo estes, dois para rotação e dois para deslocamento.

Figura 9 – Esquema do rotor.



Fonte: Autoria própria.

O esquema do modelo do rotor é apresentado na Figura 9. Ele é constituído por dois discos fixados um ao nó 23 (disco D_1) e outro ao nó 33 (disco D_2), também está indicado na Figura 9 a posição do mancal híbrido (mancal com rolamento e com atuadores eletromagnéticos para possibilitar o AVC) e do mancal de rolamento comum, que estão localizados respectivamente no nó 10 e no nó 46.

Também é possível obter com o auxílio da Tabela 1 a matriz que relaciona a distância de cada nó até a origem do modelo (considera-se que a origem está posicionada sobre o nó 1).

Tabela 1 – Distância de cada nó até a origem

Nó	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Distância até a origem [mm]	0	20	40	60	80	100	120	140	160	175	180
Nó	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Distância até a origem [mm]	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400
Nó	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Distância até a origem [mm]	410	420	440	460	480	500	520	540	560	580	590
Nó	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44
Distância até a origem [mm]	600	620	640	660	680	700	720	740	760	780	800
Nó	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55
Distância até a origem [mm]	820	825	840	860	880	900	920	940	960	980	1000

Fonte: autoria própria.

A massa dos discos e do eixo são indicadas na Tabela 2 junto com os valores das propriedades físicas de cada mancal nos eixos x e z . Para indicar essas propriedades físicas de cada mancal adota-se o subscrito “1” para o mancal híbrido (com atuadores) e o subscrito “2” para o mancal de rolamentos (comum). O coeficiente de rigidez está representado pela letra “ k ” e o coeficiente de amortecimento está representado pela letra “ C ”.

Tabela 2 – Características físicas do sistema rotor-rolamento.

Rotor		Mancal	
Propriedade	Valor	Propriedade	Valor
Massa do Eixo (kg)	1,387	k_{x1} (N/m)	$7,73 \times 10^5$
Massa do disco D_1 (kg)	0,54	k_{z1} (N/m)	$1,13 \times 10^5$
Massa do disco D_2 (kg)	0,54	k_{x2} (N/m)	$5,51 \times 10^8$
Espessura do disco D_1 (m)	0,011	k_{z1} (N/m)	$7,34 \times 10^8$
Espessura do disco D_2 (m)	0,011	C_{x1} (N.s/m)	5,7876
Diâmetro do eixo (m)	0,015	C_{z1} (N.s/m)	12,6001
Módulo de Young (GN/m^2)	205	C_{x2} (N.s/m)	97,0231
Densidade (kg/m^3)	7850	C_{z2} (N.s/m)	77,8510
Coeficiente de Poisson	0,3	-	-

Fonte: modificado de KOROISHI et al (2014).

As propriedades de rigidez e amortecimento dos mancais foram extraídas de KOROISHI (2014) para compor o modelo computacional, sendo retirado de um modelo semelhante ao projetado no presente trabalho, porém não idêntico.

Para facilitar a coleta futura destes dados para a validação experimental, foi apresentado um método utilizando algoritmos genéticos para estimar os mesmos com base na FRF extraída do modelo real, método este que será melhor explicado posteriormente.

Neste trabalho foi considerado que o rotor é flexível, cujo o movimento pode ser descrito pela equação de Lagrange, representada pela Equação (18).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F_{q_i} \quad (18)$$

Onde, F_{q_i} representa as forças generalizadas; q_i as coordenadas generalizadas independentes; T representa a energia cinética e U a energia de deformação dos componentes.

A equação do movimento de um rotor flexível escrita na forma matricial é, por sua vez, representada pela Equação (19).

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C_b + \dot{\phi}C_g]\{\dot{x}(t)\} + [K + \ddot{\phi}K_g]\{x(t)\} = \{F_u(t)\} + \{F_{AEM}(t)\} \quad (19)$$

Onde, $\{F_{AEM}(t)\}$ representa o vetor da força devido ao atuador eletromagnético; $\{F_u(t)\}$ o vetor da força devido ao desbalanceamento; $[M]$ a matriz de massa do sistema; $\{x(t)\}$ o vetor de deslocamento generalizados; $[C_b]$ a matriz de amortecimento do sistema; $\dot{\phi}$ a velocidade angular variante no tempo; $[C_g]$ a matriz giroscópica do sistema; $[K]$ a matriz de rigidez do sistema e $[K_g]$ a matriz de rigidez devido ao movimento transiente.

As matrizes de massa, amortecimento e rigidez, são matrizes quadradas determinadas pelo número de graus de liberdade do sistema. Neste modelo em especial existem 55 nós com 4 graus de liberdade em cada um, formando, portanto, matrizes da ordem de 220×220 .

Para diminuir significativamente as dimensões das matrizes em questão, utiliza-se o método pseudo-modal, o qual transforma as coordenadas físicas em coordenadas modais.

A construção do sistema de controle requer que a Equação (20), a qual considera um sistema giroscópico, simétrico, não amortecido e que a base é obtida com a resolução de um problema de auto-valor e auto-vetor, seja manipulada e escrita na forma de espaço de estados, assim como mostrado na Equação (21) (SIMÕES, 2006).

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K^*]\{x(t)\} = 0 \quad (20)$$

Onde, $[K^*]$ representa a matriz rigidez sem os termos de rigidez cruzada que não pertencem a diagonal principal dos elementos do mancal.

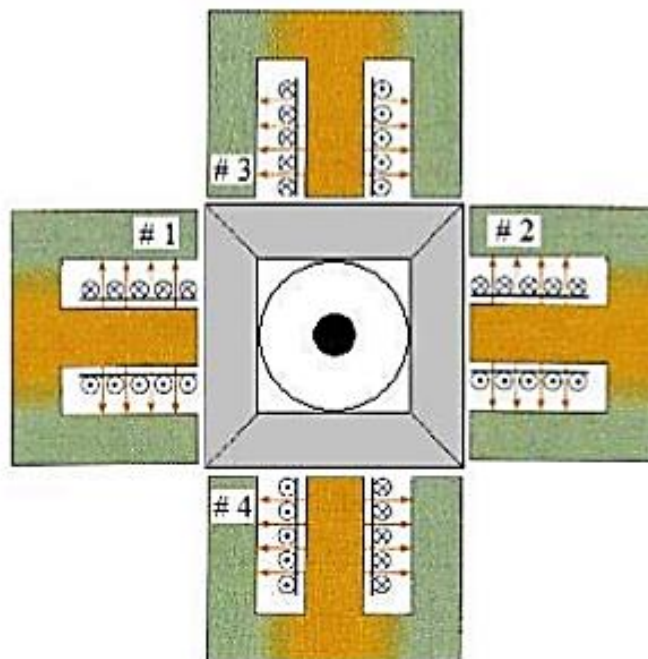
$$\begin{aligned} \{\dot{q}(t)\} &= [\tilde{A}]\{q(t)\} + [\tilde{B}_u]\{u(t)\} + [\tilde{B}_w]\{w(t)\} \\ \{y(t)\} &= [\tilde{C}]\{q(t)\} \end{aligned} \quad (21)$$

Onde, $\{y(t)\}$ representa o vetor de saída; $\{q(t)\}$ o vetor de estado; $\{w(t)\}$ o vetor da força de excitação; $\{u(t)\}$ o vetor da força de controle; $[\tilde{A}]$ a matriz dinâmica; $[\tilde{B}_w]$ a matriz de entrada da força de excitação; $[\tilde{B}_u]$ a matriz de entrada do controlador e $[\tilde{C}]$ a matriz de saída do sistema.

3.3 Modelagem do atuador

O mancal híbrido, ver Figura 6, é um dispositivo que além de conter rolamentos assim como os mancais comuns, também contém atuadores eletromagnéticos, os quais recebem informações que primeiramente são captadas pelos sensores (neste modelo em questão estão localizados no nó 14 e no nó 42 do rotor) e atuam inserindo forças ao sistema visando reposicionar o rotor, caracterizando, desta forma, o controle ativo de vibrações.

Figura 10 – Esquema de atuadores eletromagnéticos utilizado em rotores.

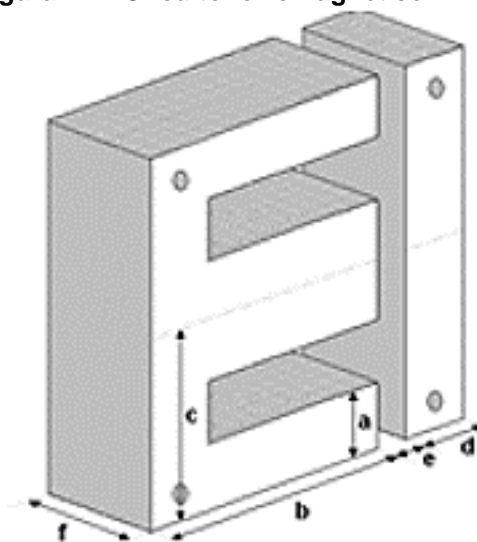


Fonte: MORAIS (2009).

O modelo é formado por quatro atuadores, com os dois primeiros na direção x e os outros dois na direção z , ver Figura 10, cada atuador age de forma individual e aplicam apenas força de atração.

A Tabela 3 e a Figura 11 mostram as características físicas e geométricas dos atuadores para possibilitar a confecção do modelo dos mesmos.

Figura 11 – Circuito ferromagnético.



Fonte: KOROISHI et al (2014).

Os parâmetros a , b , c , d , e , f , que são mostrados na Tabela 4, estão indicados na Figura 4 e são características geométricas dos atuadores. O μ_0 e o μ_r representam respectivamente a permeabilidade magnética do vácuo e a permeabilidade magnética relativa do material ferromagnético do núcleo, que por sua vez é determinada experimentalmente usando a metodologia proposta em (MORAIS et al, 2012). O número de espiras de cada atuador é representado por N e a corrente de base por I_b .

O controle ativo de vibrações realizado em rotores flexíveis por meio de atuadores eletromagnéticos também é apresentado em outros trabalhos como, por exemplo, o visto em DAS et al. (2011) o qual mostra que a força de controle fornecida pelos atuadores aumenta a velocidade limite de estabilidade do sistema de eixo do rotor, reduz as amplitudes de reposta transversais e torcionais e, conseqüentemente, adiciona segurança ao sistema.

Tabela 3 – Parâmetros dos atuadores.

Parâmetros	Valores
μ_0 (H/m)	$1,26 \times 10^{-6}$
μ_r	700
N (espiras)	250
a (mm)	9,50
b (mm)	38,00
c (mm)	28,50
d (mm)	9,50
e (mm)	0,50
f (mm)	22,50
I_b (A)	0,1

Fonte: KOROISHI et al (2014).

Um dos principais problemas enfrentados para realizar este tipo de controle é que a força eletromagnética dos atuadores não é linear, visto que são proporcionais ao quadrado da corrente e ao inverso do quadrado da distância, o que na prática implica em um sistema saturado para grandes correntes ou para distâncias muito

pequenas entre o atuador e o rotor. A força de cada atuador fornecida ao sistema é dada pela Equação (22).

$$F_{AEM} = \frac{N^2 I^2 \mu_0 a f}{2 \left((e \pm \gamma) + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r} \right)^2} \quad (22)$$

Onde, $(e \pm \gamma)$ representa o espaço entre o rotor e o atuador, sendo γ uma variável que depende da vibração do rotor.

