

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RECÔNCAVO DA BAHIA
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

HUGO EMANOEL DE ANDRADE COSTA

**DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPO DE MÁQUINA PARA
ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO PURA**

CRUZ DAS ALMAS
NOVEMBRO/2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RECÔNCAVO DA BAHIA
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPO DE MÁQUINA PARA ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO PURA

Trabalho de Conclusão de Curso do discente **Hugo Emanuel de Andrade Costa**, apresentado ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Dr. Ivanoé João Rodowanski

CRUZ DAS ALMAS
NOVEMBRO/2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RECÔNCAVO DA BAHIA
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE PROTÓTIPO DE MÁQUINA PARA ENSAIOS DE FADIGA POR FLEXÃO PURA

Trabalho de Conclusão de Curso do discente **Hugo Emanuel de Andrade Costa**, apresentado ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade Federal do Recôncavo da Bahia, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: ____/____/____.

COMISSÃO EXAMINADORA:

Professor Dr. Ivanoé João Rodowanski

Universidade Federal do Recôncavo da Bahia

Orientador

Professor Msc. Adelson Ribeiro de Almeida Júnior

Universidade Federal do Recôncavo da Bahia

Examinador

Pesquisador Especialista Leonardo Camilo dos Reis

Usinas Siderúrgicas de Minas Gerais S/A

Examinador

CRUZ DAS ALMAS

NOVEMBRO/2020

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado sabedoria, saúde e força para completar essa jornada.

Expresso meu maior agradecimento e profundo respeito aos meus pais, Ivete de Andrade Costa e João Pereira da Costa, às minhas irmãs Mara Dalila de Andrade Costa e Silvana Mara de Andrade Costa, e à minha sobrinha Anna Beatriz de Andrade Costa dos Santos, meus grandes incentivadores, pelo apoio nunca negado nos momentos difíceis, pela confiança depositada e pelo estímulo na conquista do meu objetivo. Amo vocês!

Agradeço a Aldencar Coelho, Carolina Costa, Gilziane Ribeiro, Jeísa Santos e Rebeca Costa pelo inestimável apoio, carinho e compreensão durante todos esses anos.

Agradeço também aos meus amigos: Aldilene, Clara, Daniel, Gustavo, Ítalo, Ivana, Jennyfer, Juliane, Larissa, Leandro, Letícia, Mariana, Mhadyore, Muti, Neilton, Ramon, Ranieri, Ryan e Thainan por terem sido uma família para mim, por terem me acolhido quando precisei e mostrado que tenho sempre com quem contar.

Agradeço ao meu cunhado, Rubens Souza dos Santos, pelo apoio durante cinco anos.

Agradeço imensamente ao Sr. Roberto de Brito Silva e a Caldeiras Brasil por ter me feito crescer como profissional e descobrir características em mim que até então eram desconhecidas.

Agradeço também ao Grupo Atlantis Bombas Submersas, Gilsom Transformadores e USIMINAS pela oportunidade de estagiar e aprender mais sobre as grandes áreas da Engenharia Mecânica.

Agradeço ao Stipendium Hungaricum pelo intercâmbio e por ter me proporcionado momentos tão intensos jamais vivenciados anteriormente. Dedico esses momentos a minha amiga Lara Rúbia.

Por fim, gostaria de agradecer ao meu orientador Prof. Dr. Ivanoé João Rodowanski por todo apoio, esforço e dedicação ao aceitar me orientar e ter me dado à chance de aprender um pouco mais de uma das importantes áreas da Engenharia Mecânica.

