

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO RANIERI SIRENA ALPINO
LUCAS PEREIRA PIEDADE

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA O DIAGNÓSTICO
DE DEFEITOS EM REDUTORES UTILIZANDO ANÁLISE DE
VIBRAÇÕES**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016

BRUNO RANIERI SIRENA ALPINO
LUCAS PEREIRA PIEDADE

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA O DIAGNÓSTICO
DE DEFEITOS EM REDUTORES UTILIZANDO ANÁLISE DE
VIBRAÇÕES**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso Superior de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico da Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Adriano Silva Borges

Co-orientador: Prof. Dr. Adailton Silva Borges

CORNÉLIO PROCÓPIO

2016



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



FOLHA DE APROVAÇÃO

Bruno Ranieri Sirena Alpino

Projeto de uma Bancada Didática para o Diagnóstico de Defeitos em Redutores utilizando Análise de Vibrações

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 14:00hs do dia 23/11/2016 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(a). Dr(a). Adriano Silva Borges - Presidente (Orientador)

Prof(a). Dr(a). Adailton Silva Borges - (Coorientador)

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

Prof(a). Me(a). Conrado Di Raimo - (Membro)

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.



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



FOLHA DE APROVAÇÃO

Lucas Pereira Piedade

Projeto de uma Bancada Didática para o Diagnóstico de Defeitos em Redutores utilizando Análise de Vibrações

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 14:00hs do dia 23/11/2016 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(a). Dr(a). Adriano Silva Borges - Presidente (Orientador)

Prof(a). Dr(a). Adailton Silva Borges - (Coorientador)

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

Prof(a). Me(a). Conrado Di Raimo - (Membro)

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter nos dado saúde e força para superar as dificuldades.

Nosso orientador, Adriano, pelo suporte em meio a tantos compromissos.

Nossos pais, irmãos e familiares, pelo amor, incentivo e apoio incondicional.

Aos amigos da República Mansão, que mesmo com a imensa quebradeira nunca faltaram com a parceria. Não poderíamos deixar passar em branco os colegas do Coffee Break pelos inesquecíveis momentos, sem eles esse trabalho não teria passado da introdução. Um abraço especial a Dona Cida, pelos anos em que a carregamos pelos vales das sombras da engenharia.

A todos que direta ou indiretamente fizeram parte de nossa formação, o nosso muito obrigado e um efusivo abraço.

RESUMO

ALPINO, Bruno R. S.; PIEDADE, Lucas P. **Projeto de uma bancada didática para o diagnóstico de defeitos em redutores utilizando análise de vibrações**. 2016. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento Acadêmico da Mecânica, UTFPR, Cornélio Procopio, 2016.

O trabalho em questão apresenta o projeto e simulação de uma bancada didática para o diagnóstico de defeitos em redutores utilizando análise de vibrações. A bancada foi projetada com o objetivo de simular diferentes tipos de defeitos de engrenagem em redutores de velocidade. Para tanto, foi utilizado um motor elétrico acoplado a um redutor de engrenagens sujeito a uma carga de trabalho fixa, onde conjuntos da coroa do redutor (eixo, rolamentos e engrenagem defeituosa) devem ser substituídos para cada análise e coleta de dados. O trabalho apresenta o projeto detalhado da bancada e análise de frequência em software, realizado para validar a utilização da bancada.

Palavras Chave: Redutor. Bancada didática. Projeto. Método dos elementos finitos (MEF). Análise de vibrações.

ABSTRACT

ALPINO, Bruno R. S.; PIEDADE, Lucas P. **Project of a didactic workbench for the diagnosis of defects in reducers using vibration analysis**. 2016. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento Acadêmico da Mecânica, UTFPR, Cornélio Procopio, 2016.

This work presents the project and simulation of a didactic workbench for the diagnosis of defects in reducers using vibration analysis. The workbench was designed in order to simulate different gear defects in speed reducers. Therefore, was used an electric motor coupled to a gear reducer subject to a fixed workload where gear crown sets (shaft, bearings and defective gear) must be replaced for each analysis and data collection. The paper presents the detailed project of a workbench and analysis of frequency done in software, performed to validate the use of the workbench.

Keywords: Reducers. Didactic workbench. Project. Finite Element Method (FEM). Vibration analysis.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	9
1.1. OBJETIVO GERAL	9
1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	10
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	11
2.1. MANUTENÇÃO PREDITIVA.....	11
2.2. ENGRENAGENS.....	11
2.3. REDUTOR DE VELOCIDADE	15
2.4. MOTOR ELÉTRICO	17
2.5. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.....	19
2.6. FREQUÊNCIA DE ENGRENAMENTO.....	20
2.7. DEFEITOS EM ENGRENAGENS.....	20
2.8. RESSONÂNCIA.....	23
2.9. ANÁLISE COMPUTACIONAL	24
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	25
3.1. DESCRIÇÃO DO PROJETO.....	25
3.2. ESCOLHA DO REDUTOR	25
3.3. SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO.....	26
3.4. ESTRUTURA DA BANCADA.....	29
3.5. ANÁLISE COMPUTACIONAL	31
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	39
5. CONCLUSÃO.....	45
REFERÊNCIAS.....	46
ANEXOS	48
APÊNDICES.....	55

1. INTRODUÇÃO

Através dos anos, a manutenção preditiva tem ajudado a melhorar a produtividade, a qualidade dos produtos, a rentabilidade e eficiência geral das fábricas. As empresas líderes ou de sucesso adotam, cada vez mais, técnicas preditivas e a prática da engenharia de manutenção. Segundo Scheffer e Girdhar (2004), esse método agora é visto como uma ferramenta de detecção e diagnóstico essencial que tem impacto na redução dos custos de manutenção e operacionais.

De acordo com Scheffer e Girdhar (2004), existem numerosas técnicas de manutenção preditiva. Dentre elas, o monitoramento de vibração aparece como o método mais eficaz para detectar defeitos em equipamentos rotativos como, por exemplo, os redutores de velocidade. Este método permite detectar rolamentos defeituosos, desbalanceamento ou desalinhamento de eixos, engrenagens gastas ou quebradas, entre outros defeitos.

Ainda para Scheffer e Girdhar (2004), o redutor é um sistema de transmissão muito utilizado pela a indústria em diversos segmentos. Trata-se, basicamente, de uma caixa de engrenagens, que submetida a constantes esforços mecânicos, podem apresentar problemas como: desgaste, trincas, quebra, entre outros. Conhecer a amplitude de vibração em determinadas frequências geradas pelos engrenamentos é primordial para análise e diagnóstico de sistemas de engrenagens.

O engenheiro mecânico deverá estar preparado para a realização de trabalhos como a análise de vibrações. Com isso, viu-se a necessidade de desenvolver uma bancada didática para o diagnóstico de defeitos em redutores utilizando análise de vibrações, possibilitando aos estudantes da UTFPR-CP a realização de futuras aulas práticas, visando maior aprendizado nesta área.

1.1. OBJETIVO GERAL

Elaborar uma bancada didática que seja possível fazer diagnóstico de defeitos em redutores utilizando análise de vibrações.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Fazer revisão bibliográfica relacionada à análise de vibrações e defeitos em engrenagens.
- Idealizar bancada que atenda as necessidades da atividade proposta.
- Projetar a bancada e seus componentes.
- Fazer um estudo de frequências da base.
- Analisar resultados obtidos e a viabilidade do projeto.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. MANUTENÇÃO PREDITIVA

Segundo Scheffer e Girdhar (2004), a manutenção preditiva é fundamental para a manutenção preventiva. Ela monitora as condições mecânicas e a eficiência de equipamentos a fim de prever possíveis falhas em componentes.

Scheffer e Girdhar (2004) consideram também a manutenção preditiva como um conjunto de ferramentas com o melhor custo benefício que permite conhecer as condições de funcionamento de uma máquina. Existem várias técnicas preditivas, dentre elas tem-se: Análise de vibração, análise de óleo e partículas, energia acústica (ultrassom), termografia, ferrografia, radiografia, inspeção visual entre outras técnicas.

Para muitos autores, a utilização dessas técnicas na engenharia é sempre comparada com técnicas utilizadas por médicos para fazer o diagnóstico em seus pacientes. Os médicos analisam os sintomas dos pacientes para descobrirem suas doenças e só assim indicar o tratamento correto. Não é muito diferente no caso da manutenção preditiva em máquinas e equipamentos. São utilizadas técnicas que detectam sintomas de defeitos no equipamento analisado e que auxiliam no diagnóstico do problema.

2.2. ENGRENAGENS

Para Melconian (2000), engrenagens são elementos de máquinas (rodas dentadas), utilizados para transmitir potência e movimento de rotação de um eixo motor para outro movido. São utilizadas tanto para eixos paralelos, reversos e concorrentes.

Segundo Melconian (2000), a relação de transmissão (i) é a medida da relação entre duas ou mais engrenagens interligadas. Ela é uma razão constante dada pela Equação 1.

$$i = \frac{d_{02}}{d_{01}} = \frac{Z_c}{Z_p} = \frac{f_c}{f_p} = \frac{\omega_c}{\omega_p} = \frac{n_c}{n_p} = \frac{M_{T2}}{M_{T1}} \quad (1)$$

Onde:

i = Relação de transmissão;

d_{01} = Diâmetro primitivo do pinhão;

d_{02} = Diâmetro primitivo da coroa;

Z_p = Número de dentes do pinhão;

Z_c = Número de dentes da coroa;

f_p = Frequência de rotação do pinhão;

f_c = Frequência de rotação da coroa;

ω_p = Velocidade angular do pinhão;

ω_c = Velocidade angular da coroa;

n_p = Rotação do pinhão;

n_c = Rotação da coroa;

M_{T1} = Torque no pinhão;

M_{T2} = Torque na coroa.

Na Figura 1 pode-se observar um sistema de transmissão de duas engrenagens interligadas, sendo uma coroa e um pinhão.

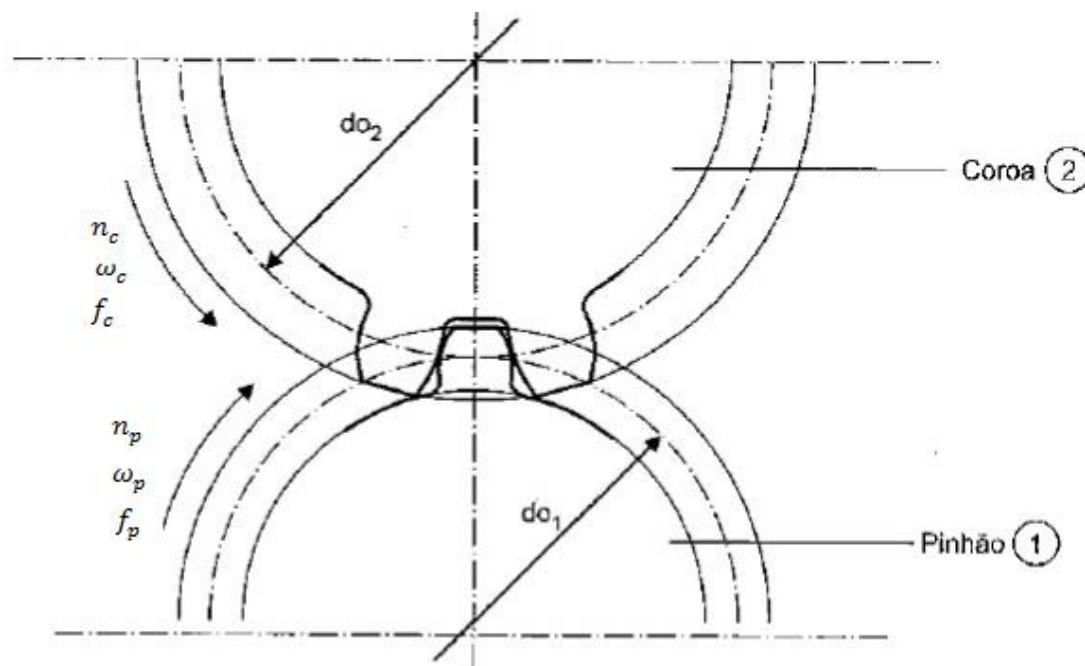


Figura 1 – Transmissão por engrenagens feita com Coroa e Pinhão. São representados alguns parâmetros da relação de transmissão (i)

Fonte: Melconian (2000).

Para que haja engrenamento entre duas ou mais engrenagens é indispensável que os módulos sejam iguais. De acordo com a Equação 2, o "módulo de uma engrenagem" (m), é definido como a relação entre o diâmetro primitivo (d_0) e o seu número de dentes (Z):

$$m = \frac{d_0}{Z} \quad (2)$$

A partir dele pode se obter as demais dimensões de uma engrenagem. O módulo também é importante na manufatura de uma engrenagem, pois é a partir deles que é determinada a ferramenta de fresagem a ser usada.

Dependendo da forma de trabalho, podem-se utilizar diferentes tipos de engrenagens, dentre os quais se destacam:

Para Niemann (1960), engrenagens cilíndricas são usualmente utilizadas em transmissões entre eixos paralelos, podendo possuir dentes retos, helicoidais paralelos ou cruzados. As de dentes retos são mais baratas e mais utilizadas em baixa rotação (Figura 2.a). As helicoidais normalmente trabalham com cargas mais pesadas, maiores velocidades e quando se tem a necessidade de menores ruídos (Figura 2.b).

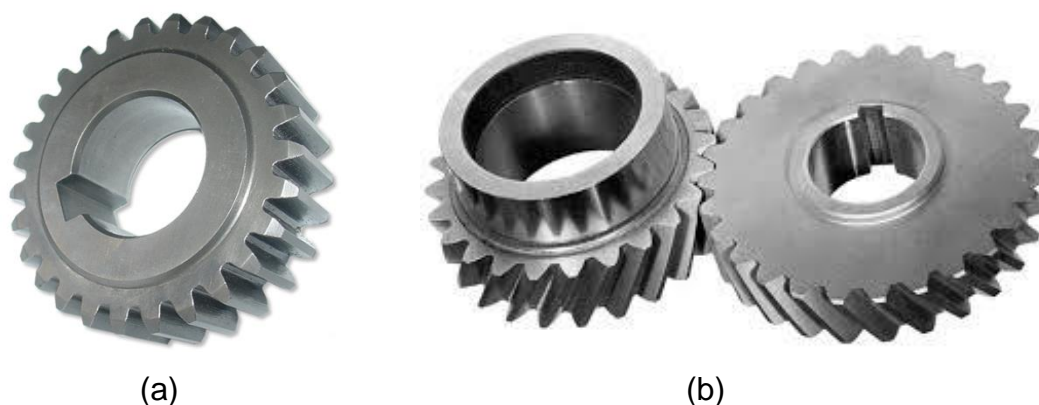


Figura 2 – (a) Engrenagens de dentes retos e (b) Engrenagens de dentes helicoidais
Fonte: CCS Máquinas.

Já as engrenagens cônicas, de acordo com Niemann (1960), possuem uma superfície cônica e são empregadas em eixos concorrentes. O par de engrenagens é montado de tal maneira em que os vértices dos dois cones são coincidentes com o

ponto de interseção dos eixos, conforme mostra a Figura 3. Normalmente são utilizadas com um ângulo de 90° entre os eixos. Possuem elevado custo devido à complexidade de fabricação.



Figura 3 – Engrenagens cônicas com um ângulo de 90° entre seus eixos de rotação
Fonte: Merati.

Niemann (1960) considera que o parafuso sem fim são empregados em transmissões de eixos reversos com uma distância pequena entre eles. Muito utilizado em redutores tanto para grandes ou pequenas reduções. Tem as vantagens de ter pouco ruído e baixo custo. A Figura 4 traz um exemplo desse tipo de engrenagem.