A força eletromagnética total e não linearizada atuante sobre o rotor em cada eixo é dada pela Equação (23), já que tanto na direção x quanto na direção z são colocados dois atuadores em sentidos opostos.

$$F_{AEM} = \frac{N^2 I_1^2 \mu_0 a f}{2 \left((e-\gamma) + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r} \right)^2} - \frac{N^2 I_2^2 \mu_0 a f}{2 \left((e+\gamma) + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r} \right)^2} \quad (23)$$

Onde, I_1 representa a corrente do atuador que fornece força ao sistema seguindo o sentido positivo do eixo e I_2 a corrente do atuador que atua em sentido contrário ao primeiro.

Para que o sistema fique na posição de equilíbrio ($\gamma = 0$) é necessário manter uma corrente constante de base, diferente de zero, chamada I_b (LARSONNER, 2009). Ver Equação (24) e (25).

$$I_1 = (I_b + i) \quad (24)$$

$$I_2 = (I_b - i) \quad (25)$$

O ganho do atuador é dado pela Equação (26) e a rigidez de malha aberta de uma suspensão é dada pela equação (27).

$$k_i = \frac{\partial F_{AEM}}{\partial i} \Big|_{\gamma=\gamma_0, i=i_0} \quad (26)$$

$$k_{\gamma} = -\frac{\partial F_{AEM}}{\partial \gamma} \Big|_{\gamma=\gamma_0, i=i_0} \quad (27)$$

Derivando a Equação (6) e substituindo nela as equações (24), (25) e (26) obtém-se a Equação (28), já se substituirmos nela as equações (24), (25) e (27) obtém-se a Equação (29).

$$k_i = \frac{2N^2 I_b \mu_0 a f}{\left(e + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r}\right)^2} \quad (28)$$

$$k_{\gamma} = \frac{2N^2 I_b^2 \mu_0 a f}{\left(e + \frac{b+c+d-2a}{\mu_r}\right)^3} \quad (29)$$

Para viabilizar o controle LQR proposto é necessário que a equação da força atuante sobre o rotor em cada eixo, ver Equação (23), possa ser obtida de maneira linear, para isto utiliza-se a linearização por série de Taylor (FURTADO, 2008). Se for considerado apenas os termos de primeira ordem, e também, que a corrente inicial, a força inicial e o deslocamento inicial sejam todos iguais a zero, a equação da força em questão poderá ser estimada de forma linear pela Equação (30), lembrando que a linearização proporciona um resultado estimado e válido apenas para o ponto de operação.

$$F_{AEM} = k_i i - k_{\gamma} \gamma \quad (30)$$

4 RESULTADOS E DISCUÇÕES

Em ambiente computacional, é pretendido demonstrar o comportamento das diferentes técnicas de controle aplicadas em testes de: *run-up*, regime permanente, resposta ao impulso e FRF.

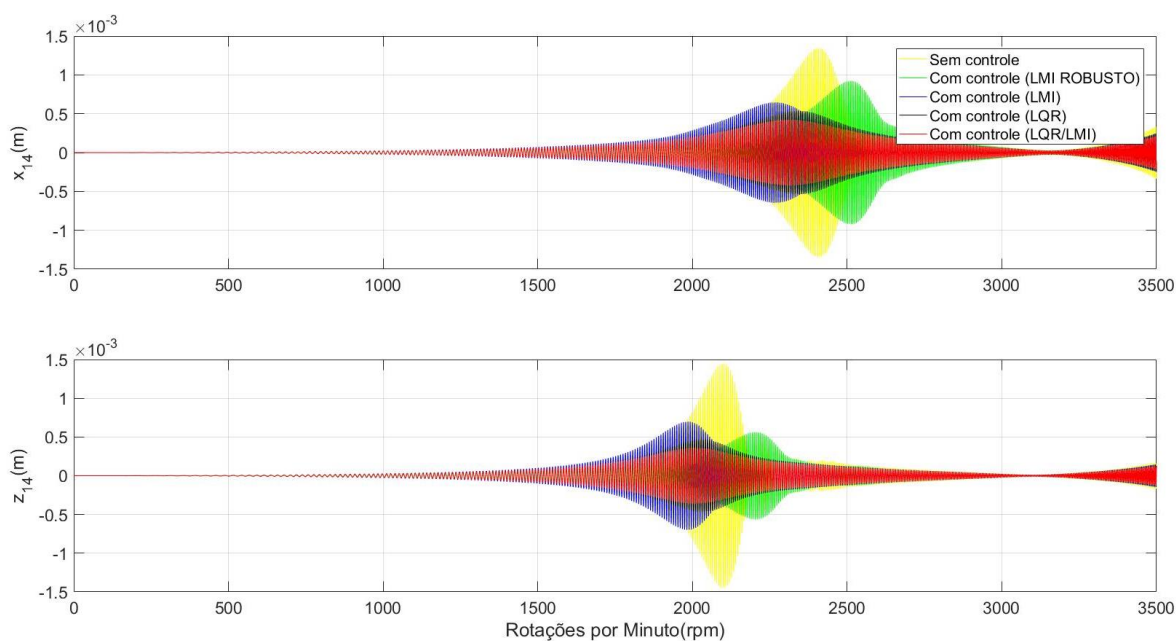
As análises realizadas são respostas obtidas para o eixo x e z nos nós 14 e 42, considera-se que o eixo y está na direção longitudinal do eixo, assim como já mostrado na Figura 9.

Os resultados do teste inicial do método de obtenção das matrizes de amortecimento e rigidez dos mancais, e por fim a montagem da bancada de testes, também são apresentados nesta seção.

4.1 Teste de run-up

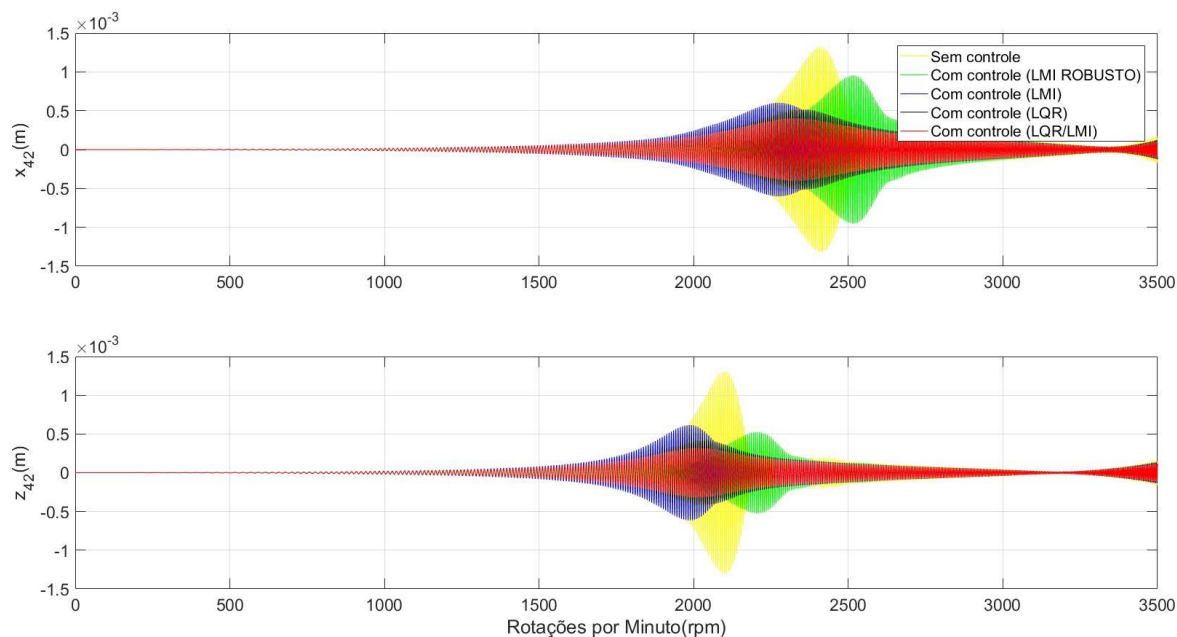
O teste de *run-up* visa verificar a amplitude da vibração do rotor no período em que o mesmo sai do estado inicial de repouso e vai até a rotação desejada. No teste realizado, utilizou-se a faixa de 0 rpm até 3000 rpm.

Figura 12 – Deslocamento em x e z para o teste de *run-up* no nó 14.



Fonte: Autoria própria.

Figura 13 – Deslocamento em x e z para o teste de *run-up* no nó 42.



Fonte: autoria própria.

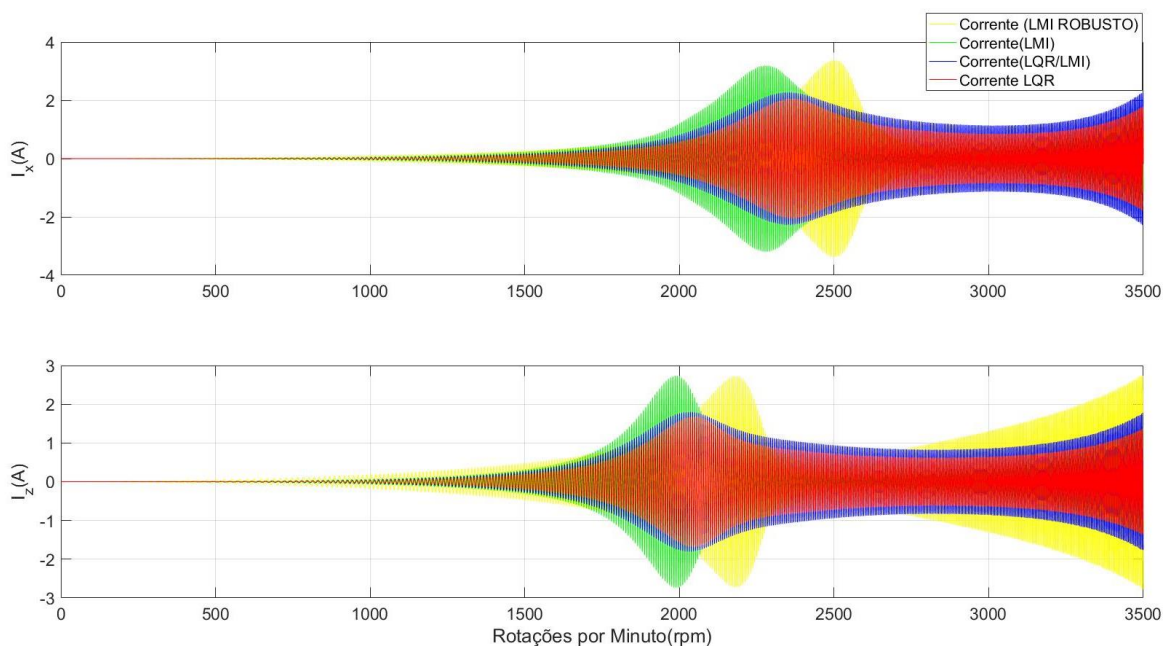
Nota-se tanto na Figura 12 quanto na figura 13 a diferença significativa entre o comportamento do sistema sem controle e do sistema controlado, principalmente nas regiões próximas das suas velocidades críticas, ou seja, próximo de 2408 rpm para o eixo x e de próximo de 2102 rpm para o eixo z .

Para efeito de comparação entre o sistema sem controle e o controlado, verifica-se com a ajuda do *software* Matlab® que na Figura 12, em seu eixo x , a amplitude máxima para o sistema sem controle é de $1,30 \times 10^{-3} m$, já com controle LQR comum a amplitude máxima é de $5,36 \times 10^{-4} m$, apresentando uma redução de 59%, fazendo a mesma análise para as outras técnicas calcula-se que com o controle LMI a redução é de 50%, LMI ROBUSTO 29% e para o controle LQR/LMI é de 67%.