RESUMO

O desenvolvimento desse trabalho apresenta como principal objetivo a fabricação e montagem de protótipos de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura. A principal motivação para o desenvolvimento desse estudo é baseada na escassez de pesquisas a respeito de fadiga por flexão pura. Com este propósito, foram definidas algumas etapas para auxiliar na construção do protótipo, dentre elas: apresentar os conceitos abordados na literatura sobre fadiga, projetar e construir a máquina, realizar os ensaios, comparar os corpos de prova ensaiados, o limite de resistência à fadiga e o ciclo de vida dos mesmos, analisar o tipo de fratura apresentado pelas barras redondas e validar o modelo construído através dos resultados obtidos experimentalmente, de cálculos teóricos e simulação computacional. Para isso, tornou-se imprescindível estudar os métodos de falha por fadiga, os mecanismos físicos da fratura, a resistência à fadiga para uma vida finita e infinita, a tensão cíclica e as abordagens de fadiga. Foram montados dois protótipos de máquina, um a partir do mecanismo cursor-manivela de um motor de compressor, que apresentou falhas durante os testes, que foram ocasionadas por sobrecargas geradas no conjunto virabrequim, biela e pistão, em virtude da elevada força necessária para defletir o corpo de prova. Por conta da falha ocorrida durante o teste, foi realizada a construção de um segundo protótipo, com a utilização de um motor mais potente e robusto. Através da segunda máquina, foram realizados 18 ensaios de fadiga em barras redondas e pode-se afirmar que os resultados obtidos dos testes da máquina foram satisfatórios, pois foi possível alcançar todos os objetivos propostos.

Palavras-chave: LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA. CICLO DE VIDA. BARRAS REDONDAS. MECANISMOS FÍSICOS DA FRATURA. TENSÃO CÍCLICA.

ABSTRACT

The development of this work focus as the main objective the fabrication and assembly of machinery prototypes for fatigue tests by pure bending. The major motivation for the development of this study is based on the shortage of research related to fatigue by pure bending. Taking this into account, some steps were defined to assist in the assembly of the prototype, amongst them: to introduce the concepts addressed in the literature about fatigue, to design and assembly the machine, to perform tests, to compare the tested specimens, the limit of resistance to fatigue and life cycle of them, to analyze the type of fracture presented by the round bars and to validate the built model through the experimental results obtained by theoretical calculus and computational simulation. For this, it became essential to study the methods of failure by fatigue, the physical mechanisms of fracture, the resistance to fatigue for a finite and infinite life, the cyclic tension and the fatigue approaches. Two machinery prototypes were assembled, one from the cursor-crank mechanism of a compressor engine, that showed flaws during the trials, which were caused by overloads generated in the crankshaft assembly, connecting rod and piston, as a result of the high strength necessary to deflect the specimen. Because of the failure occurred during the test, a second prototype was built using a more powerful and robust engine. From the second machine, 18 tests of fatigue in round bars were performed and it can be affirmed that the obtained results of the machinery tests were satisfactory, because it was possible to achieve all the objectives proposed.

Keywords: LIMIT OF RESISTANCE TO FATIGUE. LIFE CYCLE. ROUND BARS. PHYSICAL MECHANISMS OF FRACTURE. CYCLIC TENSION.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tensões variantes no tempo	13
Figura 2: Diagrama S-N ou Curva Wöhler (resistência à fadiga versus vida esperada)	14
Figura 3: Curva SxN.....	15
Figura 4: Exemplos práticos de algumas curvas S-N.....	16
Figura 5: Os ciclos de histerese da tensão verdadeira-deformação verdadeira	17
Figura 6: (a) Elementos de nucleação de trincas e (b) concentradores de tensão	19
Figura 7: (a) Região de intenso deslizamento durante fadiga e (b) formação de trincas na superfície devido às bandas de deslizamento	20
Figura 8: Nucleação de trinca por fadiga: (a) em inclusão não metálica e (b) em um poro.....	20
Figura 9: Peças que falharam sob fadiga. Observar as marcas de praia: (a) A trinca teve início no rasgo de chaveta. (b) A trinca teve início no ponto indicado pela seta	21
Figura 10: Fractografia eletrônica por transmissão mostrando estrias de fadiga no alumínio .	21
Figura 11: Representações esquemáticas das superfícies de fratura de fadiga de diversas seções transversais com e sem entalhes submetidos a diversas condições de carregamento e níveis de tensão.....	23
Figura 12: Diagrama S-N traçado a partir de testes de fadiga axial completamente inversa. Material: aço UNS G41300	24
Figura 13: Variação da tensão em um ensaio de flexão rotativa e definição das tensões em um caso geral.....	29
Figura 14: Variação da tensão ao longo do tempo – Ciclo de tensão aleatória.....	29
Figura 15: Curvas de falha para tensões pulsantes	30
Figura 16: Tipos de ensaios de fadiga	32
Figura 17: Configurações empregadas em ensaios de fadiga.....	32
Figura 18: Tipos de corpos de prova para diferentes ensaios de fadiga.....	34
Figura 19: Vista superior do mecanismo desenvolvido para o compressor Embraco.....	35
Figura 20: Vista superior do mecanismo desenvolvido para o motor Eberle.....	35
Figura 21: Compressor Embraco EM2U 6ØCLP	36
Figura 22: Materiais utilizados para construção da máquina de fadiga	37
Figura 23: Compressor Embraco EM2U 6ØCLP	38
Figura 24: Compressor em corte superior e posições do pistão dentro do bloco do motor.....	38
Figura 25: Vista isométrica e explodida do projeto.....	39
Figura 26: Protótipo de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura	39
Figura 27: Falha no virabrequim	41
Figura 28: Falha na biela	41
Figura 29: Falha no componente rotativo do compressor	42
Figura 30: Motor Eberle	43
Figura 31: Materiais utilizados para construção da máquina de fadiga	44
Figura 32: Paquímetro Universal Analógico	44
Figura 33: Representação do mecanismo desenvolvido para construção do protótipo.....	45
Figura 34: Protótipo de Máquina para Ensaio de Fadiga por Flexão Pura	45
Figura 35: Deslocamento do pistão através do movimento circular da polia.....	46
Figura 36: Balanceamento do protótipo	46
Figura 37: Mecanismo de lubrificação	47
Figura 38: Concentradores de tensão nos corpos de prova	48
Figura 39: Pontos de ancoragem do corpo de prova	50
Figura 40: Regiões de ruptura dos corpos de prova	50