Figura 4 – Parafuso sem fim. O movimento circular gerado pelo parafuso movimenta uma coroa ou um pinhão
Fonte: CCS Máquinas.

2.3. REDUTOR DE VELOCIDADE

Segundo Telmac (2016) pode-se definir um redutor de velocidade como um conjunto de engrenagens que operam dentro de uma caixa metálica, usualmente chamada de carcaça. É utilizado quando se deseja aumentar o torque de saída e reduzir da rotação de um acionador. Usualmente, motores elétricos são utilizados como acionadores acoplados a estes redutores. Estes equipamentos possuem uma vasta aplicação nas indústrias em geral, como por exemplo, em ventiladores centrífugos e esteiras transportadoras.

Os componentes básicos de um redutor de velocidade são rolamentos, eixos de entrada e saída, carcaça e engrenagens, como mostra a Figura 5.



Figura 5 – Representação dos componentes de um redutor de velocidade
Fonte: Armário da Engenharia Química UEM.

Segundo de Andrade (2016), geralmente encontra-se a carcaça de um redutor fabricada em aço de baixo carbono ou de ferro fundido, sendo esse último o mais comum. Ela pode ser bipartida ou com abertura nas tampas dos mancais, estruturada com solda.

São três os tipos de redutores mais utilizados no mercado: coroa e rosca sem fim, de eixos paralelos ou epicicloidal. Por suas diferentes características, os redutores têm diversas aplicações e para cada tipo de aplicação há uma especificação do redutor. Apesar das especificidades, pode-se falar dos redutores de uma maneira geral.

Segundo Cestari (2016), como o próprio nome já diz o redutor de coroa e rosca sem fim possui uma combinação de uma coroa dentada e um parafuso de rosca sem-fim, como mostra a Figura 6. Pode ser empregado em qualquer ramo de atividade, com enorme abrangência de formas construtivas e diversos conceitos de montagem. Com redução no estágio de rosca sem-fim, funcionamento com ruídos particularmente baixos e baixo nível de vibração, este redutor pode cumprir requisitos simples e de modo econômico.



Figura 6 - Redutor do tipo "coroa e rosca sem fim"

Fonte: Cestari.

Segundo Cestari (2016), os redutores de eixos paralelos podem ser construídos com engrenagens cilíndricas com dentes retos ou helicoidais. Os dentes retos possuem uma fabricação mais simples, tendo assim menor custo. Já os helicoidais são utilizados quando se deseja reduzir a vibração e o ruído do equipamento, pois a transmissão de potência é realizada de forma mais homogênea. Um exemplo desse redutor é apresentado na Figura 7.



Figura 7 - Redutor bipartido de engrenagens com dentes helicoidais e eixos paralelos
Fonte: Cestari.

Segundo Indústria Hoje (2016), também existem os redutores chamados epicicloidais. São normalmente usados quando se procura um sistema mais compacto e com capacidade para trabalhar com altas taxas de redução. Redutores epicicloidais têm em sua configuração engrenagens comuns de dentes retos e uma ou mais engrenagens de dentes internos, mostrados na Figura 8.

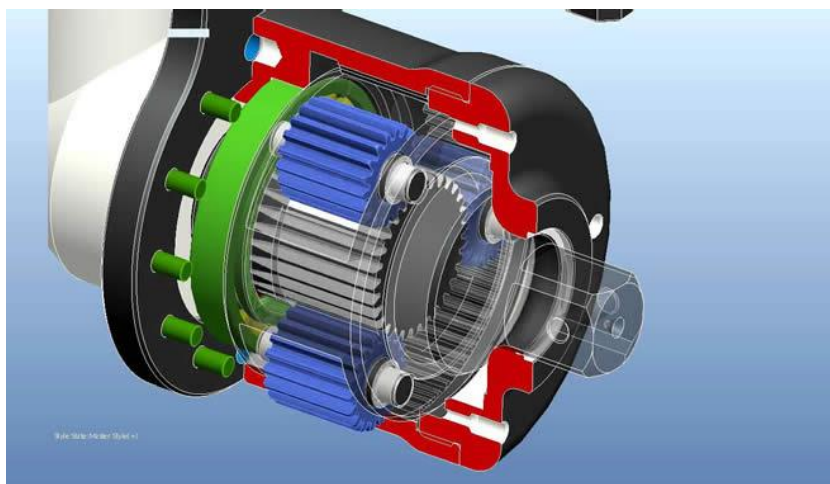


Figura 8 - Redutor epicicloidal em corte. Observa-se um misto de engrenagens com dentes retos e outras com dentes internos
Fonte: Industria Hoje.

2.4. MOTOR ELÉTRICO

De acordo com Petruzella (2013), um motor elétrico ou atuador elétrico é uma máquina motriz que transformam energia elétrica em energia mecânica. Normalmente, o princípio de funcionamento do motor se da pela interação entre

campos eletromagnéticos, o que gera a ação de uma força mecânica chamada torque.

Os motores elétricos mais comuns são os de corrente contínua (CC) e de corrente alternada (CA), sendo este último o mais utilizado devido à distribuição de energia elétrica ser em corrente alternada.

Segundo o Guia de Especificação de motores Weg, o torque (também chamado conjugado ou momento) é a medida do esforço necessário para girar um eixo. O “esforço” é medido pelo torque, que é o produto da força pela distância:

$$T = F \cdot d \quad (3)$$

Onde:

T = Torque (N/m);

F = Força (N);

d = Distância (m).

A potência mede a rapidez com que a energia é aplicada ou consumida. Ela pode ser calculada dividindo a energia ou trabalho total pelo tempo gasto em realizá-lo:

$$P_{mec} = \frac{\tau}{\Delta t} = \frac{F \cdot d}{\Delta t} \quad (4)$$

A unidade usada no Brasil para medida de potência mecânica (P_{mec}) é o cv (cavalo-vapor), equivalente a 0,736 kW (unidade de medida utilizada pelo S.I).

Para movimentos circulares, velocidade (Equação 5) e potência (Equação 6) podem ser definidos, respectivamente, como:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (5)$$

$$P_{mec} = \frac{F \cdot d}{736 \cdot t} \quad (6)$$

O motor de indução é construído de forma a ter dois campos magnéticos girantes, que proporcionam uma velocidade constante. Essa velocidade do campo é

chamada de velocidade síncrona, e é determinada por dois fatores: frequência (f) e número de polos ($2p$). Quanto maior o número de polos, menor a rotação do motor e quanto maior a frequência, maior a rotação. Assim, a velocidade do campo é:

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{2p} \quad (7)$$

Assim, um motor de 4 polos de 60 Hz tem velocidade de 1800 rpm.

2.5. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

A análise de vibrações é uma ferramenta que permite determinar o funcionamento e as condições mecânicas do equipamento. Ela é um método preditivo, capaz de identificar problemas antes que eles se tornem muito graves e causem paradas não programadas. É eficaz para monitorar as condições da máquina durante qualquer fase de funcionamento: arranque, parada ou operação regular.

Ela é usada principalmente em equipamentos rotativos tais como bombas, motores, compressores, máquinas-ferramentas e redutores de velocidades. Todas as máquinas rotativas em funcionamento produzem vibrações que são uma função da dinâmica da máquina. Medir a amplitude de vibração em determinadas frequências pode fornecer informações valiosas sobre o estado de engrenagens, e o efeito na máquina devido à ressonância da caixa, tubulações e outras estruturas.

Segundo Scheffer e Girdhar (2004), um sistema de análise de vibração geralmente é composto de quatro partes básicas:

- Captadores de sinal, também chamados de transdutor;
- Um analisador de sinal;
- O software de análise;
- Um computador para análise e armazenamento de dados.

O sistema de análise pode ser configurado de forma contínua, periódica utilizando equipamento portátil, ou um sistema multiplexado com uma série de transdutores a intervalos de tempos predeterminados. A determinação de qual

configuração é mais prática e adequado depende da natureza crítica do equipamento, e também da importância dos dados de medição.

2.6. FREQUÊNCIA DE ENGRENAMENTO

Para Scheffer e Girdhar (2004), um redutor composto por duas engrenagens apresenta apenas uma frequência de engrenamento (f_e), que é a frequência em que os pares de dentes se engrenam. Essa frequência pode ser calculada por:

$$f_e = Z_p \cdot n_p = Z_c \cdot n_c \quad (8)$$

Onde:

f_e = Frequência de engrenamento (Hz)

Z_p = Número de dentes do pinhão

n_p = Rotação do pinhão (Hz)

Z_c = Número de dentes da coroa

n_c = Rotação da coroa (Hz)

A captação da frequência de engrenamento por meio de vibração é fundamental para o diagnóstico de falhas em engrenagens.

2.7. DEFEITOS EM ENGRENAGENS

Segundo Scheffer e Girdhar (2004), as principais frequências que surgem no espectro de um par de engrenagens são a frequência de rotação do pinhão, a frequência de rotação da coroa e a frequência de engrenamento (f_e). Bandas laterais ao redor da frequência de engrenamento e seus harmônicos são bastante comuns. Alguns tipos de falha de engrenagem como um dente desgastado, podem excitar frequências naturais da engrenagem junto com a frequência de engrenamento e suas bandas laterais. Portanto, essas bandas laterais no espectro contêm informações sobre as falhas das engrenagens e, conseqüentemente, do redutor de velocidade, como mostra a Figura 9. A sigla GMF é abreviação do inglês de *gear mesh frequency*, que em português corresponde à frequência de engrenamento (f_e).

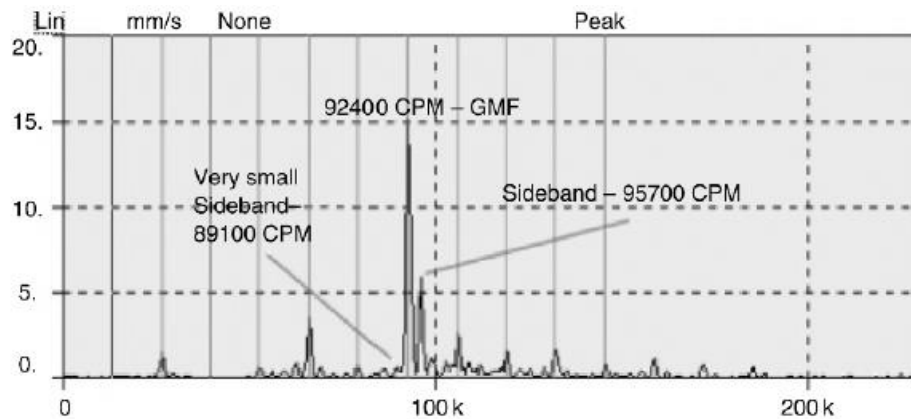


Figura 9 - Espectro de um redutor de velocidade barulhento com pinhão tendo 28 dentes e girando a 3300 rpm

Fonte: Scheffer e Girdhar (2004).

De acordo Scheffer e Girdhar (2004), como regra geral, falhas distribuídas, como excentricidade e desalinhamento da engrenagem, irão produzir bandas laterais e harmônicas que têm alta amplitude perto da frequência de engrenamento. Já as falhas localizadas, como um dente quebrado irão produzir bandas laterais que estão amplamente espalhados em todo o espectro.

Segundo os mesmos autores, quando os dentes da engrenagem estão desgastados, a velocidade de rotação não muda, porém passam a surgir choques entre os dentes que, geralmente, se manifestam no sinal com um aumento da amplitude da f_e . A f_e pode ou não alterar em amplitude, embora as bandas laterais de alta amplitude em torno da f_e ocorrem geralmente quando o desgaste está presente, como mostra o espectro da Figura 10.

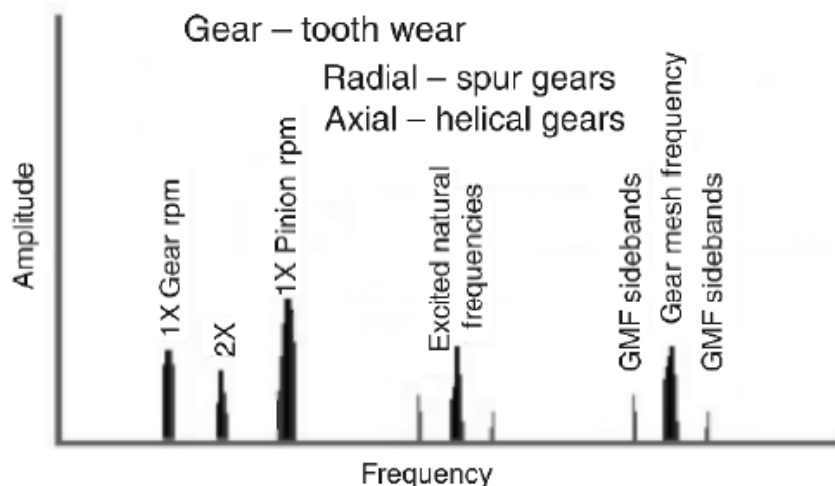


Figura 10 – Engrenagem com dente desgastado. Presença das bandas laterais no espectro contêm informações sobre as falhas das engrenagens

Fonte: Scheffer e Girdhar (2004).

Scheffer e Girdhar (2004) consideram que, a passagem de um dente quebrado ou trincado causa um choque a cada volta e o espectro de frequência apresenta uma série de picos (harmônicos) da frequência de rotação da engrenagem com o dente quebrado, como mostra a Figura 11.

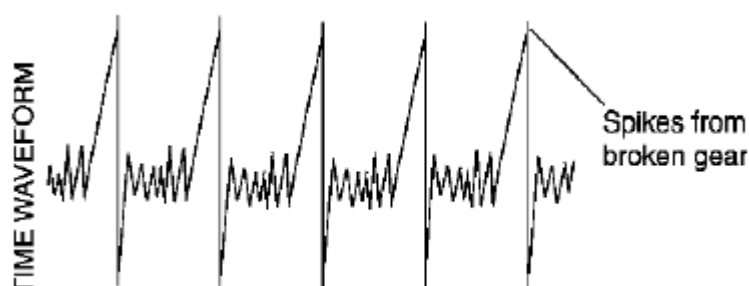


Figura 11 – Engrenagem com dente quebrado. Os picos indicam a frequência de rotação do dente quebrado

Fonte: Scheffer e Girdhar (2004).

A análise de frequência é particularmente eficaz para a detecção de falhas na coroa e também no pinhão, que pode ter ocorrido durante o processo de fabricação ou devido ao uso incorreto.

2.8. RESSONÂNCIA

Segundo Cavalcante (2016), quando um corpo produz vibrações que podem estimular oscilações em corpos situados nas proximidades, acontece o fenômeno da ressonância. Isto é devido à frequência da fonte coincidir com a frequência de oscilação natural dos corpos próximos.

Cada sistema físico possui características particulares, segundo a maneira como é construído. A maioria dos sistemas capazes de vibrar possui uma ou mais frequências naturais. Se a frequência natural de oscilação do sistema e as excitações constantes que venham a agir sobre ele estiverem sob a mesma frequência, sua energia será aumentada. Assim, o sistema físico passa a vibrar com amplitudes cada vez maiores, podendo levar ao colapso total.

Estruturas mecânicas rotativas, como bombas, turbinas e motores também estão sujeitas a vibração ressonante. Os componentes e sua estrutura de sustentação podem amplificar pequenos problemas de vibração, capazes de causar até uma falha catastrófica na máquina. Faz-se necessário então conhecer as frequências naturais de componentes, peças e estruturas de sustentação de máquinas rotativas a fim de evitar a ressonância estrutural em determinadas frequências de trabalho.

Segundo Rao (1995), existem vários métodos que podem ser usados para controlar vibrações. Tem-se como um dos principais o controle das frequências naturais do sistema, evitando a ressonância.