Percebe-se que o controle LQR resolvido por LMI (LQR/LMI) foi o que apresentou inicialmente melhores resultados, entretanto também é preciso analisar a corrente necessária utilizada pelos atuadores para que o controle tenha esse desempenho, ver Figura 14.

Vale ressaltar que a parte positiva do gráfico, mostrado na Figura 14, corresponde a corrente enviada para um atuador e a parte negativa corresponde a corrente enviada para outro atuador no mesmo eixo, porém atuando no sentido oposto ao primeiro.

Figura 14 – Corrente utilizada pelos atuadores para cada técnica de controle.



Fonte: Autoria própria.

Analisando a Figura 14, fica claro que o controle LMI e LMI ROBUSTO foram os que tiveram um maior gasto de energia, enquanto que os controles LQR e LQR resolvido via LMI apresentaram uma maior eficiência, tendo não só uma maior atenuação como também exigiram menos recursos para isto.

4.2 Teste da resposta ao impulso

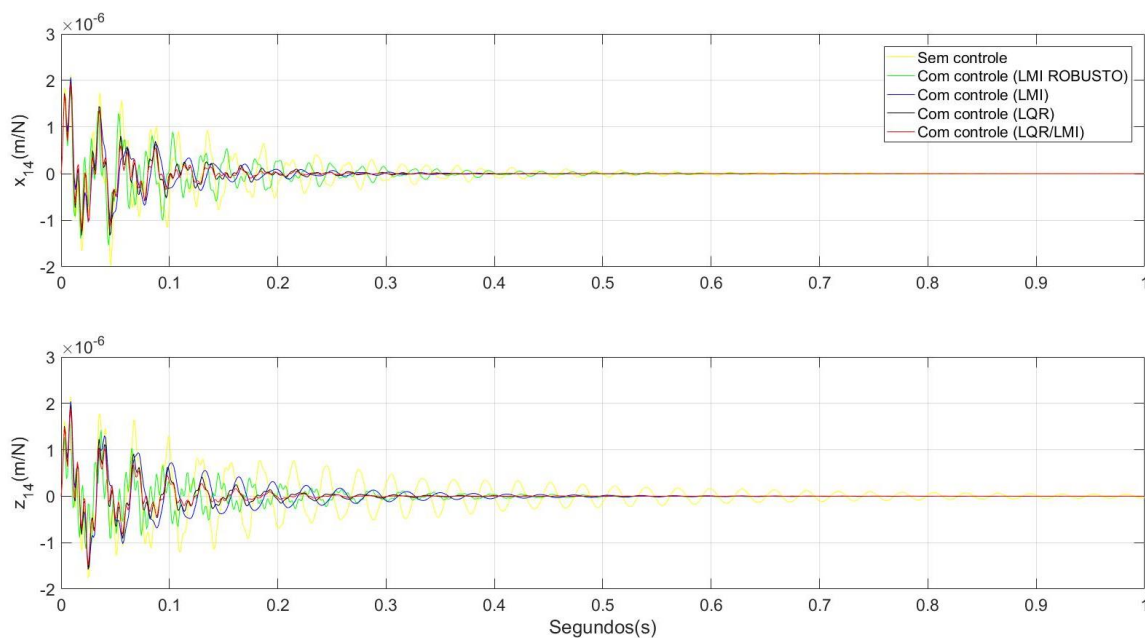
Com a velocidade de rotação igual a 0 rpm, uma entrada impulsiva foi aplicada ao nó 23 (Disco D_1), na sequência analisou-se durante 1 s (segundo) o comportamento do sistema no nó 14 e no nó 42, visualizando assim o deslocamento sentido por estes pontos de análise no período de tempo estipulado.

O principal objetivo deste teste é descobrir se as técnicas de controle ativo propostas fazem com que o sistema chegue a estabilidade em um menor período de tempo do que chegaria sem o controle.

Ao ver a Figura 15, fica evidente que o sistema controlado atinge a estabilidade (amplitude de vibração próxima de zero) em uma velocidade maior do que o sistema sem controle. Para efeito de comparação, no eixo x e no tempo de 0,135 s a amplitude de deslocamento para o sistema com controle LQR sofreu uma

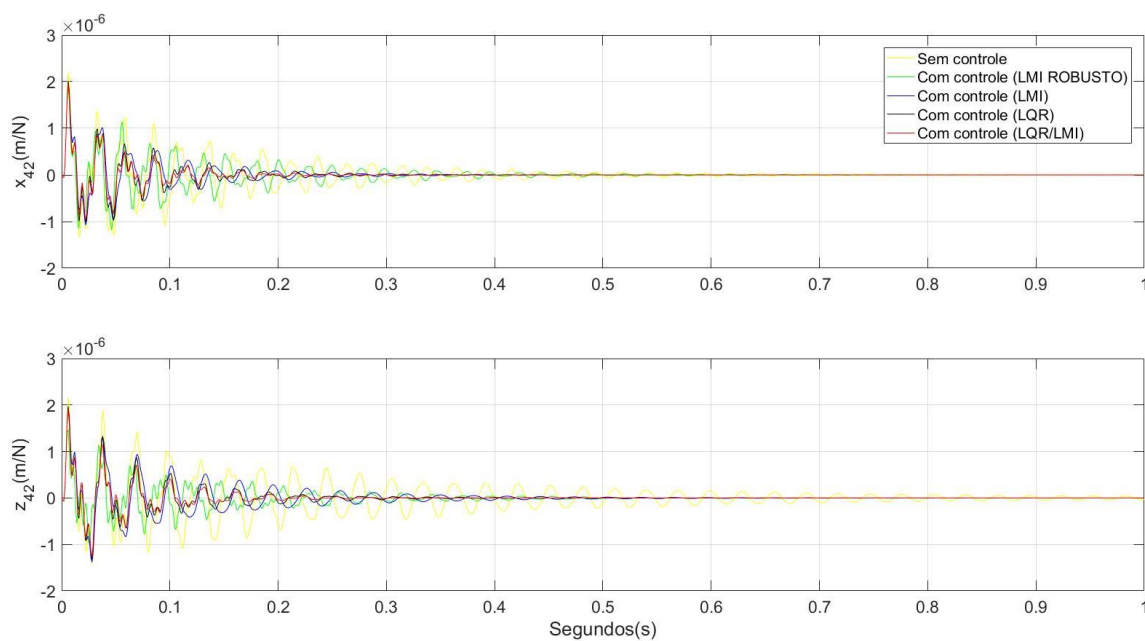
redução de 78%, LQR/LMI uma redução de 87%, LMI uma redução de 76% e o LMI ROBUSTO uma redução de 52%.

Figura 15 – Deslocamento em x e z para o teste de impulso no nó 14.



Fonte: Autoria Própria.

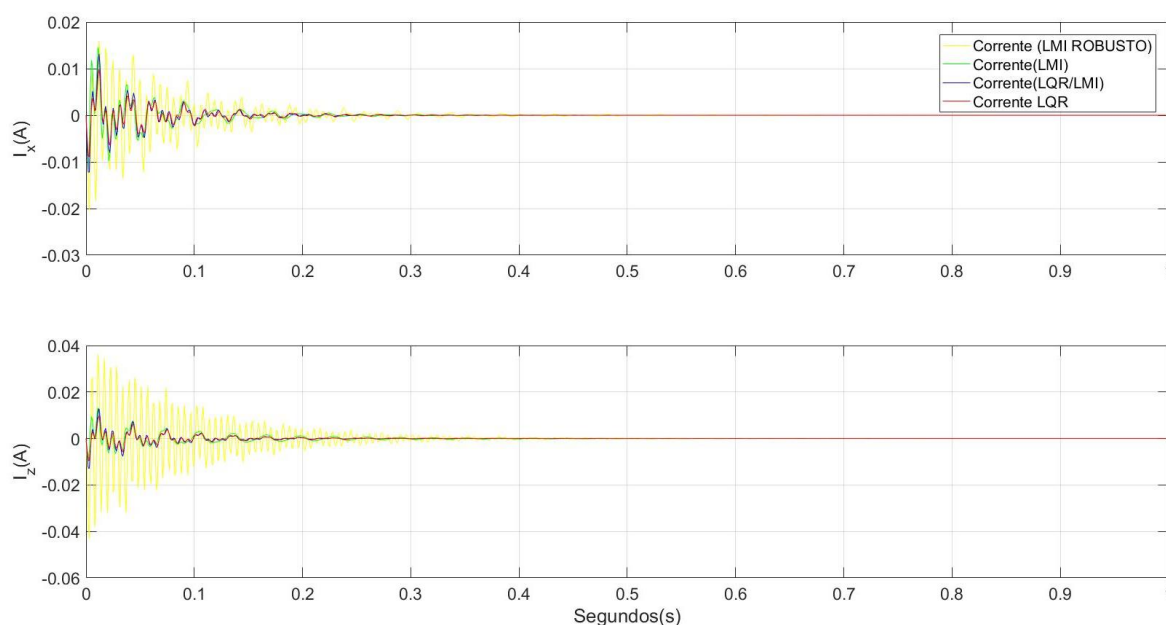
Figura 16 – Deslocamento em x e z para o teste de impulso no nó 42.



Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 17, pode-se ver a corrente utilizada pelos atuadores para cada tipo de controlador durante o teste de impulso e novamente nota-se a tendência do controlador LMI ROBUSTO apresentar um pior resultado na atenuação do deslocamento do rotor e um gasto de energia maior que os outros controladores. Após analisar as respostas, fica evidente que os controladores LQR e LQR resolvido via LMI foram os que obtiveram melhores resultados para este tipo de teste, já que os mesmos tiveram uma boa atenuação no deslocamento consumindo níveis de correntes abaixo dos demais controladores.

Figura 17 – Corrente utilizada pelos atuadores para cada técnica de controle.



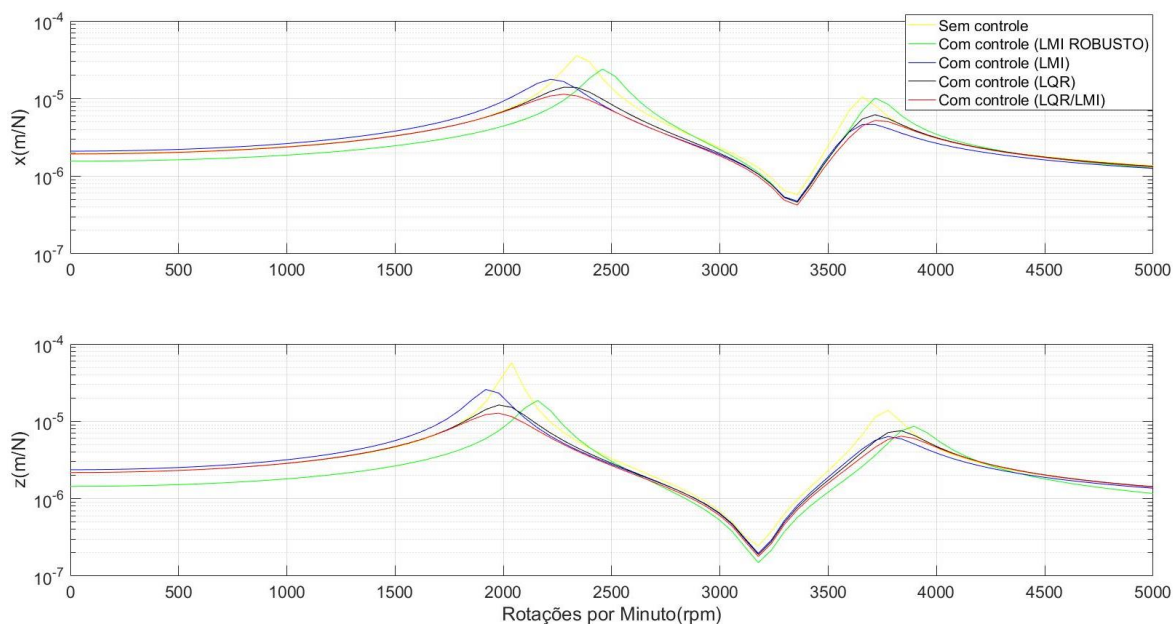
Fonte: Autoria própria.