Figura 41: Mecanismos físicos da fratura	51
Figura 42: Diagrama S-N traçado a partir dos ensaios de fadiga por flexão pura. Material: Aço 1010	55
Figura 43: Diagrama de transmissão – Polias e correia.....	56
Figura 44: Viga engastada submetida a uma carga P	58
Figura 45: Diagrama de corpo livre.....	58
Figura 46: Mecanismo cursor-manivela	61
Figura 47: Transposição de vetores do mecanismo.....	64
Figura 48: Representação do mecanismo quando $\theta = 0^\circ$	65
Figura 49: Representação do mecanismo quando $\theta = 90^\circ$	66
Figura 50: Representação do mecanismo quando $\theta = 180^\circ$	66
Figura 51: Representação do mecanismo quando $\theta = 270^\circ$	66
Figura 52: Representação do mecanismo quando $\theta = 360^\circ$	66
Figura 53: Deflexão total.....	67
Figura 54: Deflexão total.....	68
Figura 55: Deflexão total.....	68
Figura 56: Número de ciclos	69
Figura 57: Número de ciclos	69
Figura 58: Número de ciclos	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros para o fator de acabamento superficial	26
Tabela 2: Fatores de confiabilidade correspondente a 8% de desvio-padrão do limite de resistência	27
Tabela 3: Especificações do motor Embraco e parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova	40
Tabela 4: Especificações do motor Embraco e parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova	49
Tabela 5: Tempo de ensaio, número de ciclos e erro relativo dos corpos de prova	52
Tabela 6: Resistência à fadiga para vida finita	54
Tabela 7: Especificações do motor Eberle, polias e resultados obtidos	57
Tabela 8: Parâmetros referentes à deflexão da viga	60
Tabela 9: Parâmetros do mecânico cursor-manivela.....	64
Tabela 10: Propriedades mecânicas do aço 1010	67