Segundo o mesmo autor, a equação de frequência natural é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

Onde:

ω_n = Frequência natural (rad/s);

k = Rigidez (N/m);

m = Massa (Kg).

Como indicado pela Equação 9, a frequência natural de um sistema pode ser alterada variando a massa ou a rigidez. Em muitos casos práticos, no entanto, a

massa não pode ser alterada facilmente. Portanto, a rigidez do sistema geralmente é o parâmetro mais adequado quando é necessário alterar suas frequências naturais.

2.9. ANÁLISE COMPUTACIONAL

A utilização de softwares para aplicações de engenharia está consolidada e já é grande aliada no desenvolvimento de projetos.

Denominadas tecnologias CAD, CAM e CAE, cujo significado das duas primeiras letras em comum em cada sigla, o “CA”, é a abreviação do termo Computer-Aided (assistido por computador). Em CAD, a última letra vem do termo Design (desenho), para o CAE, Engineering (engenharia) e para o CAM, Manufacturing (manufatura). Esses sistemas foram criados para ajudar o usuário a alcançar seus objetivos da forma mais rápida possível, usando os computadores para processamento, impactando na redução de custos e tempo de desenvolvimento.

Dos vários softwares existentes no mercado, o SolidWorks foi o escolhido para a utilização nesse trabalho.

O software SolidWorks é desenvolvido pela Dassault Systemes. O software possui uma interface intuitiva e de fácil utilização, oferecendo funcionalidades de design poderosas e diversas ferramentas. Ele baseia-se em computação paramétrica na modelagem de componentes. O Solidworks, utilizando o método dos elementos finitos, oferece soluções em diferentes áreas, como: transferência de calor, fluídos, análise estrutural estática e dinâmica, análise de frequência, entre outros.

Nesse projeto, o SolidWorks 2013 64bits SP3.0 foi utilizado para realização da modelagem das peças e análise de frequência.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. DESCRIÇÃO DO PROJETO

O projeto da bancada consiste na construção de um conjunto motor elétrico e redutor, muito utilizado na indústria. Devem-se introduzir defeitos controlados nas engrenagens da coroa do redutor a fim de captar os sinais de vibração para, posteriormente, avaliá-los e compará-los com os teóricos. Os conjuntos da coroa do redutor (eixo, rolamentos e engrenagem) devem ser substituídos no sistema a cada coleta de dados. Cada conjunto contém um defeito na engrenagem diferente do anterior (dente trincado, desgastado ou quebrado).

3.2. ESCOLHA DO REDUTOR

O primeiro problema consiste na escolha do modelo do redutor, devido ao intercâmbio de eixos proposto pelo projeto. Após consulta na literatura, definiu-se o uso de um redutor bipartido de eixos paralelos com engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. Nesse tipo de redutor, os eixos podem ser trocados com mais facilidade em comparação aos demais modelos comercializados.

Definido o tipo de redutor, especificou-se o modelo. Os redutores são fabricados em diversas dimensões que devem ser selecionados de acordo com sua utilização. Para isso o fabricante recomenda que seja feita a análise da carga, e então, calculado o redutor ideal para o trabalho requerido. Como neste caso a potência requerida no redutor é relativamente baixa, foram considerados como aspectos de relevância para a seleção: a relação de transmissão (redução), o tamanho e o peso do redutor.

De acordo com a norma ISO 10816 é recomendado para a captação de sinal de vibração que o sistema esteja trabalhando dentro de um intervalo entre 10 e 1000 Hz. Para isso é necessário uma redução baixa, para que na saída do redutor a rotação seja satisfatória e resulte em uma captação adequada de sinal.

Após consulta em catálogos fornecidos por fabricantes, foi constatado que a relação de transmissão que atenderia de maneira mais satisfatória as necessidades citadas anteriormente, seria a de redução de 2,16. Sendo assim, caso o motor

forneça na entrada do redutor uma rotação de 3000 rpm, o eixo da saída do redutor estará em aproximadamente 1389 rpm.

Pensando em uma melhor acomodação no laboratório e maior facilidade de manuseio pelos alunos, escolheu-se o modelo A02106P110 da Cestari. O modelo possui as dimensões de 285 mm de comprimento e 244 mm de altura (tamanho 02 do catálogo) e peso de 35 kg.

O redutor escolhido é de apenas um estágio, portanto, formado por um conjunto de duas engrenagens, um pinhão e uma coroa de 25 e 54 dentes respectivamente. Considerando o número de dentes das engrenagens e a rotação do motor tem-se, pela Equação 8, que a frequência de engrenamento ideal do redutor é:

$$f_e = 25 \cdot 60 = 54 \cdot \frac{60}{2,16}$$

$$f_e = 1500 \text{ Hz}$$

Porém, de acordo com o fabricante a rotação usual do motor cai para 3390 rpm, então a frequência de engrenamento real é:

$$f_e = 25 \cdot 56,5 = 54 \cdot \frac{56,5}{2,16}$$

$$f_e = 1412,5 \text{ Hz}$$

3.3. SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Para selecionar o motor elétrico mais adequado para a aplicação desejada, devem-se conhecer alguns valores utilizados como, por exemplo, potência e rotação. Esses valores são extraídos a partir do tipo de carga (torque) que o motor será submetido.

Para esse projeto, escolheu-se movimentar um Disco de raio 10 cm e espessura de 1 cm de Aço 1020 a 1800 rpm.

Sabendo os valores do raio e espessura, pode-se calcular o volume do disco através da Equação 10:

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot L \quad (10)$$

Onde:

V = Volume do disco (cm^3);

R = Raio do disco (cm);

L = Espessura do disco (cm).

Entrando com os dados na equação (10):

$$V = \pi \cdot (10)^2 \cdot (1) = 314,16 \text{ cm}^3$$

O volume específico do Aço 1020 é de $7,86 \text{ g/cm}^3$. Sendo assim a massa do disco é de $2.469,3 \text{ g}$ ou $2,4693 \text{ Kg}$.

Calculando o peso:

$$P = m \cdot g \quad (11)$$

$$P = 2,4693 \cdot 9,81 = 24,2 \text{ N}$$

O torque será, pela equação (3):

$$T = 24,2 \cdot 0,1 = 2,45 \text{ N.m}$$

Calcula-se a velocidade do disco, pela equação (5):

$$v = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 1800}{60} = 18,85 \text{ m/s}$$

Encontrando o valor do perímetro do disco:

$$P = 2\pi \cdot R \quad (12)$$

$$P = 2\pi \cdot (0,1) = 0,628 \text{ m}$$

Sendo assim o valor t de uma revolução é de 0,033 s. Pode-se então calcular a potência, pela Equação 6:

$$P = \frac{2,45 \cdot 0,2}{736 \cdot 0,033} = 0,02 \text{ cv}$$

Portando será necessário uma potencia de 0,02 cv para movimentar o disco.

Devido o redutor escolhido ser de redução 1:2 e o disco girar a 1800 rpm, a velocidade de entrada deve se de 3600 rpm. Sendo assim, o motor deve ter frequência de 60 Hz e 2 polos, segundo o cálculo da velocidade síncrona pela Equação 7:

$$n_s = \frac{120 \cdot 60}{2} = 3600 \text{ RPM}$$

A partir do catálogo da empresa WEG foi selecionado o motor trifásico de indução da linha W22 IR2, uma linha que apresenta excelente custo-benefício, baixos níveis de ruído e fácil manutenção, segundo fabricante. Dados do motor na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados do motor W22 IR2

Carcaça	63
Potência	0,33 hp
Frequência	60 Hz
Polos	2
Velocidade	3390 RPM
Torque	1,83 N.m
Tensão	220/380 V
Massa	6,2 Kg

Fonte: Aatoria própria.

O motor de 0,33 hp foi selecionado para o projeto pois irão existir perdas nos rolamentos e o motor de outros valores de potencias talvez não fossem capazes de suprir essas perdas. Além disso, o motor de 0,33 hp possui o torque requerido pelo projeto.

3.4. ESTRUTURA DA BANCADA

A estrutura para fixação dos elementos da bancada foi projetada no SolidWorks. Considerou-se para dimensionamento e seleção de materiais, catálogos dos fabricantes do redutor, motor, chapas e estruturas metálicas.

A base é composta por uma chapa dobrada em “C” com espessura de 5 mm (ANEXO C), com as duas laterais soldadas, formando um “caixote”. Na face superior da chapa dobrada, acrescentaram-se elementos feitos de aço 1020 para calço do motor e redutor, assegurando o alinhamento entre os eixos dos componentes.

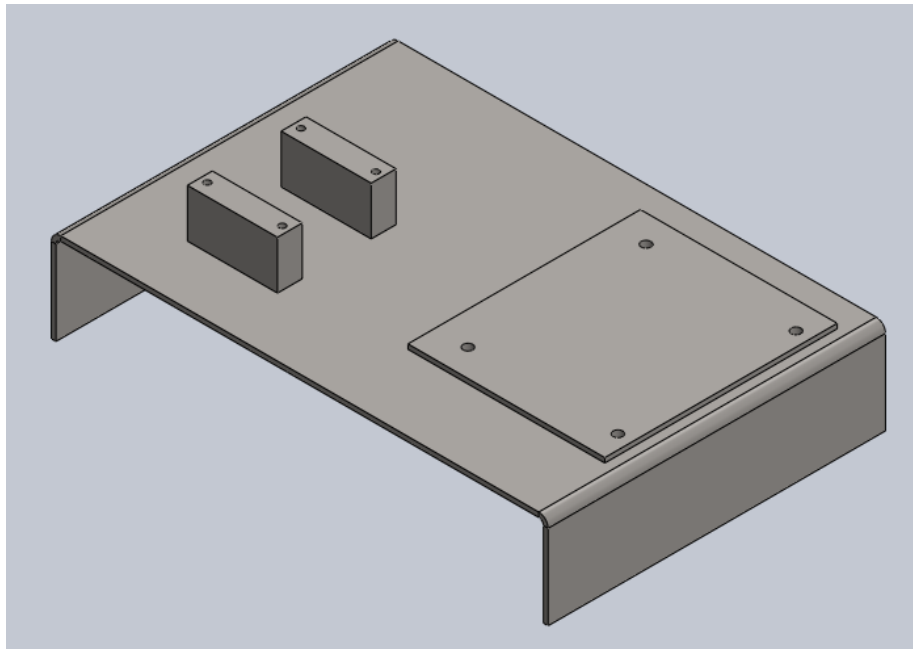


Figura 12 – Chapa dobrada em “C” com os calços

Fonte: Autoria própria.

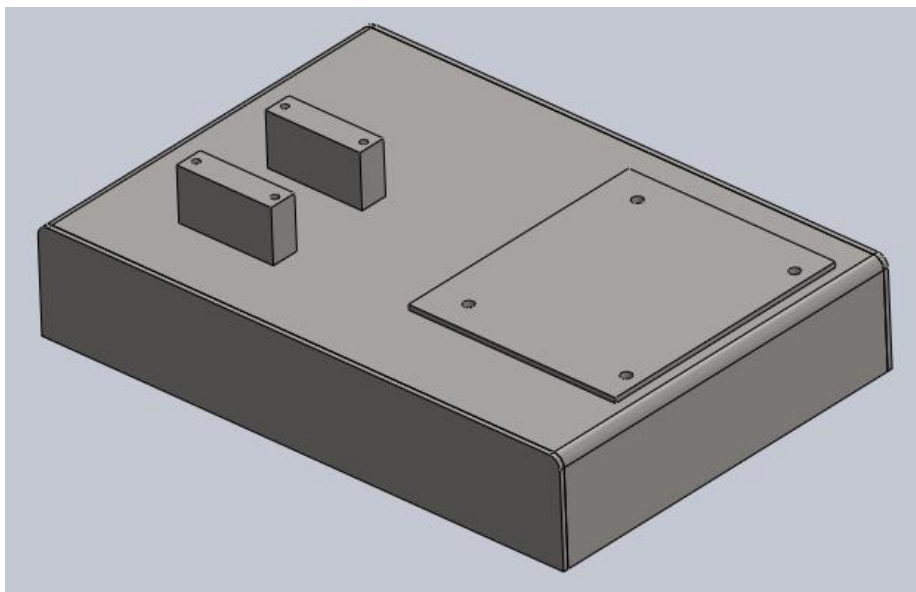


Figura 13 – Caixaote da base. Chapas foram soldadas nas laterais

Fonte: Autoria própria.

Com o objetivo de aumentar a secção para fixação do motor e redutor na base da bancada, foram adicionados tubos indústrias quadrados 40x40 mm com espessura de 4,75 mm (ANEXO B). Já para aumentar a área de contato entre a bancada e a superfície plana onde será apoiada (chão, mesa ou semelhantes), colocaram-se duas cantoneiras de 1,1/2" com espessura de 3/16" (ANEXO A).

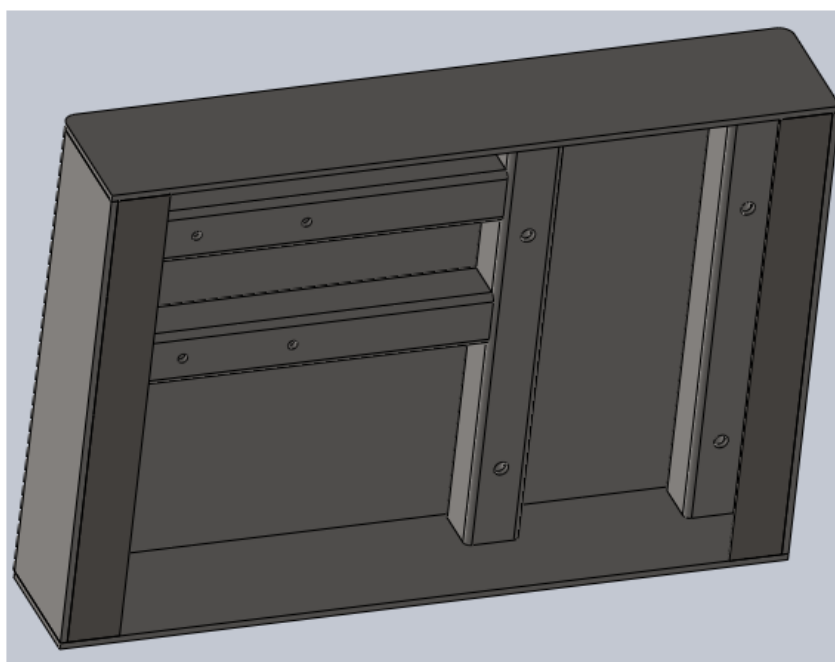


Figura 14 – Reforços na parte interna do caixaote

Fonte: Autoria própria.

Foram adicionadas uma alça de cada lado da estrutura, feita de barra redonda laminada com diâmetro de 3/4" (ANEXO D), para facilitar o transporte da bancada.