4.3 Análise da função resposta em frequência

A função resposta em frequência (FRF) é obtida quando divide-se a saída do sistema pela entrada, desde que ambas estejam no domínio da frequência, essa divisão proporciona uma melhor compreensão do comportamento global do sistema, pois ela elimina as possíveis influências da entrada que poderiam mascarar o resultado caso fosse analisado com relação apenas a saída do sistema, o principal motivo de

realizar esse tipo de análise é que ela evidencia as frequências naturais e seus respectivos picos de amplitude, ver figura 18.

Figura 18 – Função resposta em frequência do sistema.



Fonte: Autoria Própria.

Na Figura 18 é mostrada a função resposta em frequência obtida do sistema e analisada para ambos os eixos (x e z). Nela observa-se que existe a atenuação da amplitude nos picos da FRF e isso ocorre nos dois modos de vibração analisados. Também é mostrado o vale onde o rotor sofre a menor amplitude de vibração.

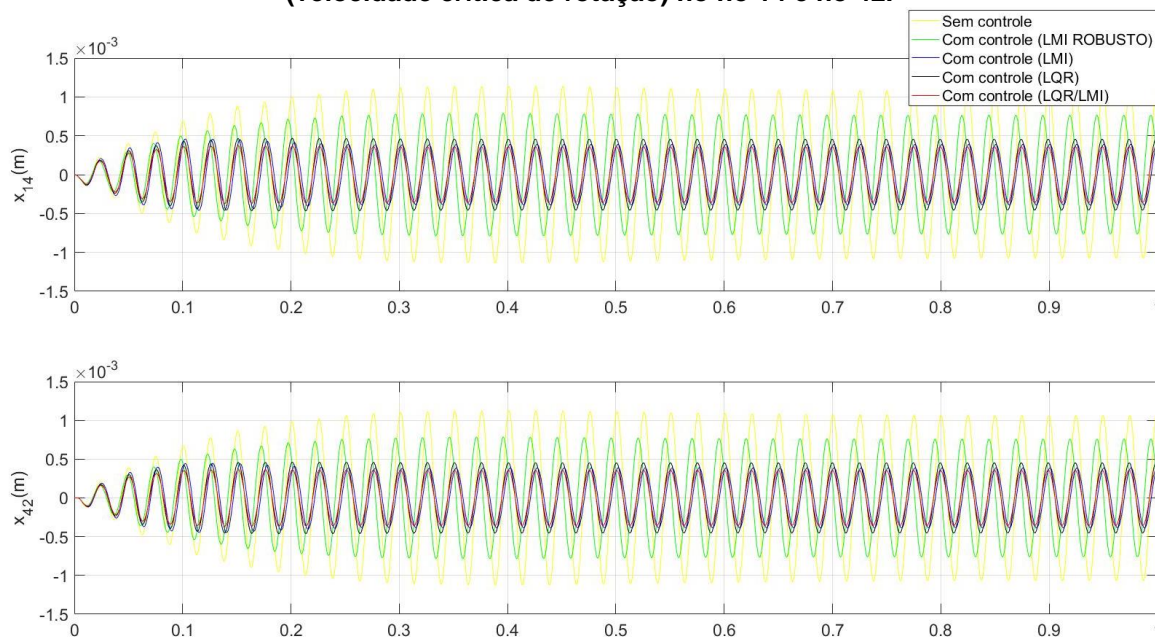
Analisando os resultados da Figura 18, observa-se que houve sim uma redução nos picos de amplitude comparando o sistema sem controle com o controlado, entretanto os tipos de controle LMI e LMI ROBUSTO não se saíram tão bem quanto os outros controladores testados.

4.4 Análise em regime permanente

A análise em regime permanente tem como objetivo mostrar o comportamento da amplitude de deslocamento causada pela vibração no rotor a uma velocidade de rotação constante, neste caso em especial foram escolhidas as

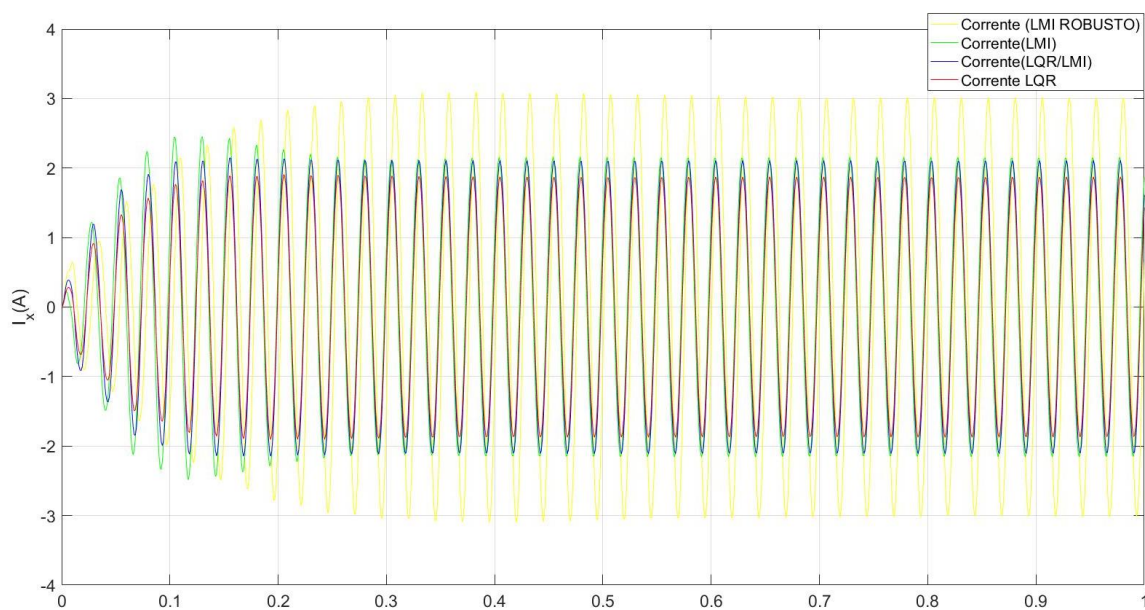
velocidades de rotação de 2408 e 2070 rpm, pois as mesmas proporcionam respectivamente deslocamentos elevados para o eixo x e eixo z . Os deslocamentos no nó 14 e nó 42 podem ser vistos nas Figura 19 e Figura 21.

Figura 19 – Deslocamento no eixo x em regime permanente na velocidade de 2408 rpm (velocidade crítica de rotação) no nó 14 e nó 42.



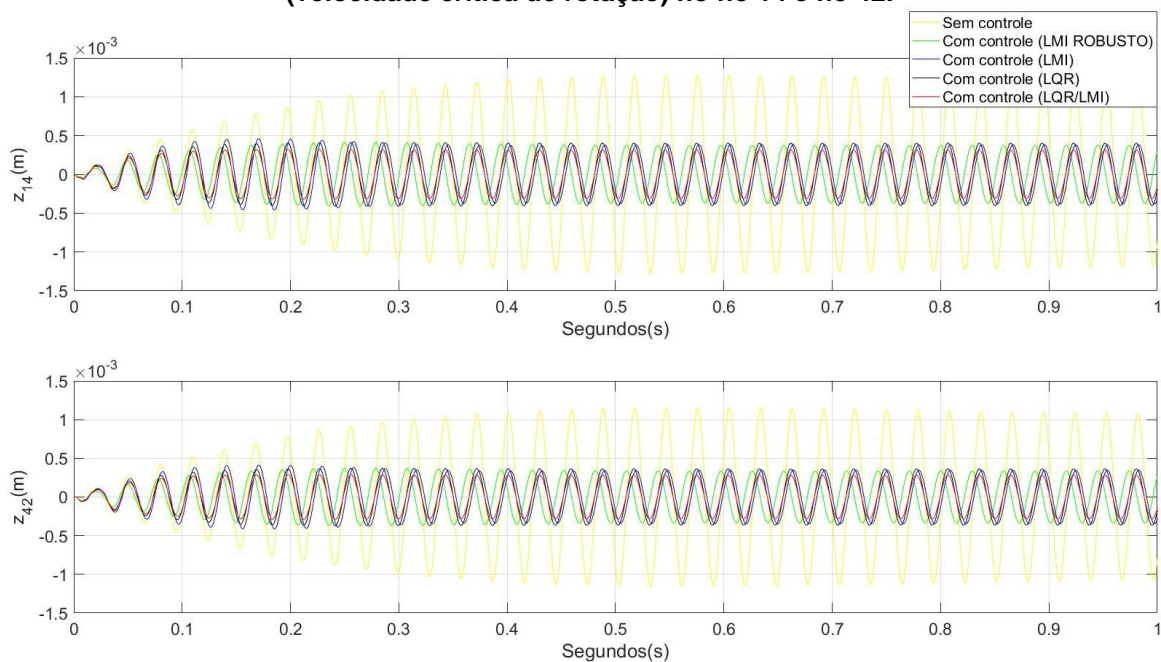
Fonte: Autoria própria.

Figura 20 – Corrente consumida pelos atuadores situados no eixo x a 2408 rpm.



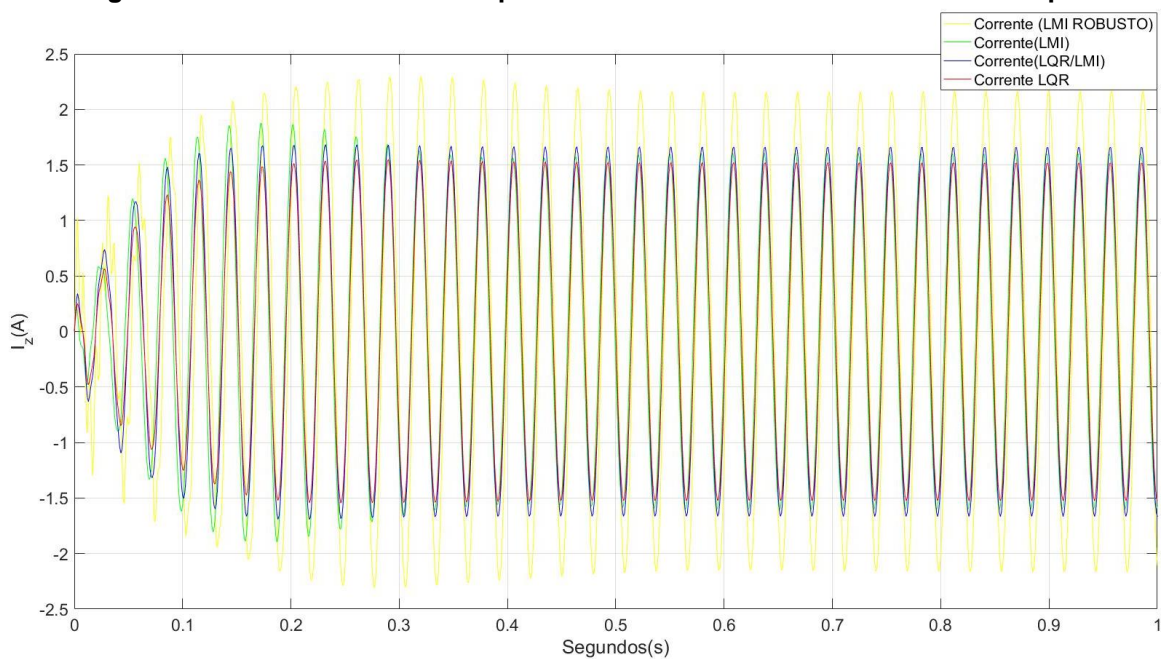
Fonte: Autoria própria.