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	7
LISTA DE TABELAS.....	8
1 INTRODUÇÃO.....	11
1.1 APRESENTAÇÃO.....	11
1.2 PROBLEMA DE PESQUISA.....	11
1.3 OBJETIVOS.....	11
1.3.1 OBJETIVO GERAL.....	11
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	11
1.4 JUSTIFICATIVA.....	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1 HISTÓRIA DA FALHA POR FADIGA.....	13
2.2 FADIGA.....	14
2.3 MÉTODOS DE FALHA POR FADIGA.....	14
2.3.1 TENSÃO – NÚMERO DE CICLOS ($S-N$).....	15
2.3.2 DEFORMAÇÃO – NÚMERO DE CICLOS ($\epsilon-N$).....	17
2.3.3 MÉTODO DA MECÂNICA DE FRATURA LINEAR ELÁSTICA (MFLE).....	18
2.4 MECANISMOS FÍSICOS DA FRATURA.....	18
2.4.1 NUCLEAÇÃO.....	18
2.4.2 PROPAGAÇÃO DA TRINCA POR FADIGA.....	21
2.4.3 FRATURA.....	22
2.5 RESISTÊNCIA À FADIGA OU LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA.....	23
2.5.1 RESISTÊNCIA À FADIGA PARA VIDA FINITA.....	24
2.5.2 RESISTÊNCIA À FADIGA PARA VIDA INFINITA.....	25
2.5.3 FATOR DE ACABAMENTO SUPERFICIAL (C_{superf}).....	25
2.5.4 FATOR DE TAMANHO ($C_{tamanho}$).....	26
2.5.5 FATOR DE CONFIABILIDADE (C_{conf}).....	26
2.5.6 FATOR DE TEMPERATURA (C_{temp}).....	27
2.5.7 FATOR DE CARREGAMENTO (C_{carreg}).....	27
2.5.8 FATORES DE MODIFICAÇÃO DE EFEITOS VARIADOS (C_{div}).....	27
2.6 TENSÃO CÍCLICA.....	28
2.7 ABORDAGENS DE FADIGA.....	29
2.8 ENSAIOS DE FADIGA.....	31
2.8.1 ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO PURA.....	33
2.9 CORPOS DE PROVA.....	33
3 METODOLOGIA E ANÁLISE DE RESULTADOS.....	35
3.1 COMPRESSOR EMBRACO EM2U 6 ϕ CLP.....	36
3.1.1 MATERIAIS.....	36
3.1.2 MÉTODOS.....	37
3.1.3 RESULTADOS.....	40
3.2 MOTOR EBERLE.....	42
3.2.1 MATERIAIS.....	42
3.2.2 MÉTODOS.....	44
3.2.3 RESULTADOS.....	48
3.3 VALIDAÇÃO DO MODELO.....	55
3.3.1 MEMORIAL DE CÁLCULO.....	55
3.3.1.1 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO.....	55
3.3.1.2 DEFLEXÃO DE VIGAS.....	57
3.3.1.3 MECANISMO CURSOR-MANIVELA.....	60
3.3.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL (ANSYS WORKBENCH).....	67
3.3.2.1 MÉTODOS.....	67
3.3.2.2 RESULTADOS.....	67

4	CONCLUSÕES	71
5	PROPOSTAS DE MELHORIAS	71
	REFERÊNCIAS	72
	APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULO	74

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO

Este trabalho explicita sobre o surgimento, a importância e os conceitos dos estudos de falha por fadiga e suas aplicações. Em seguida, apresenta o desenvolvimento dos protótipos de máquinas para ensaios de fadiga por flexão pura, seus respectivos resultados e a legitimação da pesquisa em conformidade com as literaturas preexistentes e simulações computacionais.

1.2 PROBLEMA DE PESQUISA

É possível obter a falha por fadiga de barras redondas através de um protótipo de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura?

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GERAL

Construir um protótipo de máquina capaz de realizar ensaios de fadiga por flexão pura.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Apresentar conceitualmente o termo fadiga e tópicos relacionados;
- Compreender o comportamento e as propriedades mecânicas das barras redondas quando submetido à flexão pura;
- Projetar e construir uma máquina capaz de realizar ensaios de fadiga;
- Ensaiar as amostras de barras redondas aço 1010;
- Comparar os corpos de prova ensaiados e a vida útil dos mesmos;
- Analisar o tipo de ruptura apresentada pela amostra;
- Validar o modelo através de cálculos teóricos e simulação computacional (Ansys Workbench).

1.4 JUSTIFICATIVA

A maioria dos componentes mecânicos falha devido aos carregamentos dinâmicos, não aos estáticos e, por isso, são sujeitos aos mecanismos físicos da fratura, nucleação e propagação da trinca, que também pode ser caracterizado como processo de alteração estrutural, progressivo e localizado do material. Este processo de falha que afeta quaisquer componentes estruturais ou parte deles é denominado fadiga e geralmente é responsável por aproximadamente 90% das falhas dos componentes metálicos em serviço (MEYERS e CHAWLA, 2009; TELES, 2015).