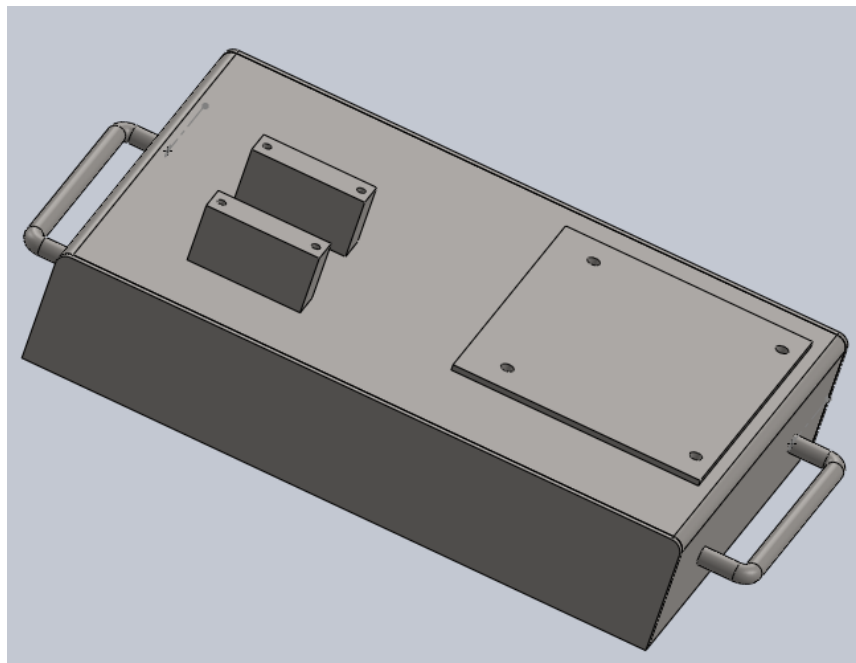


Figura 15 – Alças para transporte da bancada

Fonte: Aatoria própria.

3.5. ANÁLISE COMPUTACIONAL

Realizada a modelagem dos componentes e montagem da bancada no Solidworks, iniciou-se a análise de vibração da montagem utilizando o Simulation. Faz-se necessário conhecer as frequências naturais do projeto, a fim de evitar o fenômeno da ressonância, uma vez que ele está sujeito a vibrações do conjunto motor e redutor. Os estudos de frequência do software ajudam a identificar quais são essas faixas de frequências.

Realizou-se o estudo seguindo um passo a passo dado pelo próprio software:

- 1) Crie um estudo de frequência, definindo o número de frequências do estudo (por padrão, o programa calcula cinco).
- 2) Defina o material para cada elemento.

- 3) Defina as restrições apropriadas.
- 4) Defina as cargas (as cargas não são obrigatórias, mas serão utilizadas se definidas).
- 5) Gere a malha do modelo e execute o estudo.
- 6) Visualize os resultados.

Primeiramente definiu-se o número de frequências naturais fornecidas pela análise, que nesse caso foram 20 como mostra a Figura 16.

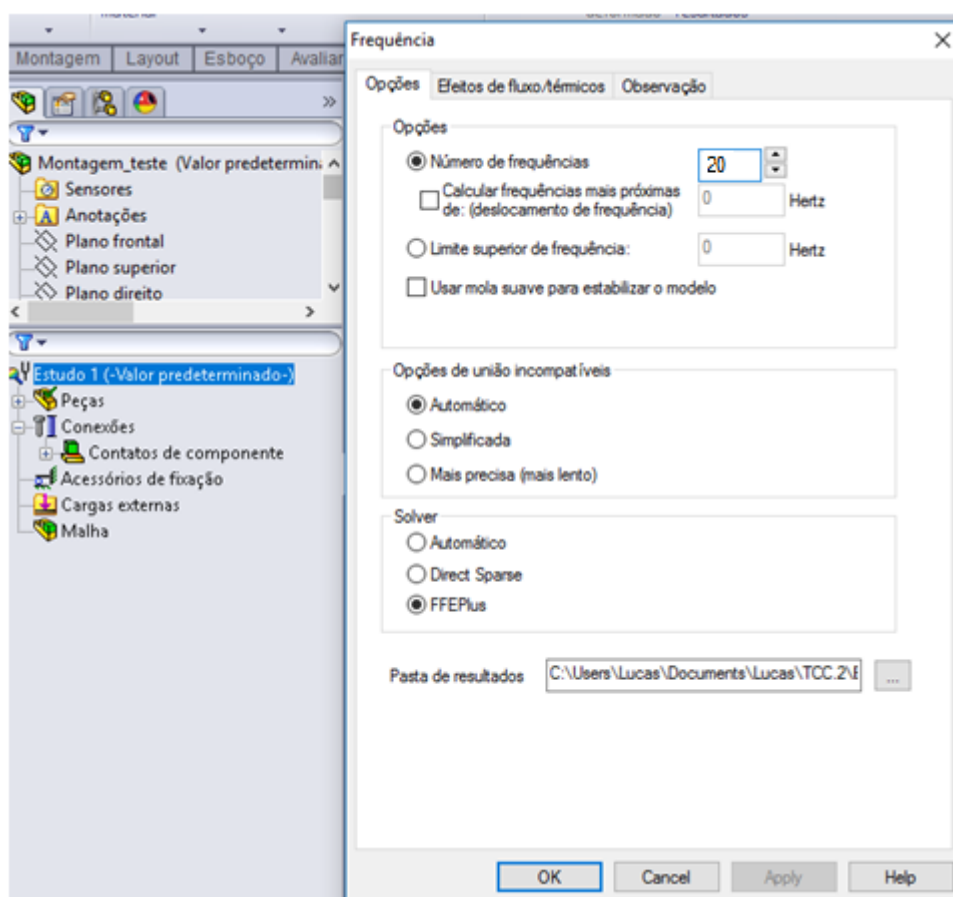


Figura 16 - Escolha de frequências no estudo

Fonte: Autoria própria.

Com o material de cada componente especificado anteriormente na modelagem, bem como os contatos entre os componentes, aplicou-se uma restrição como geometria fixa nas cantoneiras e nas faces inferiores de todas as laterais.

Para a definição de carga, como as tensões e deformações nos elementos sob a base (reductor, motor, eixos e disco) não são relevantes, foram considerados

como massa remota, como se pode ver na Figura 17. Elementos considerados como massa remota, tem suas geometrias e formas construtivas ignoradas. Sendo assim, apenas foram consideradas as massas, e conseqüentemente, posições de aplicação dessas forças Peso. A massa do motor foi distribuída de maneira uniforme nos calços (metade de sua massa em cada calço), já a massa do redutor foi distribuída uniformemente por toda superfície de seu calço. Para as demais massas (eixos, acoplamento e disco), foram somadas e adicionadas à massa do redutor.

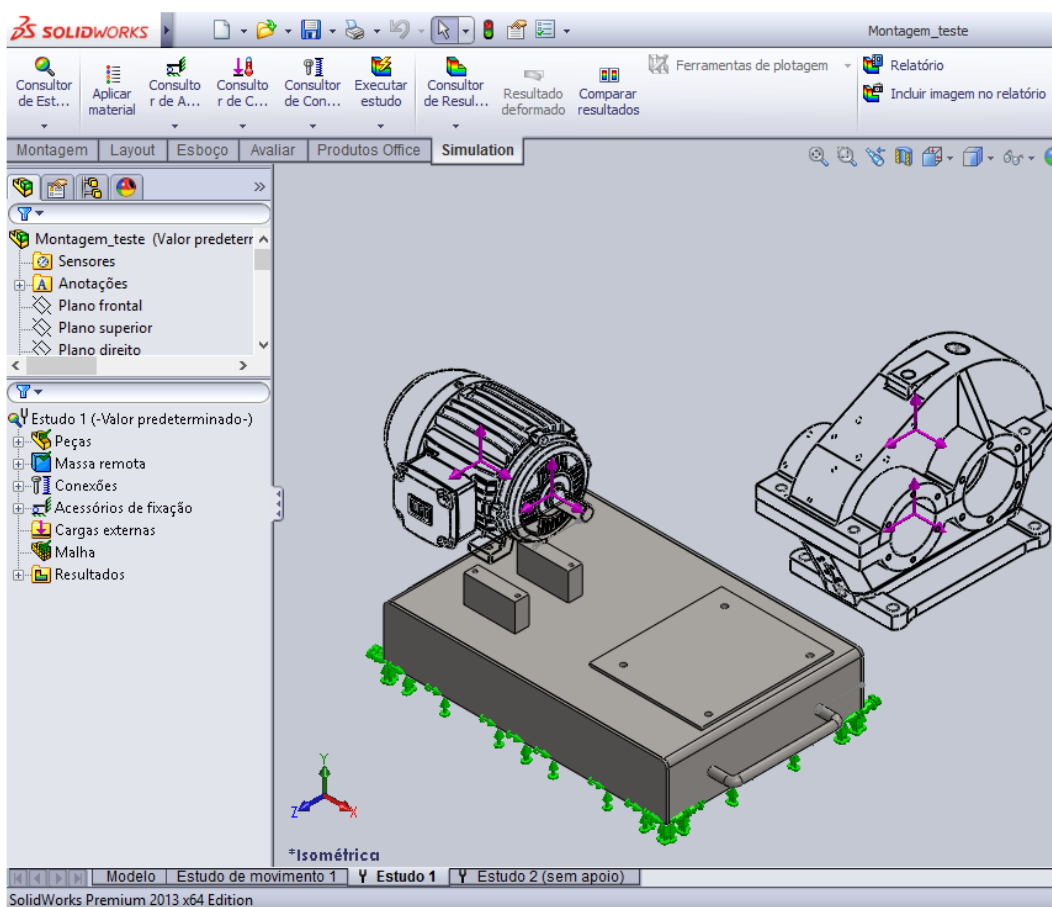


Figura 17 - Motor e Redutor como massas remotas e a restrição de fixação

Fonte: Autoria própria.

Uma etapa fundamental para a simulação por elementos finitos é a criação de uma malha, onde é necessário definir a geometria e tamanho dos elementos.

Para a geometria, a que se adequou muito bem na estrutura estudada foi a Tetraédrica. Sua geração é relativamente rápida e cobria toda a estrutura de forma mais limpa e uniforme. Já para a seleção do tamanho dos elementos viu-se

necessário alguns testes para conseguir um resultado satisfatório e que fosse possível ser estudado com o hardware disponível.

Como o hardware não suportava simulações com malhas de tamanho menores que 5 mm, foram testados 4 tamanho diferentes de elementos, 10, 8, 6 e 5 mm. Os dados obtidos estão na Tabela 2.

Tabela 2 – Comparação entre diferentes malhas

Tamanho dos elementos (mm)	10	8	6	5
Número de Nós	85.715	135.490	239.771	419.813
Número de elementos	45.034	73.113	132.782	248.209
Tempo de geração (min)	00:07:27	00:08:10	00:14:01	00:25:36
Frequência Modo 1 (Hz)	214,24	213,28	212,51	211,98
Frequência Modo 2 (Hz)	267,57	266,3	265,44	264,7
Frequência Modo 3 (Hz)	319,73	317,27	316,01	314,55
Frequência Modo 4 (Hz)	386,16	383,9	382,77	381,24
Frequência Modo 5 (Hz)	634,69	632,58	630,91	629,32
Frequência Modo 6 (Hz)	745,1	742,85	735,59	733,29
Frequência Modo 7 (Hz)	759,27	757,84	755,06	753,5
Frequência Modo 8 (Hz)	767,61	765,18	760,65	759,26
Frequência Modo 9 (Hz)	866,02	862,99	861,27	858,42
Frequência Modo 10 (Hz)	909,4	904,35	901,78	899,09
Frequência Modo 11 (Hz)	1093	1086,7	1083,9	1080,6
Frequência Modo 12 (Hz)	1131,5	1129,3	1123,8	1121
Frequência Modo 13 (Hz)	1138	1135,3	1131,3	1129,7
Frequência Modo 14 (Hz)	1317,5	1310,1	1305,1	1301,8
Frequência Modo 15 (Hz)	1469,7	1462,1	1457,8	1450,1
Frequência Modo 16 (Hz)	1577,6	1568	1555	1549
Frequência Modo 17 (Hz)	1589,7	1580,5	1566,9	1562,2
Frequência Modo 18 (Hz)	1608,8	1601,5	1595,8	1590,9
Frequência Modo 19 (Hz)	1727,5	1720,2	1699,9	1691,6
Frequência Modo 20 (Hz)	1783,1	1774,2	1759,3	1752,4

Fonte: Autoria própria.

Observou-se uma diminuição nos valores de frequência conforme o refinamento da malha. Essa diminuição dos valores tende a convergir conforme

decrecem os tamanhos dos elementos da malha. Para visualizar melhor essa variação, é preciso fazer a diferença percentual dos valores de cada modo e depois fazer a média para ver qual malha estabilizará. Esse critério é utilizado na escolha de malha.

Com os valores de frequência obtidos, calculou-se a diferença entre eles e, posteriormente, as médias. Os dados estão na Tabela 3.

Tabela 3 – Média das diferenças entre frequências

Modos de frequência	Diferença entre frequências em %		
	10 para 8 mm	8 para 6 mm	6 para 5 mm
1	0,448	0,361	0,249
2	0,474	0,322	0,278
3	0,769	0,397	0,462
4	0,585	0,294	0,399
5	0,332	0,263	0,252
6	0,301	0,977	0,312
7	0,188	0,366	0,206
8	0,316	0,592	0,182
9	0,349	0,199	0,330
10	0,555	0,284	0,298
11	0,576	0,257	0,304
12	0,194	0,487	0,249
13	0,237	0,352	0,141
14	0,561	0,381	0,252
15	0,517	0,294	0,528
16	0,608	0,829	0,385
17	0,578	0,860	0,299
18	0,453	0,355	0,307
19	0,422	1,180	0,488
20	0,499	0,839	0,392
Média	0,448	0,494	0,316

Fonte: Autoria própria.

Como se pode observar, os valores das médias não convergem conforme se refina a malha, mas flutuam dentro de um valor médio.

Notou-se que os modos que não estavam convergindo eram da alça, mascarando as médias. Esse problema é devido às falhas encontradas na malha durante sua geração pelo software, conforme mostra a Figura 18.

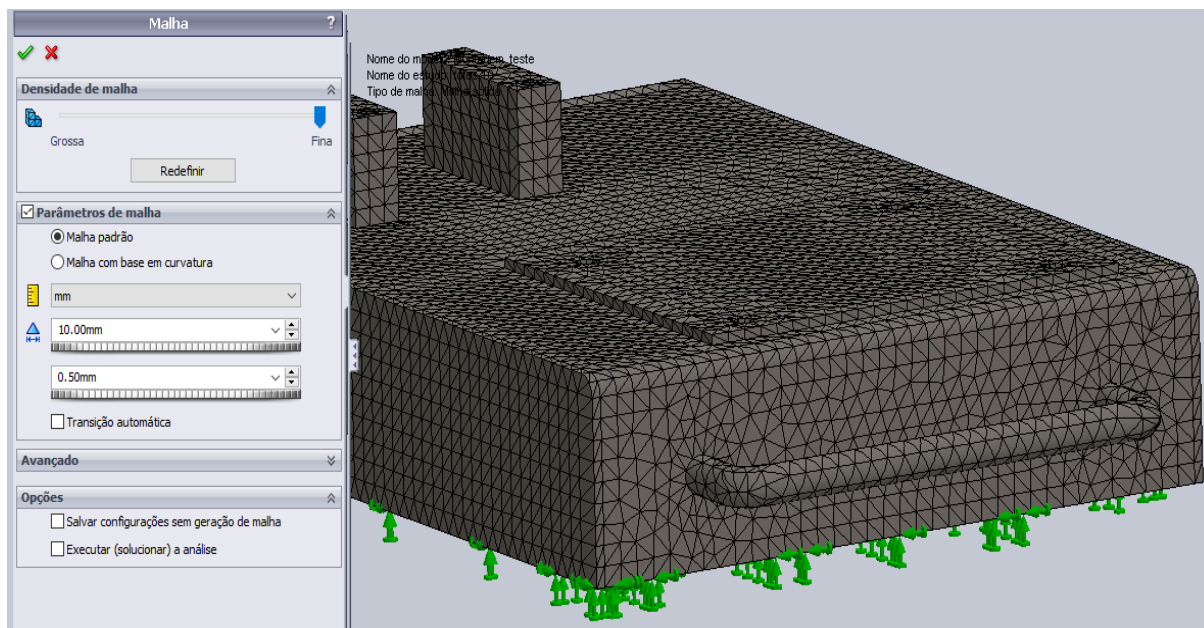


Figura 18 – Falha na geração da malha na alça e lateral da bancada

Fonte: Autoria própria.