Figura 21 – Deslocamento no eixo z em regime permanente na velocidade de 2070 rpm (velocidade crítica de rotação) no nó 14 e nó 42.



Fonte: Autoria própria.

Figura 22 – Corrente consumida pelos atuadores situados no eixo z a 2070 rpm.



Fonte: Autoria própria.

Para ambas as velocidades de rotação (velocidades críticas), é possível ver que houveram atenuações significativas em regime permanente. Pode-se notar que a 2408 rpm no nó 14, por exemplo, houveram reduções de amplitude de 57% para

o controle LQR, 66% para o controle LQR resolvido via LMI, 58% para o controle LMI e 28% para o controle LMI com adição de incertezas politópicas. Ver Figura 19.

Ao analisar os gráficos das Figuras 20 e 22, nota-se que mesmo com atuações semelhantes fornecidas para o sistema pelas diferentes técnicas de controle, o gasto de energia necessário utilizando o controle LQR e LQR resolvido via LMI é significativamente menor do que as demais técnicas de controle testadas.

4.5 Algoritmo genético

No presente trabalho, foi desenvolvido um método utilizando algoritmos genéticos para extrair características físicas do modelo real a partir de sua função resposta em frequência, tais como amortecimento e rigidez dos mancais.

Este passo é importante, pois ao finalizar a construção da bancada, poderá ser extraído tais características físicas para realimentar o modelo computacional, reduzindo o erro presente na análise atual.

Para testar o método desenvolvido, foi utilizado a função resposta em frequência obtida do modelo computacional simulando a curva que seria coletada experimentalmente e a partir dela espera-se encontrar por meio do método as características físicas de amortecimento e rigidez expostas anteriormente na Tabela 2, demonstrando portanto sua eficácia.

Parâmetros utilizados no algoritmo genético:

- **Tamanho da população:** 100 indivíduos;
- **Número de gerações:** 100 gerações;
- **Tipo seleção de indivíduos para reprodução:** Torneio;
- **Tipo de mutação:** Adaptável factível;
- **Opção de crossover:** Heurístico;
- **Ratio:** 0,8.

O resultado é evidenciado na Tabela 4.

Na Figura 23, nota-se a variação entre a curva tomada como sendo a experimental e a criada inserindo os valores obtidos, isto ocorre devido ao erro do

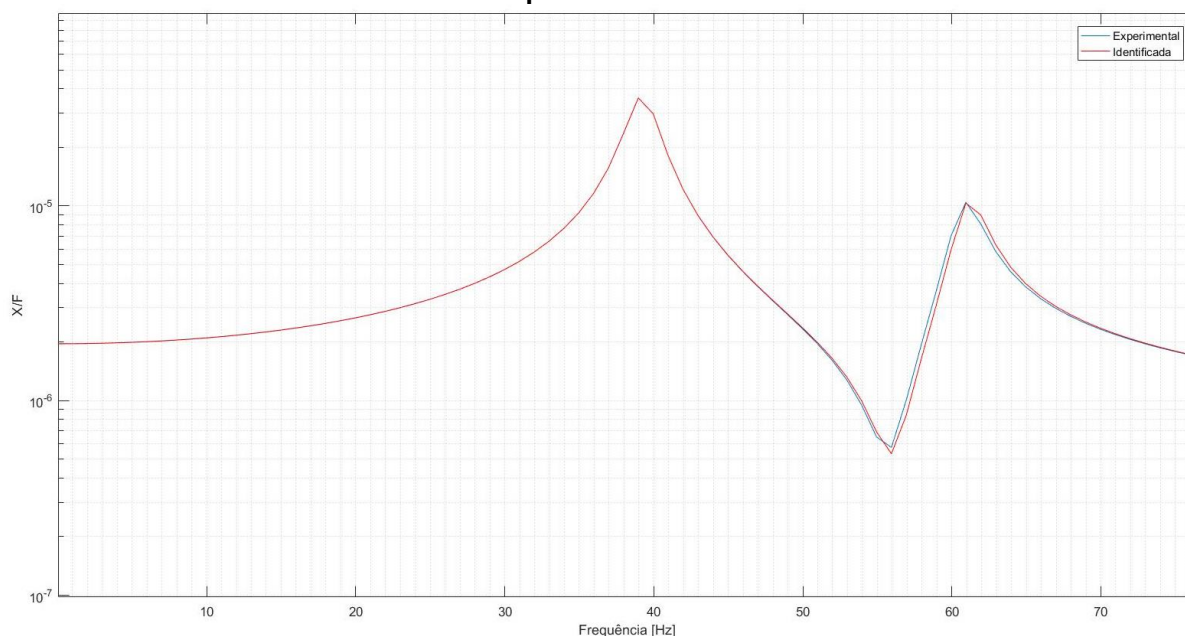
método, erro este que pode ser diminuído reajustando os parâmetros como, por exemplo, elevando o número de gerações, porém tal medida demanda de maior capacidade computacional.

Tabela 4 – Resultados obtidos após o teste da utilização do algoritmo genético para identificação dos parâmetros de massa e rigidez dos mancais.

	Mancal 1				Mancal 2			
	Kx Rigidez em x	Kz Rigidez em z	Cx Amortecimento em x	Cz Amortecimento em z	Kx Rigidez em x	Kz Rigidez em z	Cx Amortecimento em x	Cz Amortecimento em z
Dados de entrada da curva que simulará no teste a curva "experimental"	7,73E+05	1,13E+06	5,79	1,26E+01	5,51E+08	7,34E+08	9,70E+01	7,79E+01
Limite inferior considerado no Algoritmo Genético	1,00E+05	1,00E+05	0	0	5,00E+07	5,00E+07	5,00E+01	5,00E+01
Limite superior considerado no Algoritmo Genético	1,00E+07	1,00E+07	5,00E+01	5,00E+01	5,00E+09	5,00E+09	1,50E+02	1,50E+02
Resultado	7,87E+05	3,18E+06	7,10E-03	7,88E+00	3,55E+09	1,07E+09	1,04E+02	9,11E+01

Fonte: autoria própria.

Figura 23 - diferença entre a curva utilizada como sendo a experimental e a curva identificada pelo método.

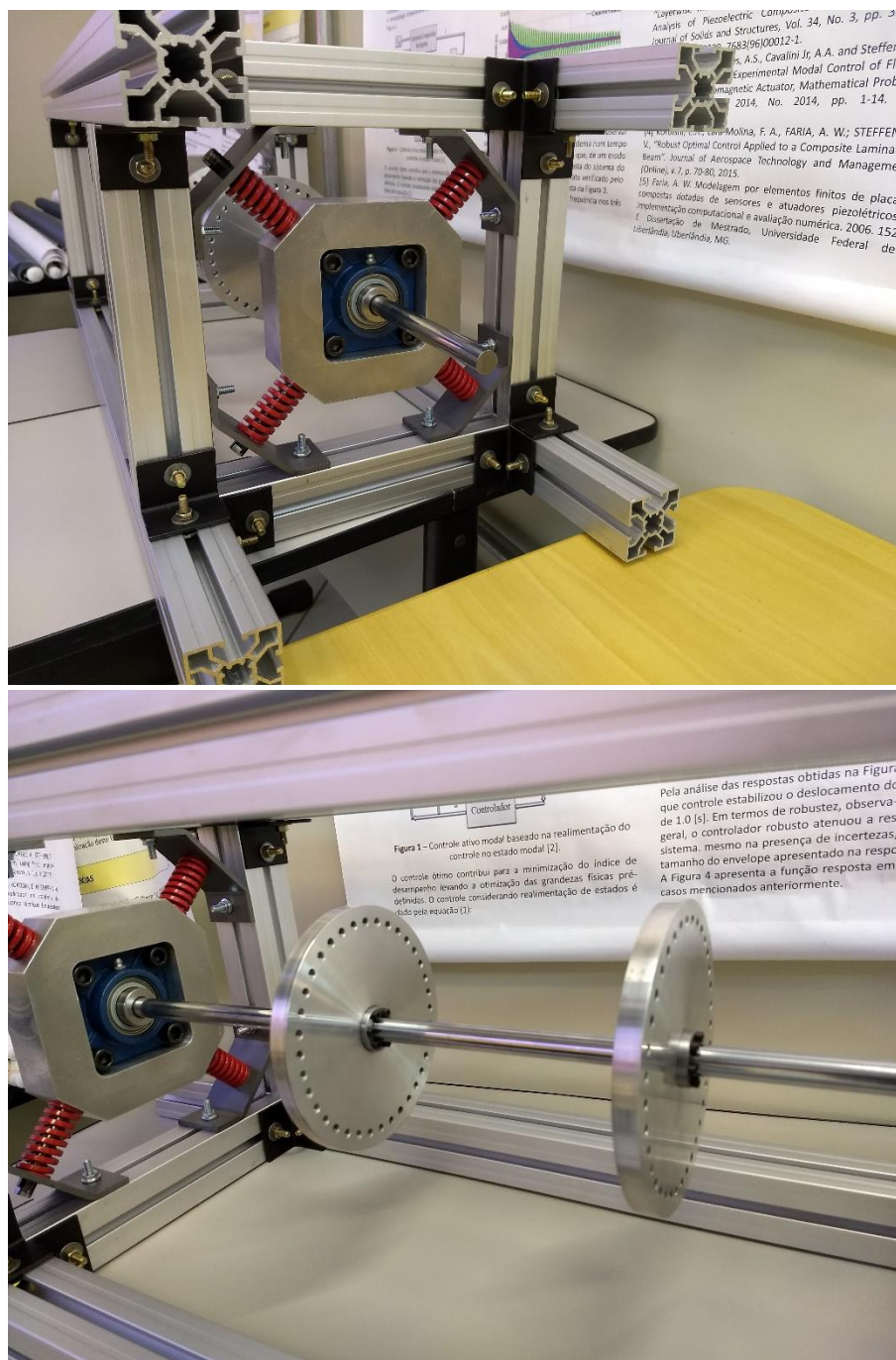


Fonte: autoria própria.

4.6 Construção da bancada

Para dar início a construção da bancada no presente trabalho, foi montado todo o conjunto, porém sem os atuadores. O resultado da montagem pode ser visto na Figuras 24.

Figura 24 – Bancada de teste montada sem os atuadores.



Fonte: autoria própria

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho a força eletromagnética fornecida pelos atuadores foi linearizada, proporcionando um resultado estimado e válido apenas para o ponto de operação, este caminho foi escolhido para viabilizar as técnicas de controle propostas.