Manson e Halford (2006 apud ARAÚJO, 2017) aborda através de um documento fundamentado realizado pelo National Institute of Standard and Technologies (NIST), que de 230 peças com falhas documentadas avaliadas, 141 falharam por fadiga. Além disso, um estudo do Instituto Batelle Columbus Laboratories, juntamente com o NIST, apontou um custo total para economia americana de US\$119 bilhões de falhas de componentes devido à fadiga, que era equivalente a 4% do PIB da época (1982).

Muitos componentes em movimento estão submetidos ao comportamento de fadiga do material, como: automóveis na estrada, aeronaves no ar (principalmente as asas), navios no alto mar, reatores nucleares, turbinas sob tensões térmicas cíclicas, carros torpedos (principalmente os eixos), vagões ferroviários, correntes transportadoras, etc. Dessa forma, ratifica-se o desenvolvimento de pesquisas voltadas à fadiga dos materiais e as aspirações que empresas apresentam nesta área (MEYERS e CHAWLA, 2009; TELES, 2015).

A principal motivação para o desenvolvimento desse estudo é baseada na escassez de pesquisas a respeito de fadiga por flexão pura. As literaturas geralmente abordam sobre fadiga rotativa ou combinada, em virtude de serem as principais causas das falhas dos componentes mecânicos e os ensaios mais convencionais e, por isso, ratifica-se a importância desse trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

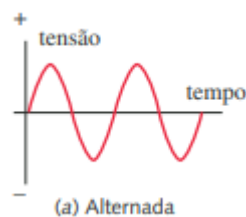
Neste capítulo serão abordados os conceitos teóricos, definições e termos pertinentes à resistência dos materiais, que estão relacionados ao estudo de fadiga por flexão, e serão utilizados para elaboração deste trabalho.

2.1 HISTÓRIA DA FALHA POR FADIGA

O fenômeno de falha por fadiga foi estudado em torno de 1800, quando os eixos de um vagão ferroviário apresentaram falhas após pequenos períodos em trabalho. Os eixos foram fabricados com aços dúcteis, entretanto, os mesmos apresentaram características de fraturas frágeis e inesperadas. Naquela época, estudos surgiram para descobrir as causas das rupturas repentinas dos eixos ferroviários. Contudo, as cargas dinâmicas eram, portanto, um fenômeno novo e os engenheiros projetavam os componentes mecânicos com conhecimentos que eram baseados em experiências decorrentes de estudos com estruturas carregadas estaticamente (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), os eixos ferroviários eram fixos às rodas e giravam sincronicamente. Assim, a tensão de flexão, que apresenta um carregamento alternado, variava ciclicamente entre valores positivos e negativos em qualquer ponto da superfície do eixo, como ilustra a Figura 1(a).

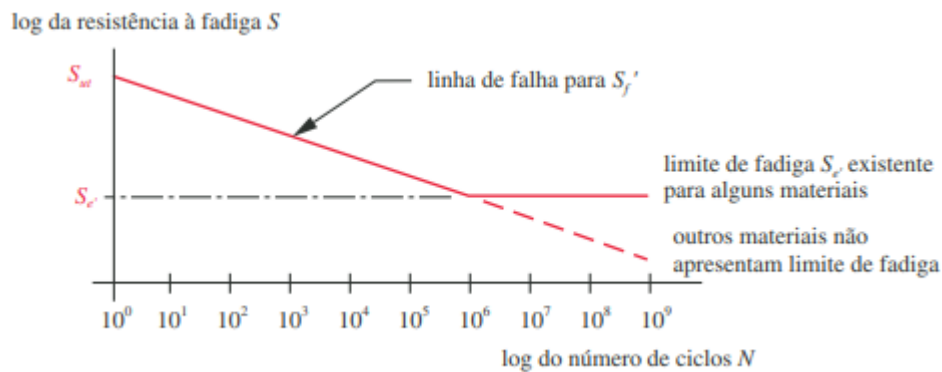
Figura 1: Tensões variantes no tempo



Fonte: NORTON, 2013.

Além disso, August Wöhler testou, em laboratório, os eixos até a falha sob carregamento alternado. Através de suas descobertas que foram publicadas em 1970, o número de ciclos de tensão variante no tempo era causador do colapso e os aços apresentavam uma tensão limite de resistência à fadiga, ou seja, existia um nível de tensão que os aços suportariam milhões de ciclo de uma tensão alternada. A Figura 2 mostra o diagrama S-N ou Curva Wöhler que é a forma-padrão de caracterizar os materiais sob tensão alternada (NORTON, 2013).