A solução para esse problema seria refinar localmente a malha, porém, nessa situação viu-se desnecessário, já que está sendo trabalhado com variações menores que 1%. Em uma escala de 1500 Hz, 0,5% representa 7,5 Hz. Assim, não se justificaria o aumento significativo de tempo de simulação e também o sobrecarregamento de hardware para se refinar apenas as regiões das alças. Sendo assim, os dados da Tabela 2 foram utilizados na sequência.

Considerando que as malhas de 6 e 5 mm levaram o dobro de tempo que a de 8 mm, e que a variação nas frequências calculadas não foram tão significativas (menores que 0,3%), foi descartado a possibilidade de serem utilizadas no estudo.

Decidiu-se fazer um estudo com uma malha de 7 mm, que seria mais refinada que a de 8 mm e poderia apresentar um tempo de geração semelhante. Os dados obtidos são colocados de modo comparativo na Tabela 4.

Tabela 4 – Comparação entre malhas de 8, 7 e 6 mm (continua)

Tamanho dos elementos (mm)	8	7	6
Número de Nós	135.490	176.206	239.771
Número de elementos	73.113	96.436	132.782
Tempo de geração (min)	00:08:10	00:08:50	00:14:01

Tabela 4 – Comparação entre malhas de 8, 7 e 6 mm (conclusão)

Frequência Modo 1 (Hz)	213,28	212,83	212,51
Frequência Modo 2 (Hz)	266,3	265,75	265,44
Frequência Modo 3 (Hz)	317,27	316,44	316,01
Frequência Modo 4 (Hz)	383,9	383,42	382,77
Frequência Modo 5 (Hz)	632,58	631,4	630,91
Frequência Modo 6 (Hz)	742,85	738,49	735,59
Frequência Modo 7 (Hz)	757,84	756,49	755,06
Frequência Modo 8 (Hz)	765,18	762,7	760,65
Frequência Modo 9 (Hz)	862,99	862,74	861,27
Frequência Modo 10 (Hz)	904,35	902,95	901,78
Frequência Modo 11 (Hz)	1086,7	1084,2	1083,9
Frequência Modo 12 (Hz)	1129,3	1126,3	1123,8
Frequência Modo 13 (Hz)	1135,3	1134,6	1131,3
Frequência Modo 14 (Hz)	1310,1	1307,3	1305,1
Frequência Modo 15 (Hz)	1462,1	1462,8	1457,8
Frequência Modo 16 (Hz)	1568	1560,5	1555
Frequência Modo 17 (Hz)	1580,5	1574,1	1566,9
Frequência Modo 18 (Hz)	1601,5	1599,5	1595,8
Frequência Modo 19 (Hz)	1720,2	1707,6	1699,9
Frequência Modo 20 (Hz)	1774,2	1766,8	1759,3

Fonte: Autoria própria.

Pode-se notar que ao se refinar a malha do tamanho de 8 para 7 mm aumenta consideravelmente o número de nós variando as frequências naturais do sistema, porém o tempo de geração continuou aproximadamente o mesmo. Assim, adotou-se a malha da geometria Tetraédrica de 7 mm.

Feito o estudo, o número de modos de frequências ressoantes são listadas conforme especificado no início. Os resultados obtidos no estudo estão na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores de frequências naturais e seus respectivos modos do primeiro modelo da base. (continua)

Número do modo	Frequência (Hertz)
1	212,83
2	265,75
3	316,44
4	383,42

Tabela 5 - Valores de frequências naturais e seus respectivos modos do primeiro modelo da base. (conclusão)

5	631,4
6	738,49
7	756,49
8	762,7
9	862,74
10	902,95
11	1084,2
12	1126,3
13	1134,6
14	1307,3
15	1462,8
16	1560,5
17	1574,1
18	1599,5
19	1707,6
20	1766,8

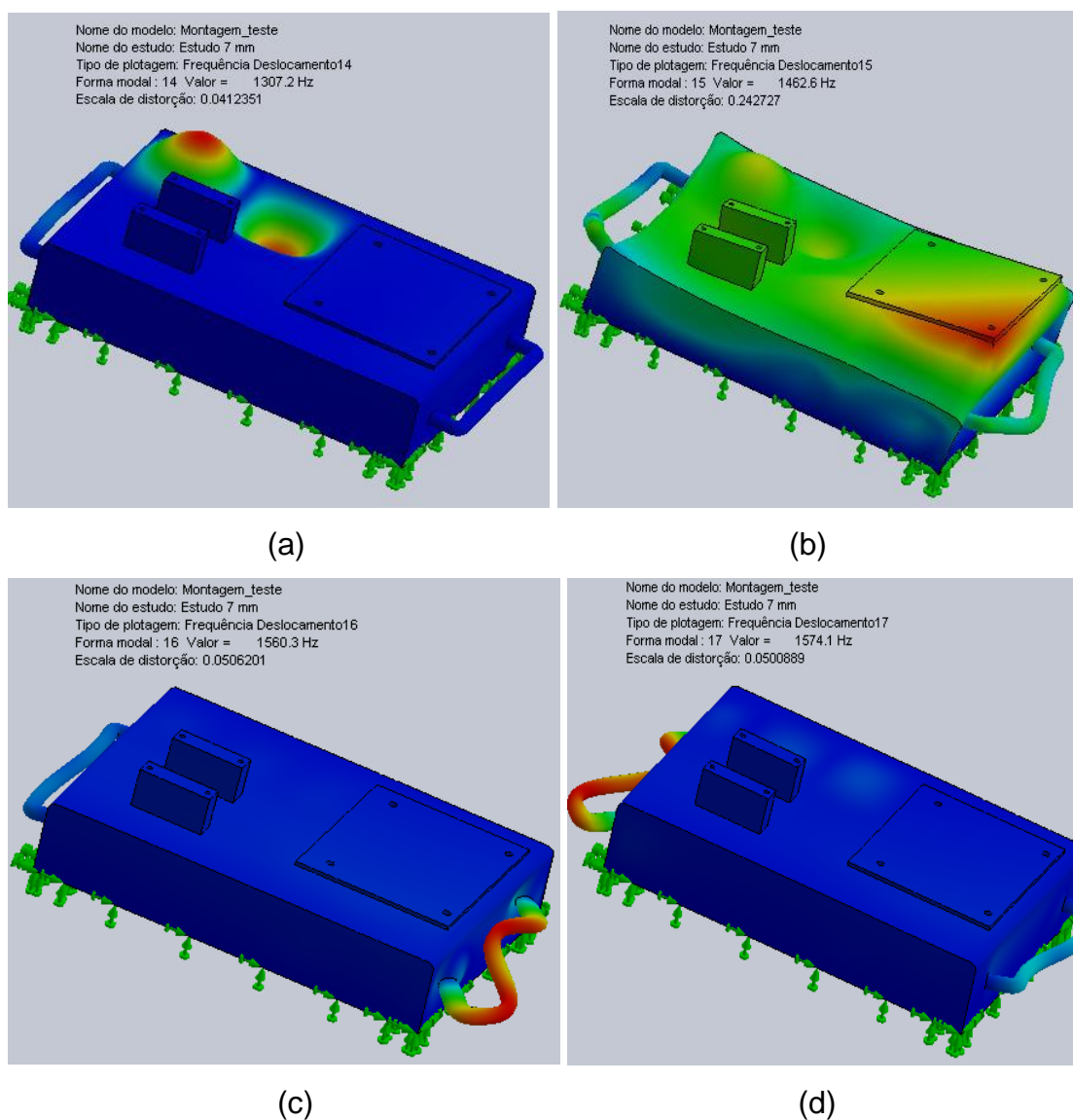
Fonte: Autoria própria.

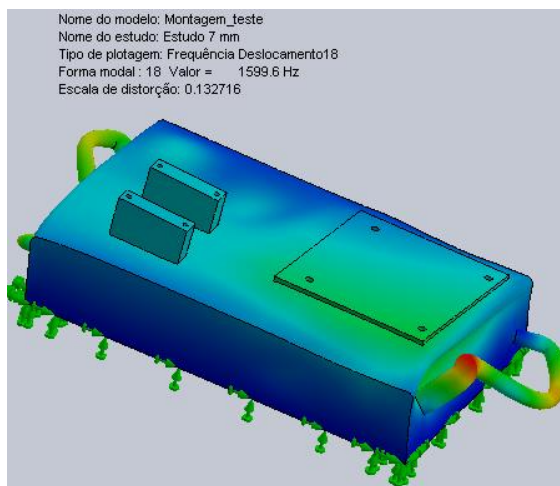
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com o primeiro estudo realizado, verificou-se que as frequências naturais encontradas na simulação (Tabela 5) não estão dentro da faixa de aceleração e trabalho do motor, isto é, não existem modos abaixo e nem próximos de 60 Hz.

Como calculada anteriormente, a frequência de engrenamento teórica é de 1500 Hz. Porém, de acordo com o fabricante, como a rotação usual do motor cai para 3390 rpm, a frequência de engrenamento real é de 1412,5 Hz. Portanto, adotou-se uma faixa de estudo de 1300 a 1600 Hz.

Observou-se que as frequências naturais dos modos números 14, 15, 16, 17 e 18 coincidem com a frequência de engrenamento, como se pode observar na Figura 19.





(e)

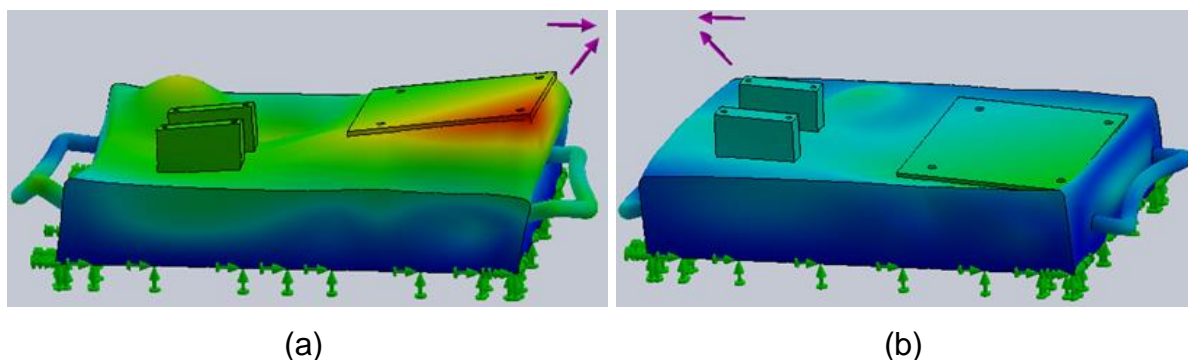
Figura 19 – Modos de vibração das frequências naturais em (a) 1307,3 Hz, (b) 1462,8 Hz, (c) 1560,5 Hz, (d) 1574,1 Hz e (e) 1599,5 Hz

Fonte: Autoria própria.

Partindo desse ponto, a bancada teria necessidade de sofrer algumas alterações estruturais, na tentativa de retirar essas frequências naturais da faixa de interesse.

Como os modos 16 e 17 (Figuras 19.c e 19.d, respectivamente) vibravam exclusivamente nas alças, diminui-se o diâmetro da mesma para 1/2” e encurtaram-se 10 mm os cabos das mesmas, deixando-as mais próximas das paredes. Essas alterações visaram o aumento da rigidez e diminuição de massa, que, de acordo com a equação (9), aumentariam as frequências naturais relacionadas com as alças.

Já para os modos 15 e 18 (Figuras 19.b e 19.e, respectivamente), viu-se necessário aumentar a rigidez da chapa horizontal da base (chão), devido à tendência de oscilação entre as posições 1 e 2, como ilustrado na Figura 20.



(a)

(b)

Figura 20 – Posições de oscilação 1 (a) e 2 (b) da bancada

Fonte: Autoria própria.

Como possível solução, foi projetada uma chapa para travamento interno da bancada (Figura 21), o que cria um contato entre as laterais com alças, tubos quadrados, cantoneiras e chapa horizontal da bancada.

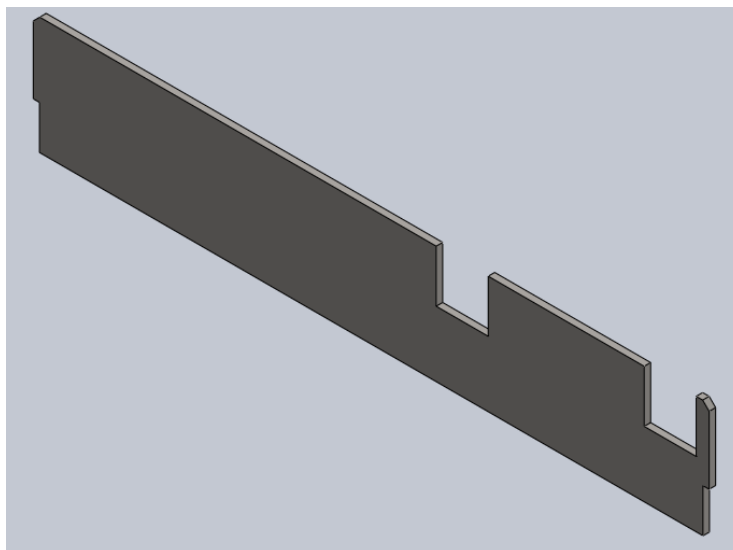


Figura 21 – Modelo da chapa utilizada como reforço

Fonte: Autoria própria.

Adicionadas duas chapas para reforço (Figura 21) fez-se um novo estudo. Os resultados estão na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores de frequências naturais e modos após novo estudo com as chapas.

(continua)

Número do modo	Frequência (Hertz)
1	224,30
2	293,80
3	346,95
4	442,77
5	597,98
6	629,58
7	765,78
8	778,72
9	879,78
10	887,00
11	921,45
12	1046,4
13	1062,6
14	1178,8
15	1186,4
16	1234,7
17	1246,0

**Tabela 6 - Valores de frequências naturais e modos após novo estudo com as chapas.
(conclusão)**

18	1253,3
19	1417,8
20	1646,6

Fonte: Autoria própria.

Verificou-se que restou apenas o modo 14 (Figura 19.a) dentro do intervalo de interesse, porém em uma frequência mais alta (1417,8 Hz). Constatou-se a necessidade de alterar a estrutura da bancada próxima à região de fixação do motor. Foi adicionado um tubo de secção quadrada no interior da bancada como mostrado na Figura 22, na intenção de aumentar a rigidez na região e conseqüentemente aumentar a frequência do modo. Tubo esse, com as mesmas dimensões dos utilizados para o reforço na fixação do motor.

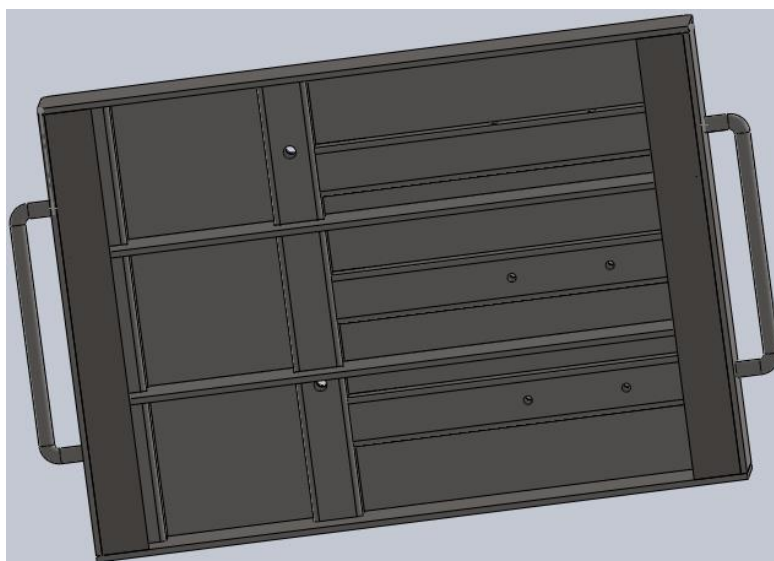


Figura 22 – Tubo quadrado adicionado à região do modo de vibração

Fonte: Autoria própria.