Para analisar a eficiência do método, realizou-se quatro testes diferentes para comparar o sistema sem controle com o sistema controlado, os testes propostos foram: teste de *run-up*, resposta ao impulso, análise da função resposta em frequência e análise em regime permanente. Em todos os testes, os controles LQR e LQR resolvido via LMI apresentaram não só uma maior atenuação, mas também um menor gasto de energia, evidenciando desta forma uma eficiência acima das demais técnicas testadas.

A técnica de controle que apresentou maior gasto de energia em todas as situações foi LMI com inserção de incertezas politópicas, apresentada no corpo do trabalho como LMI ROBUSTO. Com o objetivo de ter em mãos um controle mais robusto, percebe-se que sua eficiência foi reduzida.

Com relação ao projeto e início da construção da bancada, considera-se que houve êxito, cumprindo com o que foi estabelecido previamente como meta junto ao orientador, visando principalmente a continuidade dos estudos de controle ativo aplicado a rotores flexíveis em ambiente experimental.

Por sua vez, o método apresentado para estimar características físicas de amortecimento e rigidez dos mancais, o qual utiliza algoritmos genéticos, apresentou bons resultados ao ser utilizado para estimar parâmetros conhecidos da função resposta em frequência obtida no modelo computacional. Este resultado é importante, pois viabiliza obtenção destes parâmetros no modelo real.

A continuidade natural da pesquisa é a inserção dos atuadores no modelo real, seguindo o projeto apresentado no presente trabalho, também obtenção dos parâmetros de massa e rigidez nos mancais da bancada utilizando o método exposto na seção anterior, permitindo, assim, o ajuste fino do modelo computacional e validação do mesmo.

Com o modelo validado, o nível de confiabilidade seria superior ao das análises expostas no presente trabalho, possibilitando maior aprofundamento na pesquisa.

6 REFERÊNCIAS

FLIMEL, Marián; DUPLÁKOVÁ, Darina. **Ergonomic rationalization of transmitted vibration to hands of the workers.** *Journal Of Vibration And Control*. p. 517-525. 16 jun. 2017.

BORGES, Adriano Silva. **Controle Modal de Rotores Com Mancais Magnéticos: Projeto Robusto.** 2016. 173 f. Tese de Doutorado - Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

SIMÕES, R.C.; **Controle Modal Ótimo de um Rotor Flexível utilizando Atuadores Piezelétricos do Tipo Pilha.** 2006. 133p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG

KOROISHI, E. H.; STEFFEN JR, V. **Active Vibration Control Using Electromagnetic Actuator: A simple Model Approach.** 10a Conferencia Brasileira de Dinâmica, Controle e Aplicações, 2011.

KOROISHI, E. H. **Controle de vibrações em Máquinas Rotativas utilizando Atuadores Eletromagnéticos.** 2013. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

KOROISHI, Edson Hideki et al. **Numerical and Experimental Modal Control of Flexible Rotor Using Electromagnetic Actuator.** Hindawi Publishing Corporation: Mathematical Problems in Engineering. Uberlândia, p. 1-14. abr. 2014.

ASSUNÇÃO, Evaldo; TEIXEIRA, Marcelo Carvalho Minhoto. **Projeto De Sistemas De Controle Via LMIs Usando O Matlab.** Curso, Ilha Solteira p.1-19.

KANASHIRO, R. O. **Modelagem estocástica e validação experimental de uma viga Euler-Bernoulli.** 2017. 86 f. Dissertação de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2017.

TORABI, K.; SHARIATI-NIA, M.; HEIDARI-RARANI, M. **Experimental and theoretical investigation on transverse vibration of delaminated cross-ply composite beams.** *International Journal Of Mechanical Sciences*. Irã, p. 1-11. jun. 2016.

TREVILATO, Thales Renato Bertolazzo. **Controle Ativo de Estruturas Compósitas Inteligentes na Presença de Incertezas**. 2017. 81 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2012.

ERKUS, B., Y. J. LEE. **Linear Matrix Inequalities and Matlab LMI Toolbox**. University of Southern California Group Meeting Report. Los Angeles, California. 2004.

LUCAS, D.C. **Algoritmos Genéticos: Uma Introdução**. UFRGS, 2002

MORAIS, T. S., STEFFEN JR, V., MAHFOUD, J, DER HAGOPIAN,J., **Monitoring Cracked Shaft by Using Active Electro-Magnetic Actuator – Numerical Simulation**. Proceedings of 20th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2009.

MORAIS, T. S., STEFFEN JR, V., MAHFOUD, J, **Control of the breathing mechanism of a cracked rotor by using electromagnetic actuator:numerical study**, Latin American Journal of Solids and Structures, vol.9, pp.581–596, 2012.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**.4 ed., São Paulo: Pearson, 2009. p. 1-11.

ROCHA, Téo L. da. **Modelagem de Estruturas Inteligentes**. 2004. 123 f. Dissertação de Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira.

BERTHIER, P., FERRARIS, G., DER HAGOPIAN et LALANNE, M., **Aplication d'une Méthode Pseudo-Modale à la Determination du Comportament Dynamique de Monorotors et Multirotors Coaxiaux**, in PROCEEDINGS OF 7th WORLD IFToMM CONGRESS, 1987, Pergamon Press.

SOUZA, Júlio César Silva de. **Caracterização Experimental e Modelagem de Estruturas usando Materiais Viscoelásticos para o Controle Passivo de Vibrações**. 2015. 134 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.

LEITE, K. de S. **Estudo de um sistema de nível com dois tanques interligados sujeito a perturbações utilizando desigualdades matriciais lineares**. 2012. 118 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza.

DAS, A.s.; DUTT, J.k.; RAY, K.. **Active control of coupled flexural-torsional vibration in a flexible rotor-bearing system using electromagnetic actuator.** Elsevier: International Journal of Non-Linear Mechanics. India, p. 1093-1109. abr. 2011.

LARSONNER, R. **Principal of Active Magnetic Suspension.** In: MAGNETIC BEARING THEORY, DESIGN, AND APPLICATION TO ROTATING MACHINERY. Springer, 2009, p. 27-67.

FURTADO, R. M. **Desenvolvimento de um Atuador Magnético para Excitação sem Contato de Sistemas Rotativos.** Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008.113p.

BUENO, Douglas Domingos. **Controle Ativo de Vibrações e Localização Ótima de Sensores e Atuadores Piezelétricos.** 2007. 230 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira.

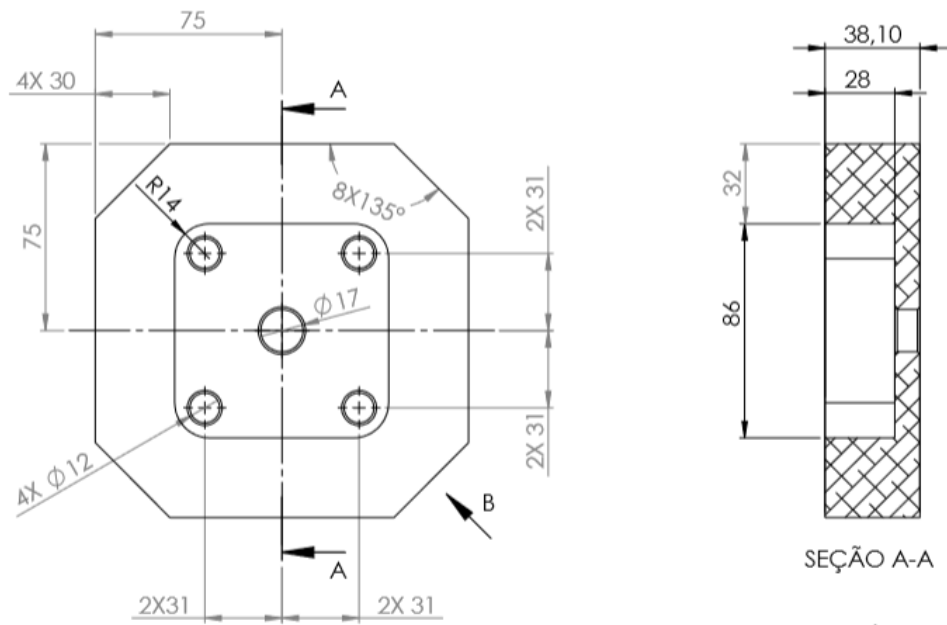
AGUIRRE, Luis Antonio et al (Ed.). **Enciclopédia de Automática: Controle & Automação.** São Paulo: Editora Blucher, 2007. 450 p. Volume 1.

NEKOOEI, E.; BADJANI, S.m. Mousavi; PAHLAVANI, M.r. Alizadeh. **LQR optimum control for wind energy conversion system.** Advances In Environmental Biology. p.2564+. ago. 2012

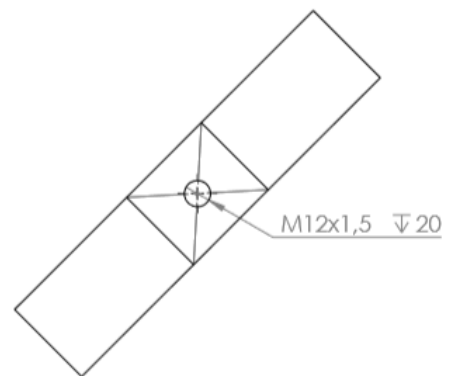
OGATA, K. **Engenharia de controle moderno** – 4 ed. – São Paulo: Prentice Hall, 2003.

APÊNDICE A – DIMENSÕES DOS COMPONENTES DA BANCADA

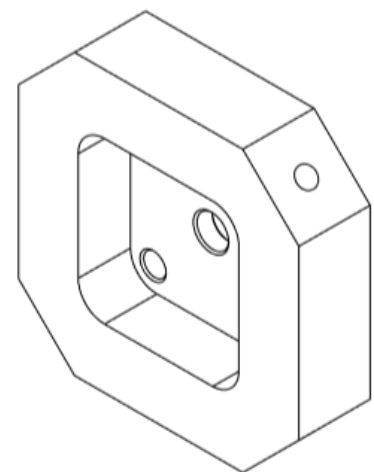
Capa Do Mancal De Rolamento Comum



SEÇÃO A-A

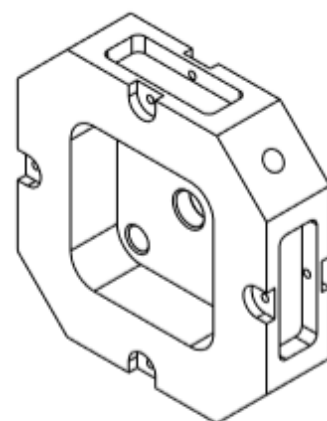
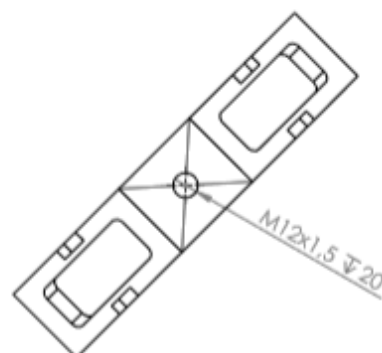
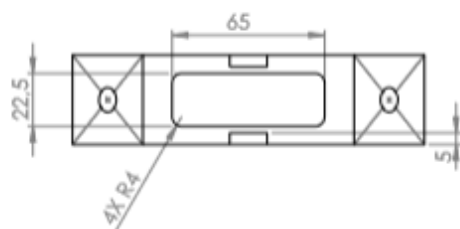
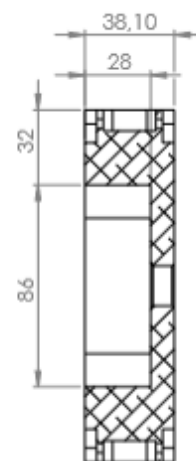
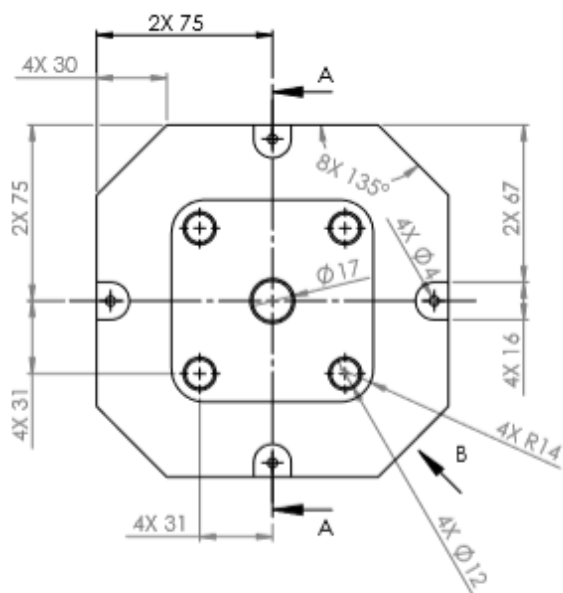