Figura 2: Diagrama S-N ou Curva Wöhler (resistência à fadiga versus vida esperada)



Fonte: NORTON, 2013.

2.2 FADIGA

De acordo com Callister Jr (2002), fadiga é o fenômeno de falha que ocorre no material quando submetido a tensões dinâmicas e oscilantes. Assim, a falha pode acontecer em um nível de tensão significativamente inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática. O autor afirma que o termo “fadiga” é utilizado, pois é uma forma de falha que ocorre nos componentes após um período prolongado de tensões repetitivas e ciclos de deformações. Portanto, a fadiga é uma temática importante porque ela compreende aproximadamente 90% de todas as falhas nos metais, isto é, a maior causa individual de falhas nos materiais metálicos.

A falha por fadiga é catastrófica, repentina e acontece silenciosamente. Além disso, a mesma é de natureza frágil, inclusive nos materiais dúcteis, que podem apresentar ou não alguma deformação plástica generalizada associada à falha. Este processo de falha ocorre pela nucleação e propagação de trincas localizadas no material e geralmente a superfície de fratura é perpendicular à direção de uma tensão trativa aplicada (CALLISTER JR, 2002).

2.3 MÉTODOS DE FALHA POR FADIGA

Atualmente, os métodos de falha por fadiga mais utilizados são: tensão-número de ciclos (S-N), deformação-número de ciclos (ϵ -N) e o método da mecânica de fratura linear elástica. Esses métodos indicam a vida, através do número de ciclos até a ocorrência falha N , para uma dada carga. A Fadiga de Baixo Ciclo (FBC) ocorre no intervalo de vida $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos, enquanto que a Fadiga de Alto Ciclo (FAC) acontece para $N \geq 10^3$ ciclos. O método mais tradicional e simples para ser implementado é o tensão-número de ciclos (S-N), apesar de apresentar uma baixa acurácia, especialmente para aplicações de baixa ciclagem.

(BUDYNAS e NISBETT, 2009).

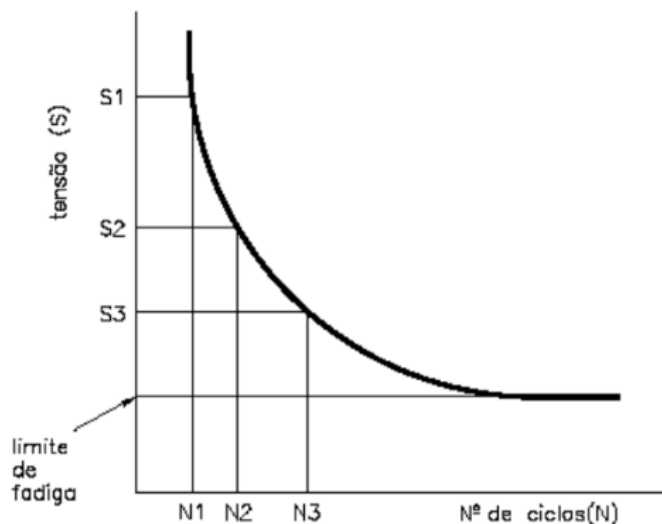
Todavia, o método deformação-número de ciclos (ϵ -N) apresenta uma análise mais minuciosa que o tensão-número de ciclos em virtude de a deformação plástica localizada ser bastante acurada em termos de tensões e deformações para estimar a vida do material. Esse método é eficiente para aplicações que envolvem fadiga de baixo ciclo, apesar de surgir algumas incertezas no seu resultado (BUDYNAS e NISBETT, 2009).

O método da mecânica de fratura linear elástica é utilizado quando já tenha sido detectada alguma trinca. Esse método é utilizado para prever o crescimento da trinca em relação ao módulo de tensão. Quando aplicado em componentes grandes associado a simulações computacionais e inspeções periódicas torna-se mais prático e dinâmico (BUDYNAS e NISBETT, 2009).