Com a estrutura modificada, realizou-se uma nova simulação, obtendo-se assim, os resultados apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores finais de frequências naturais com a estrutura modificada. (continua)

Número do modo	Frequência (Hertz)
1	225,33

Tabela 7 – Valores finais de frequências naturais com a estrutura modificada. (conclusão)

2	294,60
3	347,79
4	449,54
5	617,21
6	630,71
7	766,44
8	780,33
9	879,72
10	894,03
11	918,30
12	1059,4
13	1062,7
14	1180,2
15	1187,2
16	1236,1
17	1245,3
18	1261,1
19	1668,0
20	1669,2

Fonte: Autoria própria.

Conforme pode ser observado, os modos de vibrar não estão mais da faixa de interesse, não havendo mais frequências naturais da bancada nessa região.

Para efeito de comparação, foi feito um estudo no estado livre-livre. Os resultados encontram-se na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores de frequências naturais sem acessório de fixação.

Número do modo	Frequência (Hertz)
1	0
2	0
3	0.08555
4	0.17223
5	0.18478
6	0.38471
7	185.02
8	311.17
9	509.79

Fonte: Autoria própria.

Comparando somente a base engastada e livre-livre, podemos perceber que nos seis primeiros modos da análise livre-livre as frequências tendem a zero, devido

não haver as restrições dos graus de liberdade. Já o valor do sétimo modo está muito próximo do valor do primeiro modo do estudo engastado da Tabela 5.

O software também forneceu a massa total da bancada, aproximadamente 71,75 Kg, porém com o acréscimo dos componentes a massa ficou em 76,55 Kg. A representação da bancada montada pode ser vista na Figura 23.

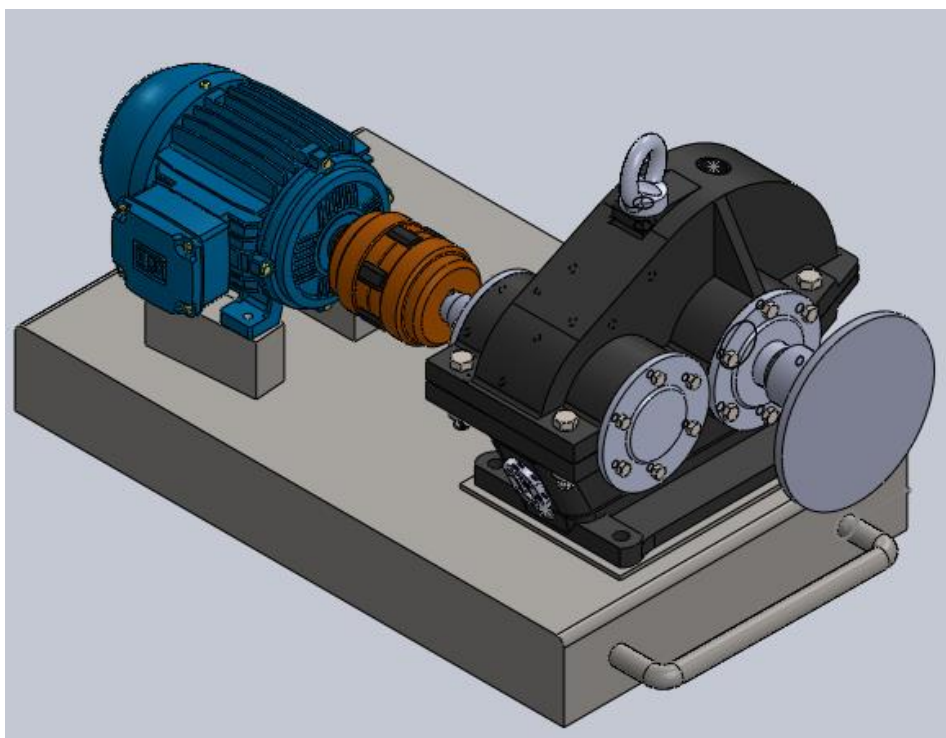


Figura 23 – Representação teórica da montagem da bancada didática
Fonte: Autoria própria.

5. CONCLUSÃO

O objetivo geral desse trabalho foi elaborar uma bancada didática que fosse possível realizar um diagnóstico de defeitos em redutores utilizando análise de vibrações. Nesse sentido, foi realizada uma revisão relacionada à análise de vibrações e defeitos em engrenagens a fim de atender as atividades propostas.

Considerando os conceitos adquiridos na revisão e consulta de mercado, com auxílio da ferramenta CAE, foram modelados e dimensionados os componentes da bancada. Foi possível constatar como um projeto mecânico relativamente simples pode ter um elevado grau de complexidade, tendo que passar por várias etapas, até atingir o resultado desejado. Nesse ponto, o desenvolvimento dos componentes via CAE agiliza essa tarefa.

Utilizando a análise de frequência do Solidworks Simulation, foram geradas as frequências naturais e formas modais do modelo da base da bancada. De acordo com o software, depois de realizadas sucessivas simulações e adaptações na estrutura da base, o sistema não sofre com o fenômeno da ressonância, uma vez que suas faixas de frequência não coincidiram. Os resultados se mostraram bem interessantes e demonstraram que o modelo em questão está adequado.

Para futuros trabalhos, caberia a construção da bancada e validação da mesma. Caso seja validada, será possível estudos de defeitos em engrenagens por meio de análise de vibração.

REFERÊNCIAS

Armário da Engenharia Química UEM, **Redutores**. Disponível em: <http://armariodaeq.blogspot.com.br/2014_11_01_archive.html>. Acessado em: 05 mai. 2016.

AFFONSO, Luiz Otávio Amaral. **Equipamentos mecânicos: análise de falhas e solução de problemas**. 2. ed. Rio De Janeiro, RJ: Qualitymark, 2006.

CAVALCANTE, Kleber G. **Ressonância**. Brasil Escola. Disponível em: <<http://brasilecola.uol.com.br/fisica/ressonancia.htm>>. Acessado em: 03 out. 2016.

CCS MÁQUINAS, **Indústria e Comércio Ltda**. Disponível em: <<http://www.ccsmaquinas.com.br/acessorios/engrenagem/index.asp?local=b&prod=73>>. Acessado em: 05 mai. 2016.

CESTARI. Disponível em: <www.cestari.com.br>. Acessado em: 05 mai. 2016.

DE ANDRADE, Alan S. **Elementos orgânicos de máquinas II AT - 102**. Engenharia Industrial Madeireira. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula04.pdf>>. Acessado em: 05 mai. 2016.

Indústria Hoje, **O que é um redutor de velocidade?** Disponível em: <<http://www.industriahoje.com.br/redutor-velocidade>>. Acessado em: 05 mai. 2016.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. São Paulo: Érica, 2000.

MERATI, **Soluções Industriais**. Disponível em: <<http://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/metalmecanicaeusinagem/>>

merati/produtos/ferramentaria-e-modelacao/engrenagenscônicas>.

Acessado em: 05 mai. 2016.

NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo: E. Blucher, 1989.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas**. São Paulo: Edgard Blucher, c1960. nv.

NORTON, Rob. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. Porto Alegre: AMGH, 2010.

PETRUZELLA, F. D. **Motores elétricos e acionamentos**. Porto Alegre: AMGH, 2013. 372p. (Série Tekne).

RAO, S.S. **Mechanical vibrations**. 3rd. ed. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 1995.

SOLIDWORKS. Disponível em: <<http://www.solidworksbrasil.com.br/>>. Acessado em 02 set. 2016.

SCHEFFER, Cornelius. GIRDHAR, Paresh. **Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance**. Burlington: E. Elsevier, 2004.

SHIGLEY, Joseph Edward. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos, 1984.

UICKER JR., John Joseph; PENNOCK, G. R.; SHIGLEY, Joseph Edward. **Theory of machines and mechanisms**. 3rd ed. New York: Oxford University Press, 2003.

TELMAC, **Redutores de velocidade**. Disponível em: <<http://www.telmac.com.br/redutores-de-velocidade.html>>. Acessado em: 05 mai. 2016.

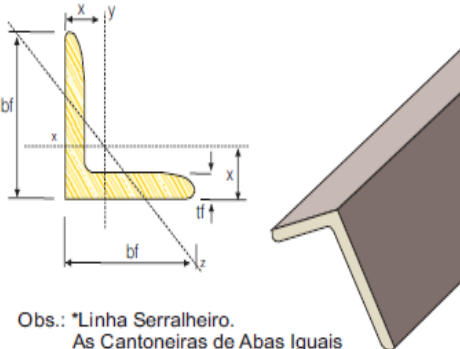
ANEXOS

ANEXO A – Seleção da Cantoneira

F FERROBRAZ
Industrial Ltda.
Chapas - Perfis - Telhas e
Tubos em Aço

Cantoneira de Abas Iguais

Barras com seção transversal em forma de ângulo reto, com abas iguais, produzidas com aço de baixo teor de carbono, de acordo com a norma ASTM A36. Principais empregos: estrutura metálicas, torres de transmissão de energia elétrica e de telecomunicações, serralheria, esquadrias, máquinas e implementos agrícolas e na indústria mecânica em geral.



Obs.: *Linha Serralheiro.
As Cantoneiras de Abas Iguais também podem ser fornecidas segundo as normas ASTM A572 G50 e em COR (ASTM A588), resistente à Corrosão Atmosférica.

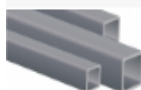
PROPRIEDADE PARA DIMENSIONAMENTO												
BF		CÓDIGO	PESO	ÁREA	TF		Jx = Jy	Wx = Wy	Rx = Ry	Rz. MIN	X	
POL.	MM	FERROBRAZ	KG/M	CM ²	POL.	CM	CM	CM ⁴	CM	CM	CM	CM
*5/8"	15,88	0303010042	0,57				0,250					
*3/4"	19,05	0303010043	0,71				0,250					
1/2"	12,70	0303010041	0,55	0,70	1/8"	0,317	0,10	0,11	0,37	0,25	0,43	
5/8"	15,88	0303010002	0,71	0,90	1/8"	0,317	0,20	0,19	0,47	0,32	0,51	
3/4"	19,05	0303010003	0,87	1,11	1/8"	0,317	0,36	0,27	0,57	0,38	0,59	
7/8"	22,20	0303010004	1,04	1,32	1/8"	0,317	0,58	0,38	0,66	0,46	0,66	
1"	25,40	0303010005	1,19	1,48	1/8"	0,317	0,83	0,49	0,79	0,48	0,76	
		0303010010	1,73	2,19	3/16"	0,476	1,25	0,66	0,76	0,48	0,81	
		0303010016	2,22	2,84	1/4"	0,635	1,66	0,98	0,76	0,48	0,86	
1.1/4"	31,75	0303010006	1,50	1,93	1/8"	0,317	1,67	0,82	0,97	0,64	0,89	
		0303010011	2,20	2,77	3/16"	0,476	2,50	1,15	0,97	0,61	0,97	
		0303010017	2,86	3,62	1/4"	0,635	3,33	1,47	0,94	0,61	1,02	
1.1/2"	38,10	0303010007	1,83	2,32	1/8"	0,317	3,33	1,15	1,17	0,76	1,07	
		0303010012	2,68	3,42	3/16"	0,476	4,58	1,64	1,17	0,74	1,12	
		0303010018	3,48	4,45	1/4"	0,635	5,83	2,13	1,15	0,74	1,19	
		0303010025	4,25	5,42	5/16"	0,794						

ANEXO B – Seleção do tubo quadrado



Telefones para todo
território nacional:

(41) 3512-4000 e (11) 2179-6000



Tubo Industrial Quadrado

Bitola mm	Peso teórico kg/m																				
	Espessura mm																				
	0,90	1,06	1,20	1,50	1,90	2,00	2,25	2,65	3,00	3,35	3,75	4,25	4,50	4,75	5,00	5,40	5,60	6,30	7,30	8,00	9,50
15 x 15	0,40	0,47	0,53	0,65																	
16 x 16	0,43	0,50	0,57	0,70																	
20 x 20	0,54	0,64	0,72	0,88	1,08	1,13															
25 x 25	0,68	0,80	0,90	1,12	1,40	1,47	1,64	1,90	2,13												
30 x 30	0,83	0,97	1,09	1,35	1,70	1,78	1,99	2,32	2,60	2,87	3,18										
35 x 35	0,97	1,13	1,28	1,59	1,99	2,09	2,34	2,73	3,07	3,40	3,76										
40 x 40	1,11	1,30	1,47	1,82	2,29	2,41	2,69	3,15	3,54	3,92	4,35	4,88	5,14	5,39							
50 x 50		1,83	1,84	2,29	2,89	3,03	3,40	3,98	4,48	4,97	5,53	6,21	6,55	6,88	7,05	7,54	7,79	8,62			
60 x 60		1,96	2,22	2,76	3,48	3,68	4,10	4,81	5,42	6,02	6,70	7,54	7,98	8,37	8,78	9,43	9,75	10,86			
63,5 x 63,5			2,35	2,93	3,69	3,88	4,35	5,10	5,74	6,39	7,11	8,01	8,45	8,89	9,33	10,02	10,36	11,55			
70 x 70			2,60	3,23	4,08	4,29	4,81	5,64	6,36	7,07	7,87	8,87	9,37	9,86	10,35	11,12	11,50	12,83			
80 x 80				3,70	4,67	4,91	5,51	6,47	7,29	8,12	9,05	10,20	10,78	11,35	11,91	12,81	13,26	14,81			
90 x 90				4,17	5,27	5,54	6,22	7,30	8,23	9,17	10,22	11,53	12,19	12,83	13,48	14,50	15,01	16,78	19,28	20,97	24,55
100 x 100						6,17	6,92	8,13	9,17	10,22	11,40	12,87	13,59	14,32	15,04	16,19	16,77	18,75	21,55	23,48	27,53
110 x 110						6,79	7,63	8,96	10,11	11,26	12,57	14,20	15,00	15,81	16,61	17,89	18,52	20,73	23,84	25,98	30,50
120 x 120						7,42	8,33	9,79	11,05	12,31	13,75	15,53	16,41	17,30	18,18	19,58	20,27	22,70	26,12	28,49	33,48
130 x 130						8,04	9,04	10,62	11,99	13,38	14,92	16,86	17,82	18,78	19,74	21,27	22,03	24,67	28,41	30,99	36,45
150 x 150								12,28	13,87	15,46	17,27	19,52	20,64	21,76	22,87	24,65	25,54	28,62	32,98	36,01	42,41
160 x 160								13,11	14,81	16,51	18,45	20,85	22,05	23,25	24,44	26,34	27,29	30,59	35,27	38,51	45,38
170 x 170								13,94	15,75	17,56	19,62	22,18	23,46	24,73	26,01	28,03	29,04	32,57	37,55	41,02	48,36
175 x 175								14,35	16,22	18,08	20,21	22,85	24,17	25,48	26,79	28,88	29,92	33,55	38,70	42,27	49,84