EXIBIR B

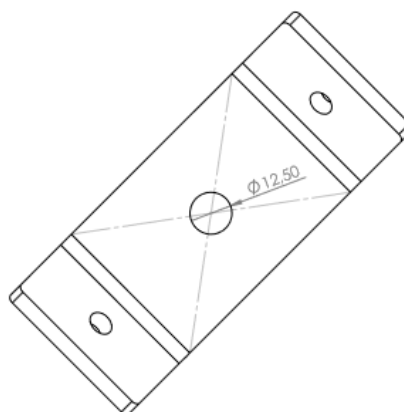
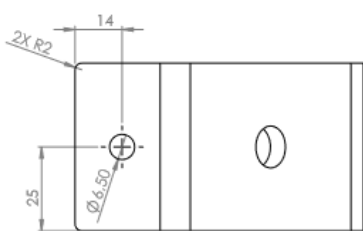
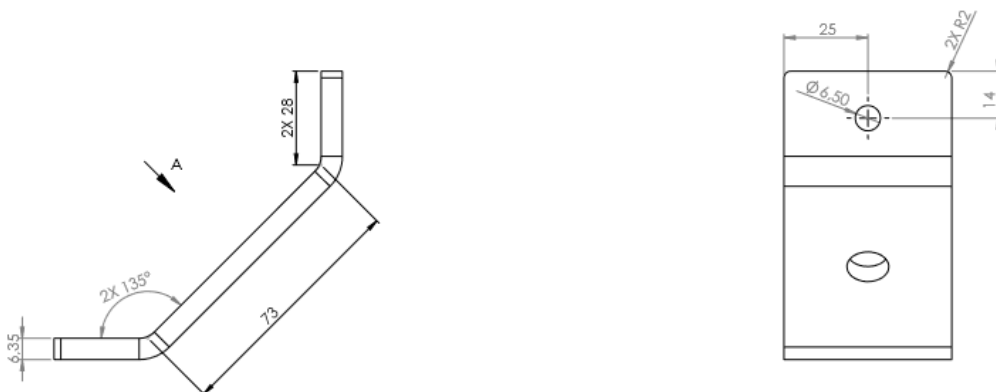


VISTA ISOMÉTRICA

Capa Do Mancal Híbrido

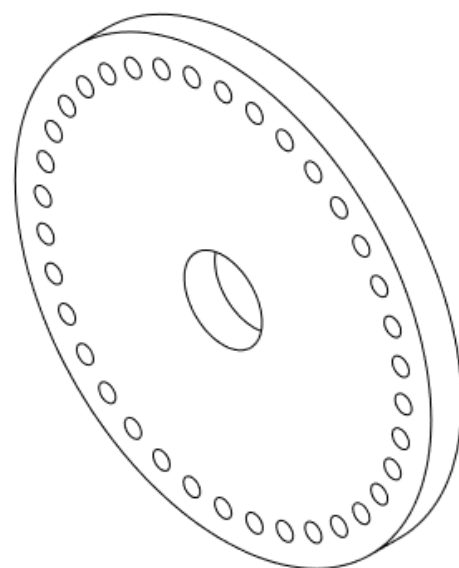
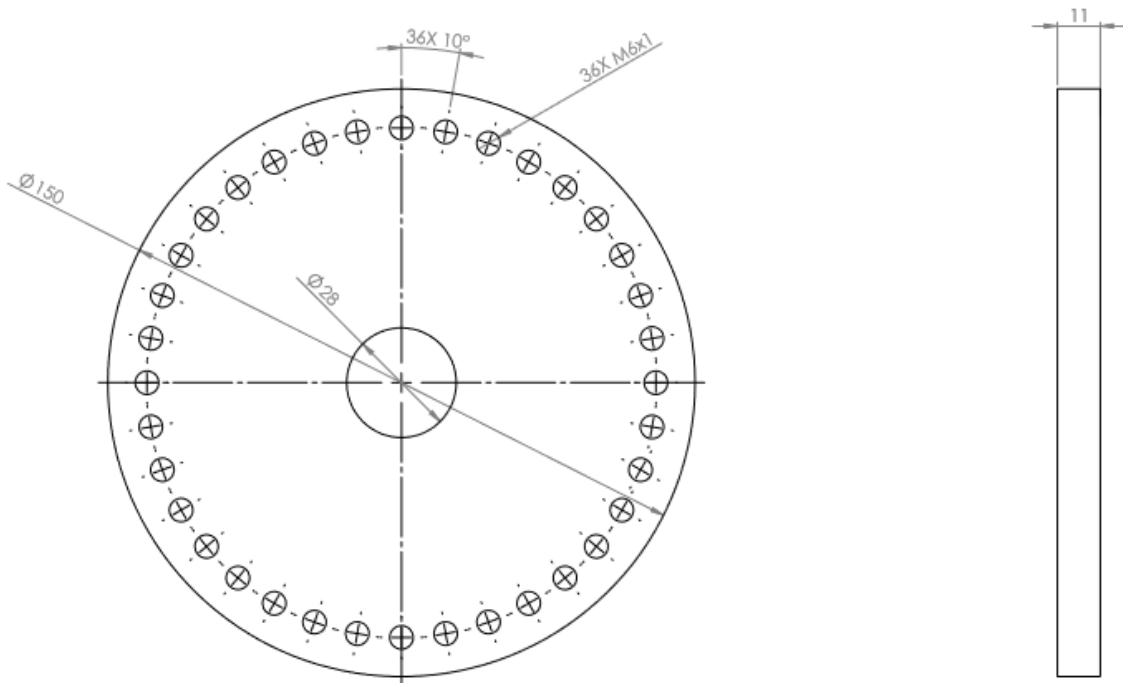