ANEXO C – Seleção da Chapa



Telefones:
11 5633-3133
E-mail:
euroacos@uol.com.br

Chapa Fina Quente

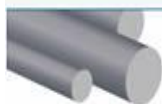
BITOLA - GSC	ESPESSURA (mm)	PESO Kg/m ²
18	1,20	9,60
16	1,50	12,00
14	2,00	16,00
13	2,25	18,00
12	2,65	21,20
11	3,00	24,00
10	3,35	26,30
9	3,75	30,00
8	4,25	34,00
7	4,50	36,00
3/16"	4,75	38,00
-	5,00	40,00

ANEXO D – Seleção da barra redonda




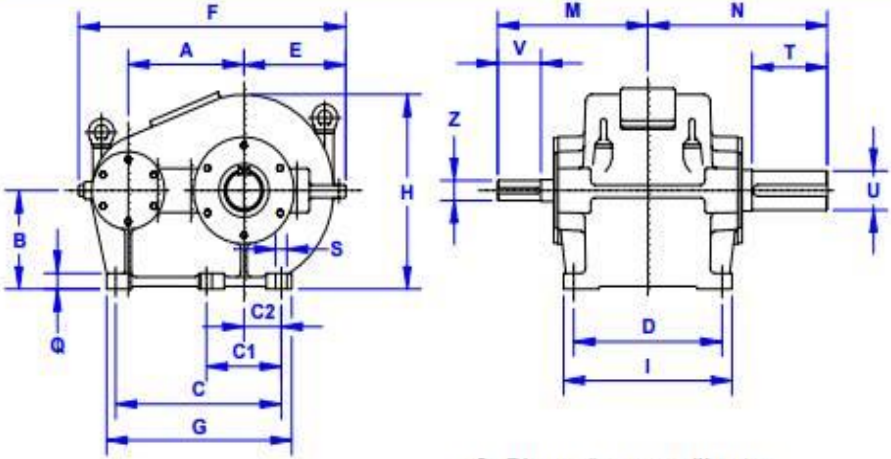
Aços Continente
A Solução Inteligente

Telefones para todo território nacional: **(41) 3512-4000 e (11) 2179-6000**

**Barra Redonda Laminada**

Bitola		Peso teórico kg/m	Bitola		Peso teórico kg/m
pol.	mm		pol.	mm	
1/4"	6,35	0,25	2.9/16"	65,09	26,11
5/16"	7,94	0,39	2.5/8"	66,68	27,40
3/8"	9,53	0,56	2.3/4"	69,85	30,08
1/2"	12,70	0,99	2.7/8"	73,03	32,87
9/16"	14,29	1,26	3"	76,20	35,79
5/8"	15,88	1,56	3.1/8"	79,38	38,84
11/16"	17,46	1,88	3.1/4"	82,55	42,01
3/4"	19,05	2,24	3.1/2"	88,90	48,73
7/8"	22,23	3,05	3.3/4"	95,25	55,88
1"	25,40	3,98	4"	101,60	63,58

ANEXO E – Seleção do redutor

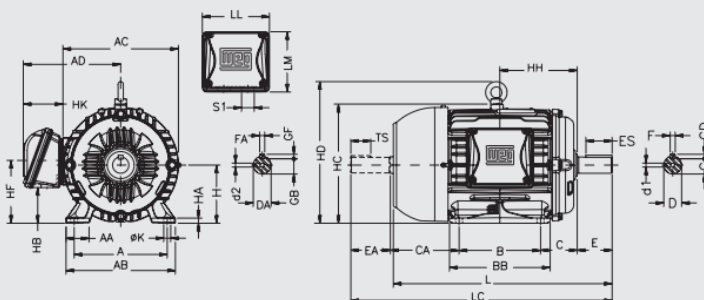
		<h1 style="margin: 0;">Convencional</h1>		<h2 style="margin: 0;">1 Estágio</h2>							
		Redutores Helicoidais de Eixos Paralelos									
Dimensões											
											
✚ Dimensões em milímetro											
Tamanho	A	B	C	C1	C2	D	E	F	G	H	I
	00	72	85	100	—	25	96	82	196	132	175
01	90	110	190	—	75	125	125	285	230	244	155
02	108	110	190	—	66	160	113	285	228	244	190
03	144	150	260	—	92	162	169	417	302	305	200
04	180	210	320	—	115	205	211	508	362	400	250
05	216	240	375	—	132	230	241	592	428	460	275
06	252	280	460	—	165	300	280	703	518	530	360
07	288	310	560	280	210	380	326	790	618	595	440
08	324	350	560	280	203	400	370	900	630	670	460
09	360	410	630	315	220	465	405	990	710	760	530
	M	N	Q	T	U	V	Z	S	Chaveta		Peso em kg
									Entrada	Saída	
00	88	98	17	45	24	38	16	4 X 13/32"	5 X 5	8 X 7	15
01	127	153	19	70	32	50	20	4 X 13/32"	6 X 6	10 X 8	25
02	155	177	19	80	35	57	25	4 X 13/32"	8 X 7	10 X 8	35
03	191	209	24	90	40	70	30	4 X 21/32"	8 X 7	12 X 8	75

ANEXO F – Dimensões do motor elétrico



17. Dados Mecânicos

Carcaças 63 a 132M/L



Carcaça	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	BD	C	CA	Ponta de eixo dianteira						Ponta de eixo traseira					
												D	E	ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF
63	100	25,5	116	125	123	80		95		40	78	11j6	23	14	4	8,5	4	9j6	20	12	3	7,2	3
71	112	28,5	132	141	131	90		113,5		45	88	14j6	30	18	5	11	5	11j6	23	14	4	8,5	4
80	125	30,5	149	159	140	100		125,5		50	93	19j6	40	28	6	15,5	6	14j6	30	18		11	5
L80																							
90S	140	36,5	164	179	159	125		131		56	104	24j6	50	36		20	7	16j6	40	28	5	13	11
L90S																							
90L	140	36,5	164	179	159	125		156		56	104	24j6	50	36		20	7	16j6	40	28	5	13	11
L90L																							
100L	160	40	188	199	169	140		173		63	118	28j6	60	45		24	7	22j6	50	36	6	18,5	6
L100L																							
112M	190	40,5	220	222	-	140		177		70	128	28j6	60	45		24	7	24j6	50	36	8	20	7
L112M																							
132S	216	45	248	272	220	178		187		89	150	38k6	80	63	10	33	8	28j6	60	45	8	24	7
132M																							
132M/L	216	45	248	272	220	178/203		250		89	150	38k6	80	63	10	33	8	28j6	60	45	8	24	7
160M																							
160L	254	64	308	329	266	210	63	254		108	174	42k6			12	37	8	42k6			12	37	8
180M																							
180L	279	78	350	360	281	241	70	294		121	200	48k6	110	80	14	42,5	9	48k6	110	80	14	42,5	9
200M																							
200L	318	82	385	402	319	267	82	332		133	222	55m6			16	49	10	48k6	110	80	14	42,5	9
200L																							

Carcaça	H	HA	HB	HC	HD	HF	HG	HH	HK	LL	LM	K	L	LC	S1	d1	d2	Rolamentos	
																		Diant.	Tras.
63	63	7	25,5	130		68,5		80					216	241	RWG 1/2"			6201 ZZ	
71	71		33	-		76		90										250	276
80	80	8	43,5	-		87		100					276	313	RWG 3/4"			6204 ZZ	6203 ZZ
L80																		325	362
90S	90	9	45	-		90		106					304	350	RWG 3/4"			6205 ZZ	6204 ZZ
L90S																		335	381
90L	90	9	45	-		90		118,5	67	115	104		329	375	RWG 3/4"			6205 ZZ	6204 ZZ
L90L																		360	406
100L	100	10	61,5	-	244	106,4		133					376	431	RWG 1"			6206 ZZ	6205 ZZ
L100L																		420	475
112M	112		54,5	-	280	112		140					393	448	RWG 1"			6207 ZZ	6206 ZZ
L112M																		423	478
132S	132	16	75	274	319	132		159	80	140	133		452	519	RWG 1"			6308 ZZ	6207 ZZ
132M																		178	557
132M/L	132	16	75	274	319	132		190,5					515	582	RWG 1"			6308 ZZ	6207 ZZ
132M/L																		178	557

ANEXO G – Seleção do motor elétrico



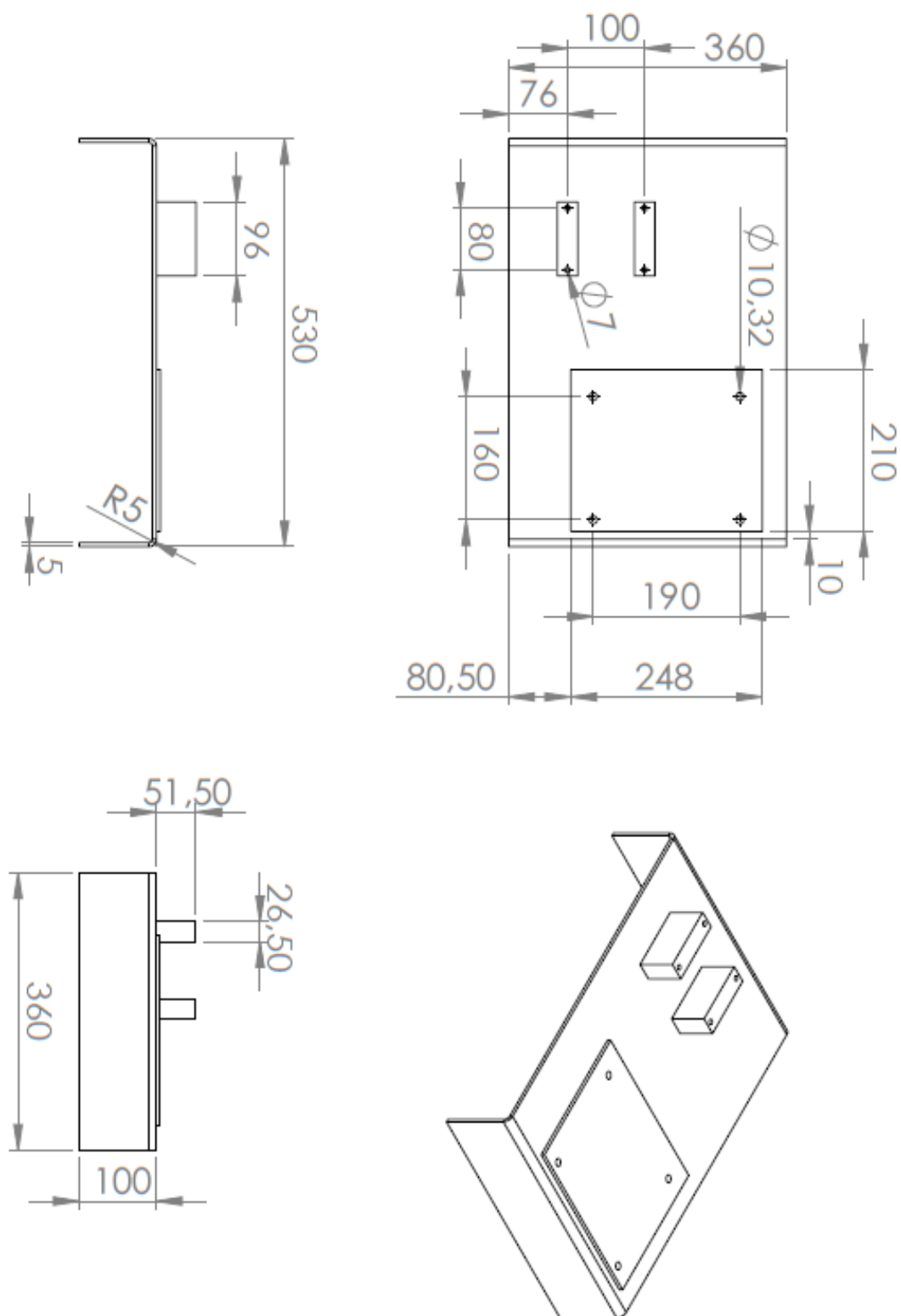
www.weg.net

W22 IR2 (1)

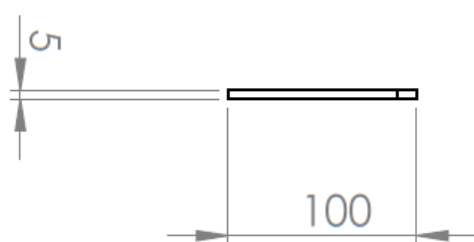
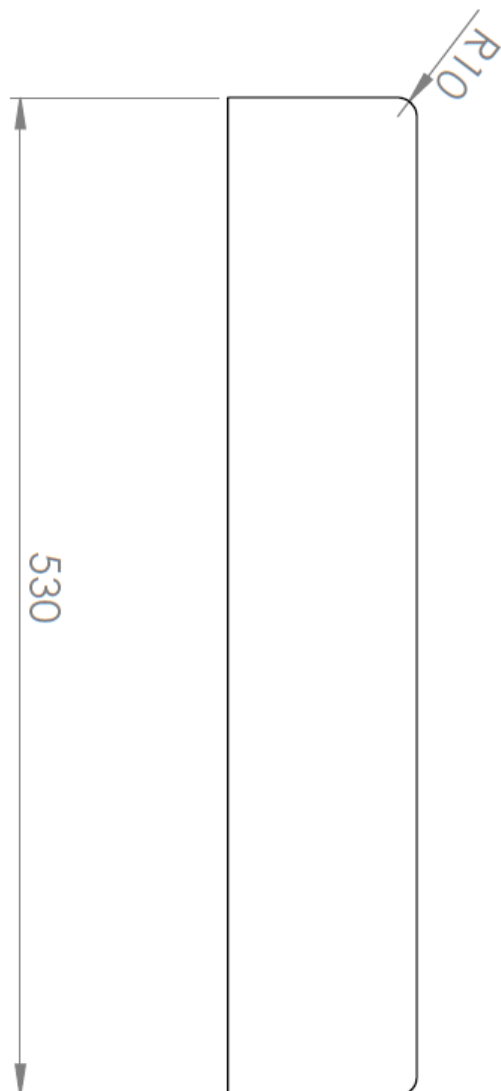
Potência		Carcaça	Conjugado Nominal (kgfm)	Corrente com Rotor Bloqueado Ip/In	Conjugado de Partida Cp/Cn	Conjugado Máximo Cmáx/Cn	Momento de Inércia J (kgm²)	Tempo máximo com rotor bloqueado (s)		Massa (kg)	Nível médio de pressão sonora dB(A)	Fator de Serviço	220 V							
								RPM	% de Carga				Corrente Nominal In (A)							
									Rendimento					Fator de Potência						
kW	HP							Quente	Frio				50	75	100	50	75	100		
II polos																				
0,12	0,16	63	0,034	6,6	3,0	3,2	0,0001	12	26	5,2	56	1,15	3430	50,0	58,0	62,0	0,48	0,60	0,68	1,28
0,18	0,25	63	0,052	5,2	2,3	2,3	0,0001	9	20	5,7	56	1,15	3370	52,0	59,0	62,0	0,55	0,68	0,78	0,980
0,25	0,33	63	0,072	5,4	2,6	2,6	0,0001	7	15	6,2	56	1,15	3390	53,0	60,0	63,0	0,50	0,63	0,73	1,44
0,37	0,5	63	0,107	6,0	2,5	2,5	0,0002	6	13	7,2	56	1,15	3370	60,0	65,0	66,0	0,54	0,69	0,79	1,86
0,55	0,75	71	0,158	5,6	2,3	2,4	0,0004	7	15	6,5	60	1,15	3400	64,0	68,5	70,0	0,64	0,77	0,85	2,43
0,75	1	71	0,214	6,6	3,3	3,3	0,0005	15	33	8,5	60	1,15	3420	77,0	80,0	80,5	0,64	0,76	0,84	2,91
1,1	1,5	80	0,311	7,6	3,4	3,3	0,0009	10	22	13,5	62	1,15	3440	79,0	82,0	82,6	0,66	0,78	0,84	4,16
1,5	2	80	0,432	6,9	3,2	3,1	0,0009	13	29	14,5	62	1,15	3385	81,0	83,2	83,7	0,66	0,79	0,85	5,51

APÊNDICES

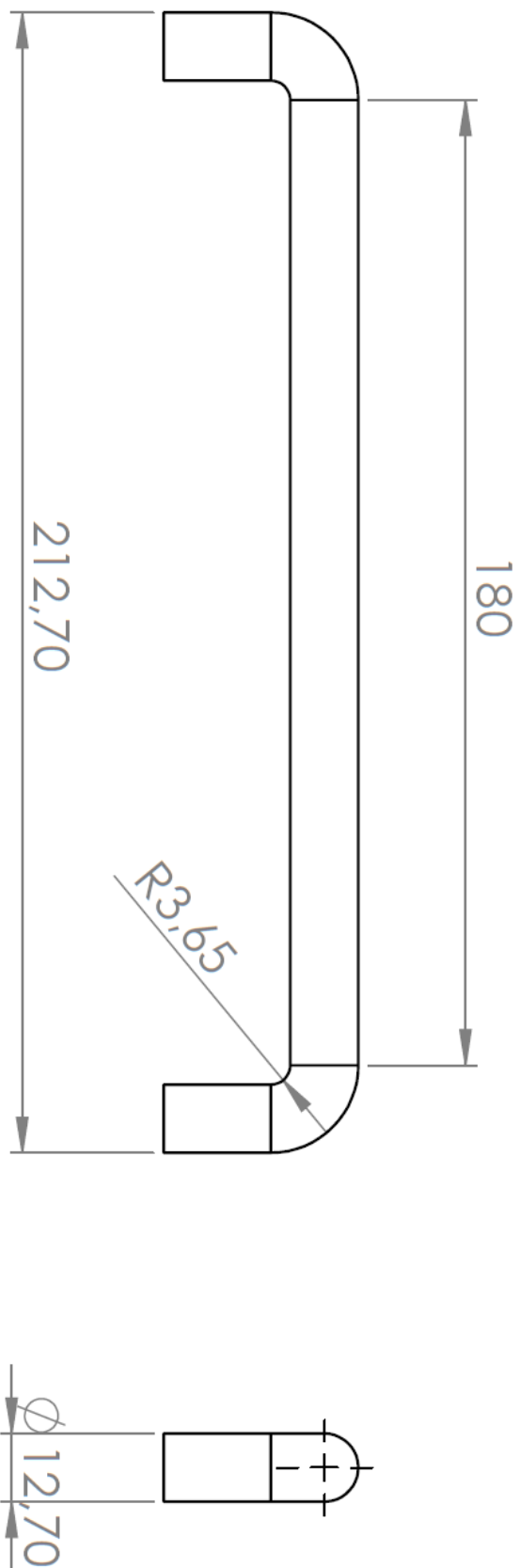
APÊNDICE A – CHAPA DOBRADA DA BASE



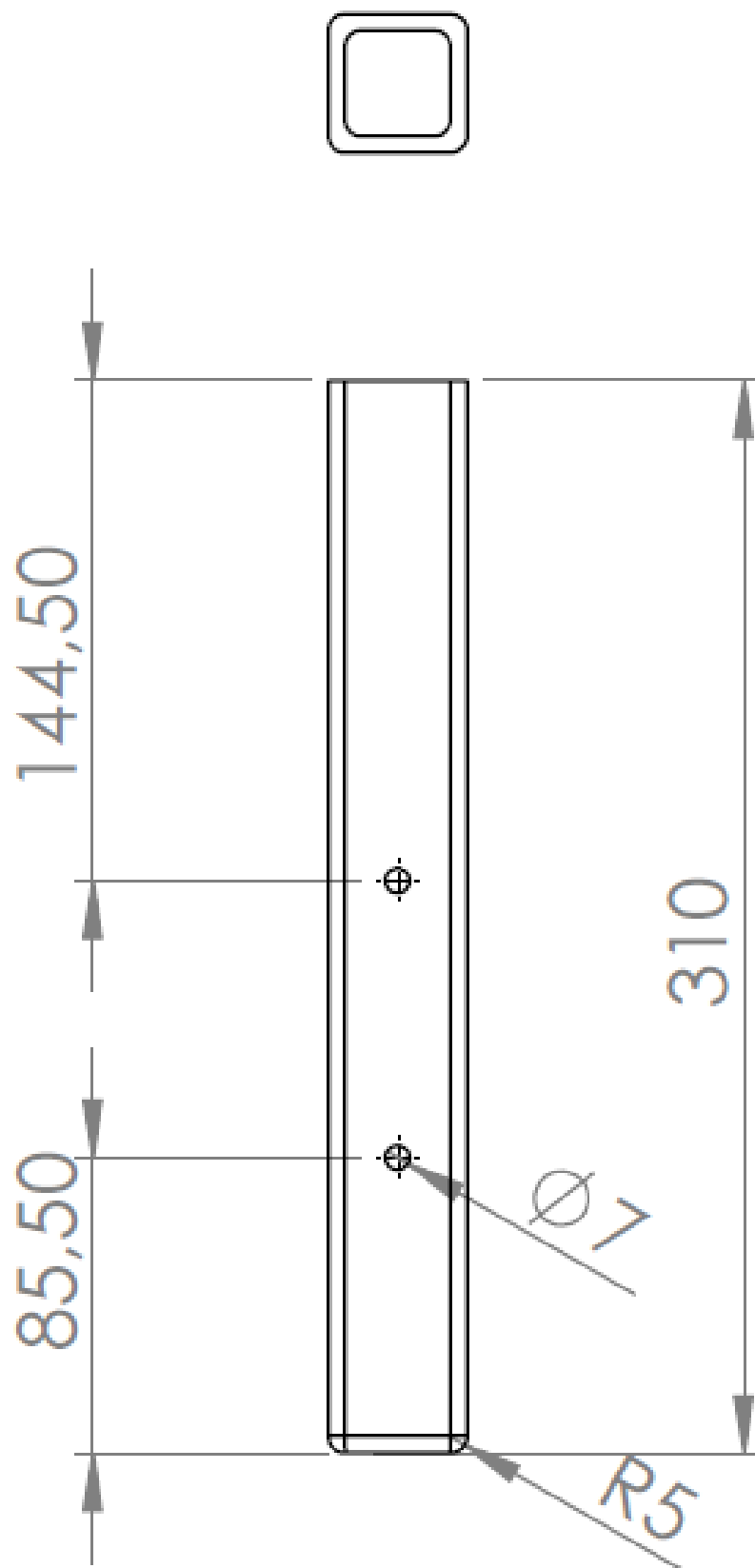
APÊNDICE B – CHAPA LATERAL DA BASE



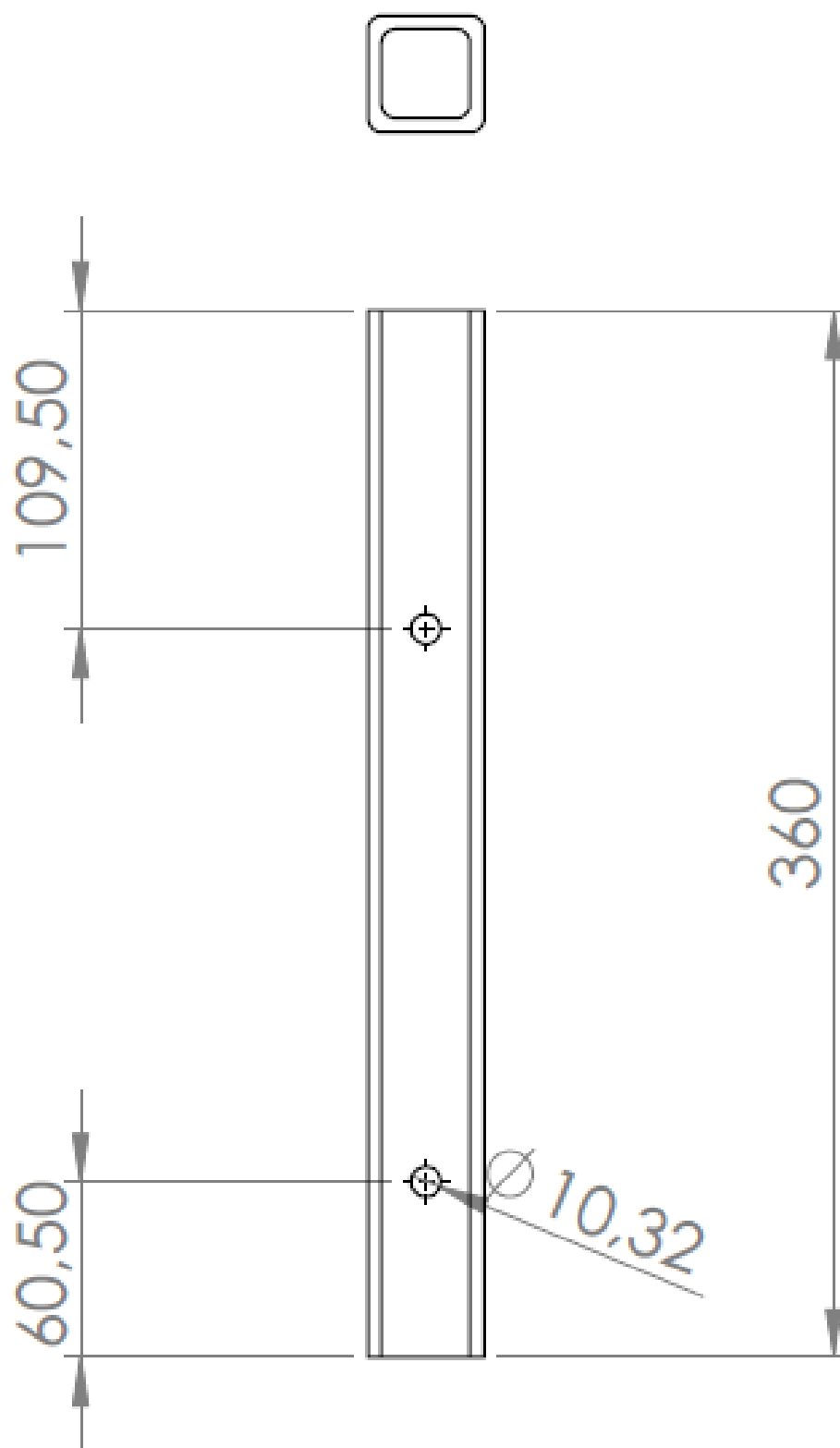
APÊNDICE C - ALÇA



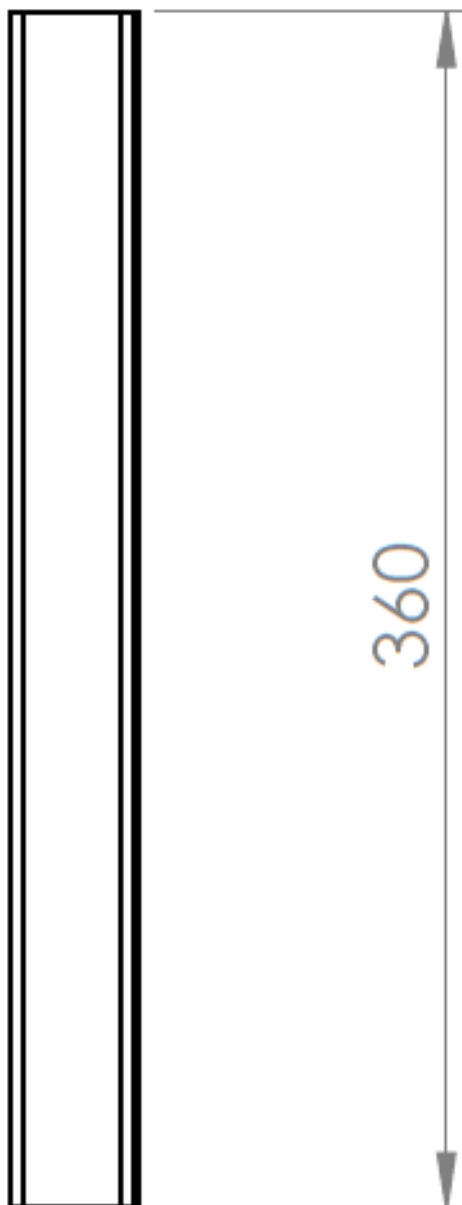
APÊNDICE D - TUBO QUADRADO DO MOTOR



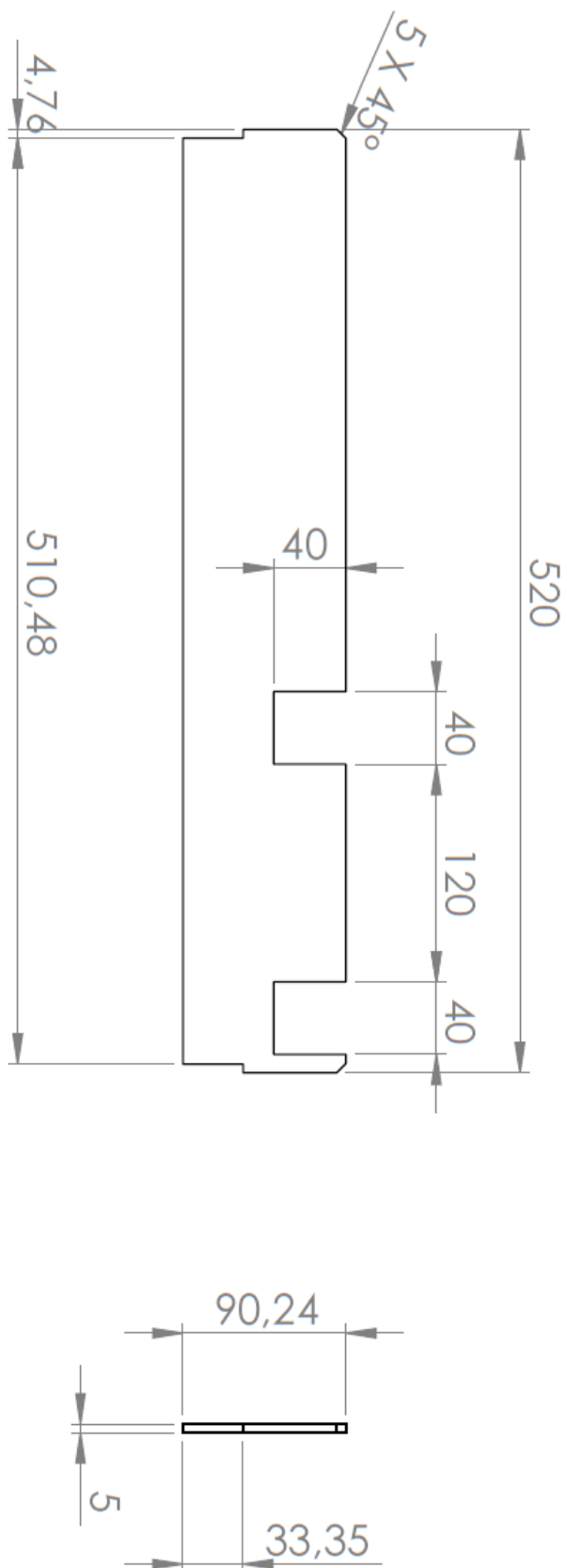
APÊNDICE E - TUBO QUADRADO DO REDUTOR



APÊNDICE F - CANTONEIRA



APÊNDICE G - CHAPA DE REFORÇO LONGITUDINAL



APÊNDICE H – MONTAGEM VISTA INFERIOR