Suporte da Mola



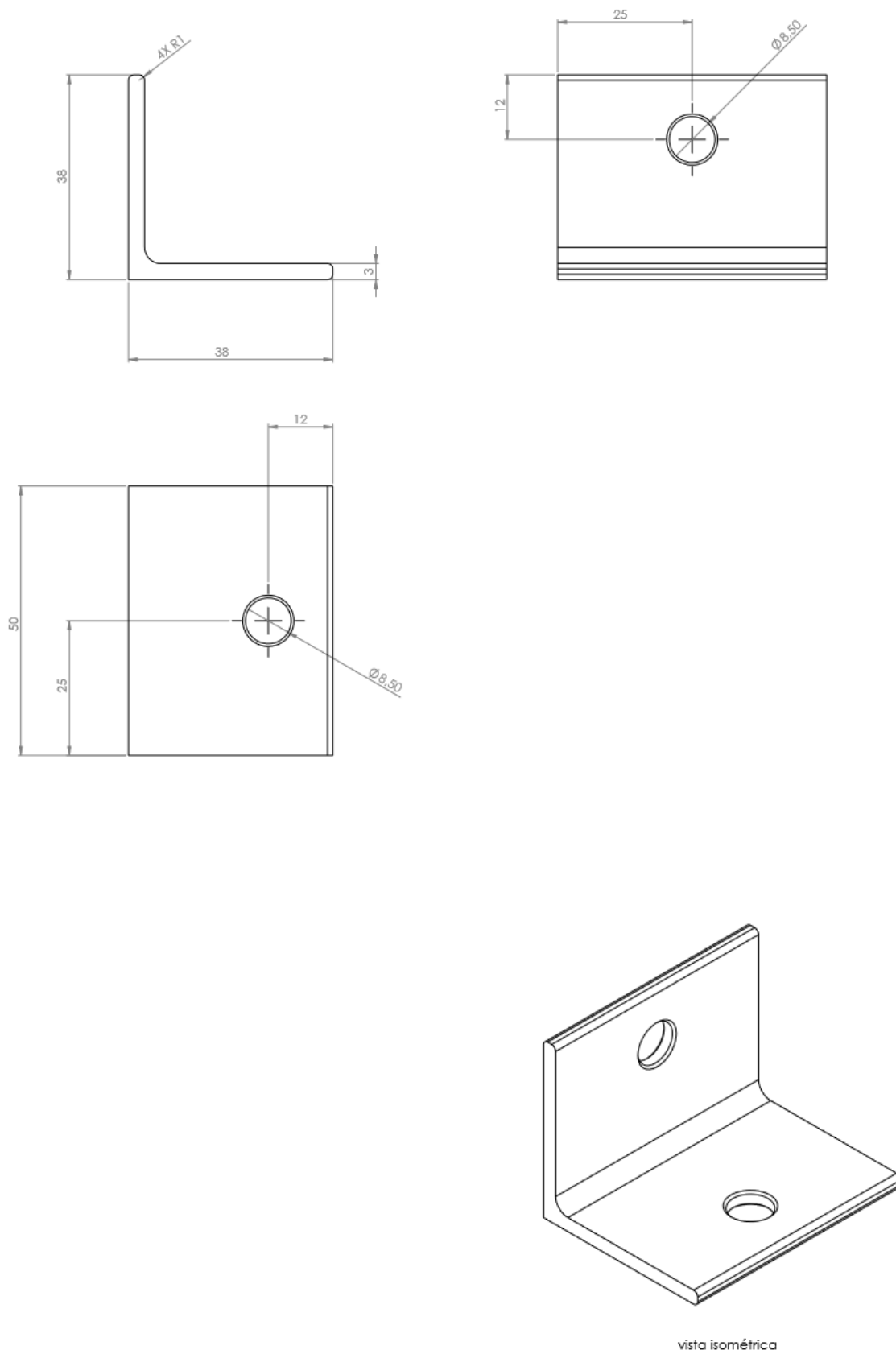
VISTA A

Disco de Aluminio

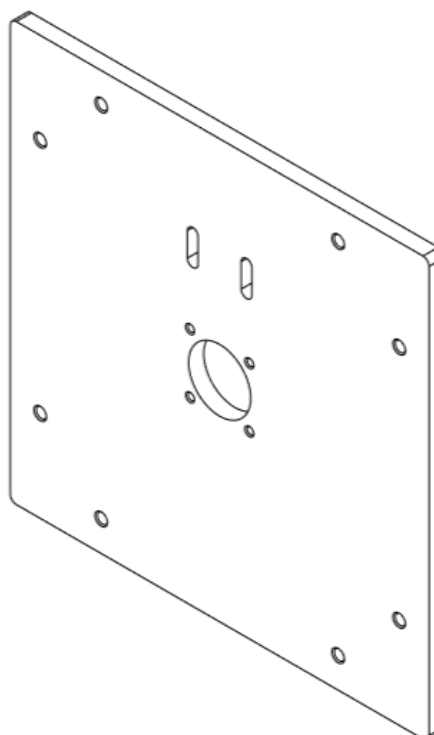
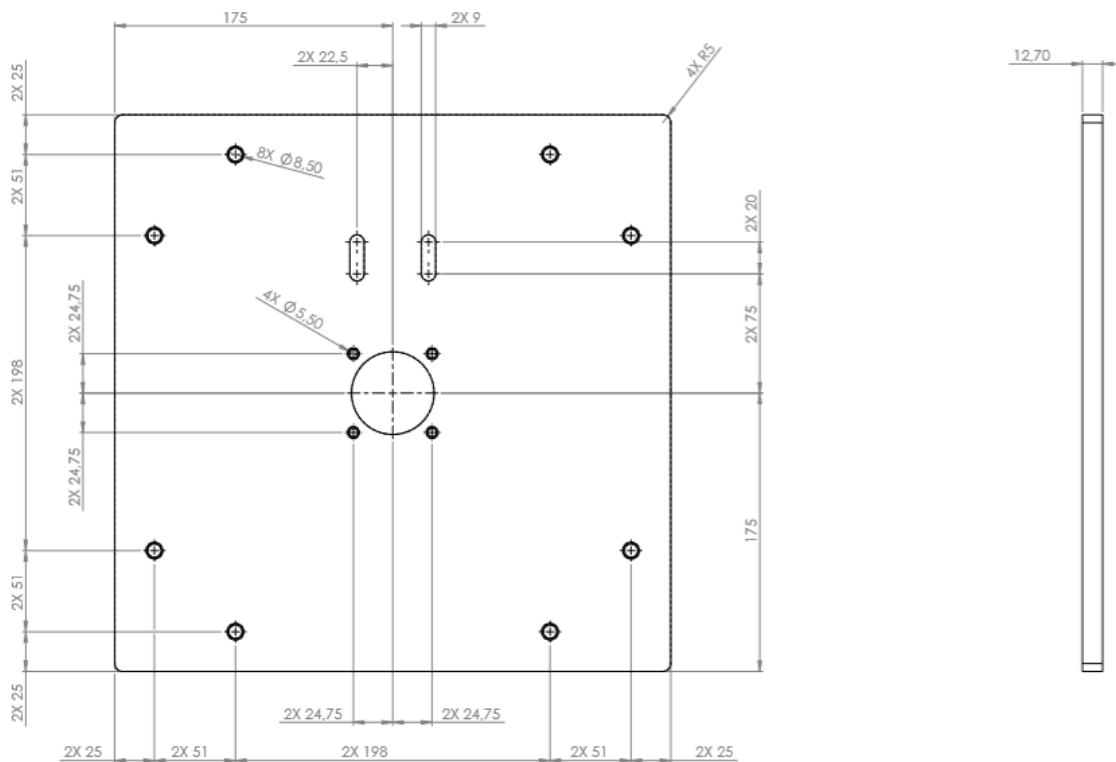


vista isométrica

Cantoneira

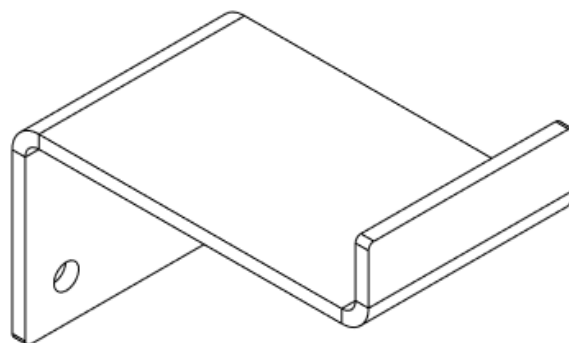
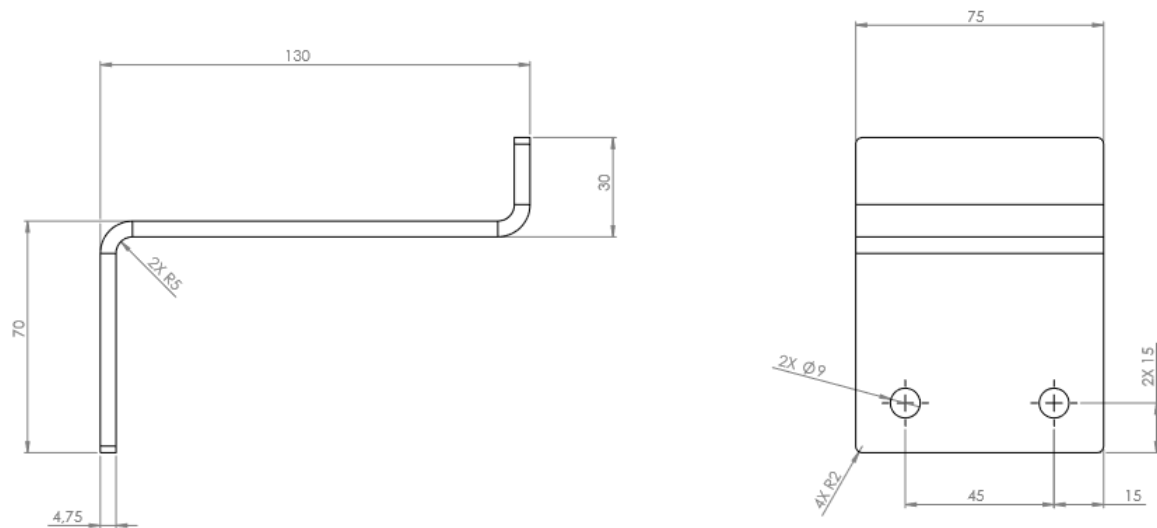


Placa Fechamento Traseiro



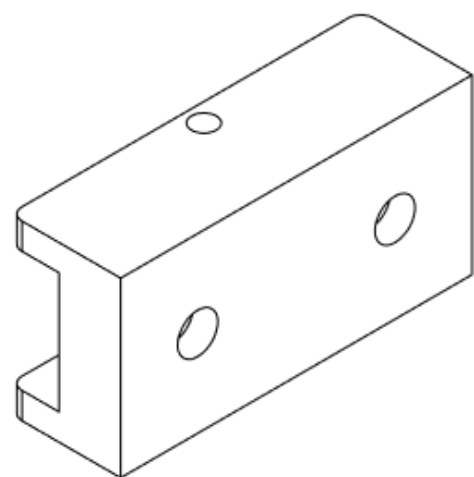
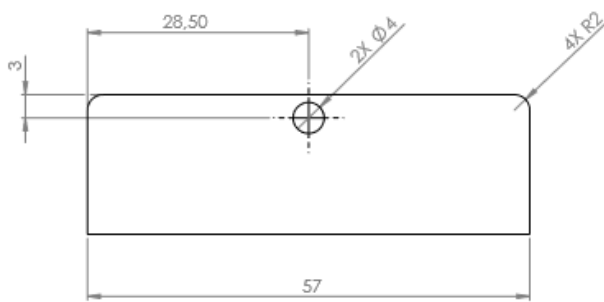
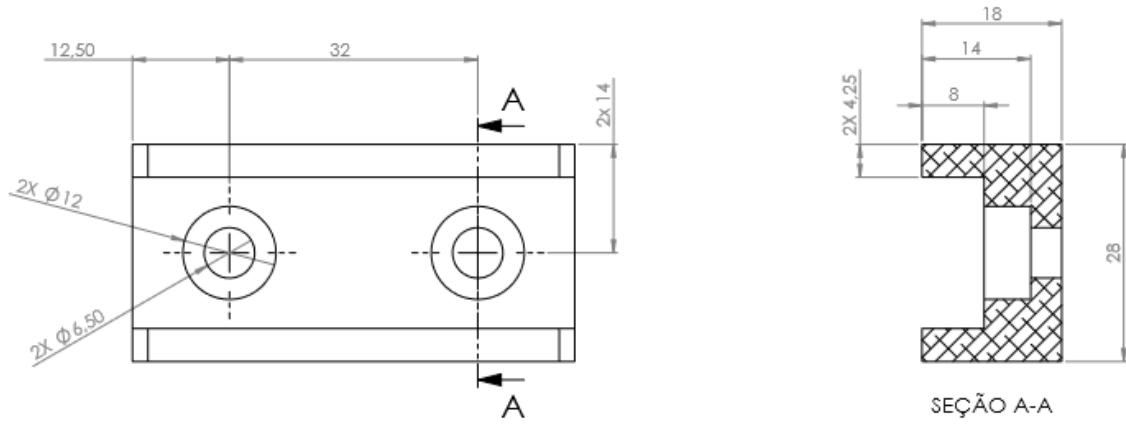
VISTA ISOMÉTRICA

Suporte Auxiliar do Motor



VISTA ISOMÉTRICA

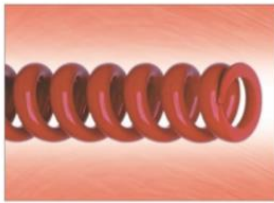
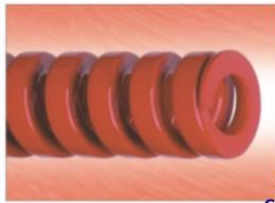
Suporte do Atuador E



VISTA ISOMÉTRICA

Mola de Compressão

Mola MDL para Carga Pesada 9-1608-26

MDL		Molas para Cargas Pesadas Cor: vermelha				9-DDL0L0-26			
									
Ø do furo mm	Ø do pino mm	Comp. livre mm	Número de catálogo	Constante elástica daN para comprimir 1 mm	Tabela de cargas				
					Curso máximo de trabalho (30% de LO)		Compressão total		
D	d	LO			Carga daN	Curso mm	Carga daN	Curso mm	
25	12,5	32	9-1605-26	27,6	265	9,6	290	10,5	
		38	9-1606-26	22	242	11	286	13	
		44	9-1607-26	18,4	239	13	285	15,5	
		51	9-1608-26	15,7	236	15	283	18	
		64	9-1610-26	12,2	232	19	275	22,5	
		76	9-1612-26	10	230	23	275	27,5	
		89	9-1614-26	8,4	227	27	275	32,5	
		102	9-1616-26	7,4	229	31	275	37,5	
		115	9-1618-26	6,5	228	35	275	42,7	
		127	9-1620-26	5,8	220	38	273	47	
		140	9-1622-26	5,2	218	42	270	52	
		152	9-1624-26	4,8	221	46	273	57,5	
		178	9-1628-26	4,1	217	53	273	68	
		203	9-1632-26	3,59	219	61	273	77	
		305	9-1648-26	2,42	220	91	273	115	

Mola MDL Carga Pesada 9-1608-26

Diâmetros de 10 a 16 mm arame de secção redonda

Ø do furo mm	Ø do pino mm	Comp. livre mm	Número de catálogo	Constante elástica daN para comprimir 1 mm	Tabela de cargas			
					Curso máximo de trabalho (30% de LO)		Compressão total	
D	d	LO			Carga daN	Curso mm	Carga daN	Curso mm
		25	9-0604-26	2,13	16	7,5	19	8,9
		32	9-0605-26	1,64	15,5	9,6	19	11,7
		38	9-0606-26	1,33	14,5	11	18,5	14