2.3.1 TENSÃO – NÚMERO DE CICLOS (S-N)

A curva tensão-número de ciclos (S-N), também conhecida como curva de Wöhler é o método mais tradicional e fácil para obtenção dos resultados do ensaio. Pode-se justificar essa afirmação, porque este método é muito utilizado em aplicações que engloba a Fadiga de Alto Ciclo (FAC). E por isso, é esperado que o material suporte por mais de 10^3 ciclos de tensão. S-N representa stress (tensão) e número de ciclos, respectivamente. Existem três maneiras de representar a curva de Wöhler através do plano cartesiano: $S \times N$, $S \times \log N$ e $\log S \times \log N$. Na Figura 3 está representado um gráfico no qual indica que quanto menor a tensão (S) aplicada, maior o número de ciclos (N), ou seja, o material suportará mais até a ruptura ou entrará em vida infinita (FREDEL et al., 2015; NORTON, 2013; SOUZA, 1982).

Figura 3: Curva SxN



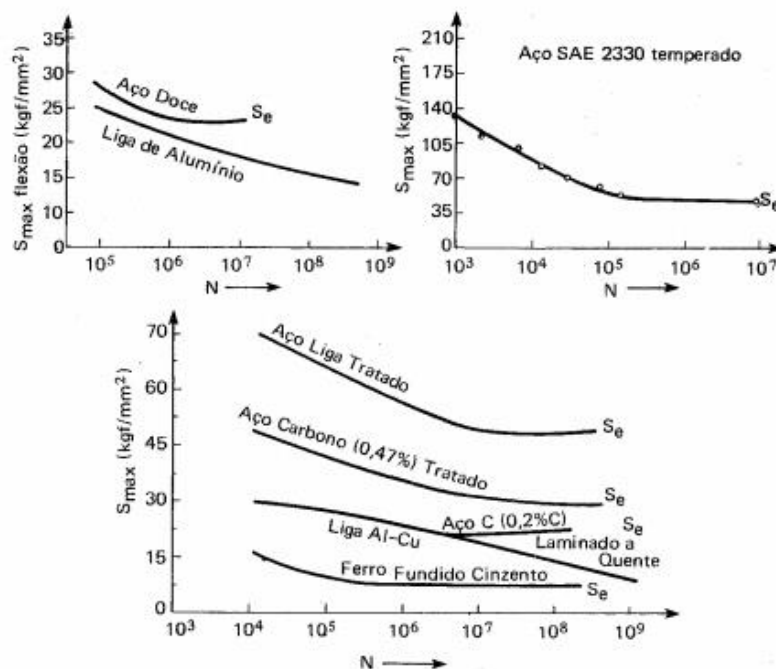
Fonte: FREDEL et al., 2015.

Através da Figura 4 é possível observar que os aços apresentam a curva com um patamar correspondente ao limite de resistência a fadiga do material. Entretanto, as ligas não-ferrosas em geral, como a liga de alumínio não possui esse patamar. Caso o material apresente esse patamar, é necessário ensaiar o corpo de prova pelo menos até 10 milhões de ciclos e se não houver ruptura a tensão indicada será o limite de resistência à fadiga. Se o material for não apresentar este patamar, é necessário estender o ensaio entre 50-500 milhões de ciclos, dependendo do material, utilizando a tensão equivalente ao limite de resistência à fadiga (FREDEL et al., 2015).

Os autores ainda mencionam que para realizar o ensaio de fadiga é necessário escolher uma tensão aproximadamente igual a 2/3 do limite de resistência à tração do material. Em seguida, deve-se reduzir progressivamente a tensão máxima, até conseguir uma tensão que não ocorra a ruptura. Posteriormente, deve-se aumentar lentamente até atingir a máxima tensão equivalente ao patamar, que será o limite de resistência à fadiga do material.

Conhecendo o limite de fadiga do material, em determinados casos é possível manter a tensão cíclica abaixo do desse nível, a fim de evitar a falha para o número de ciclo solicitado. Além disso, posteriormente a peça deve ser projetada alicerçada ao limite de fadiga e coeficiente de segurança do material. Dessa forma, as tensões e deformações locais permanecerão no regime elástico e o estágio de iniciação da trinca nunca começará, pois não haverá o escoamento do material para propagar trincas em sua estrutura (NORTON, 2013).

Figura 4: Exemplos práticos de algumas curvas S-N



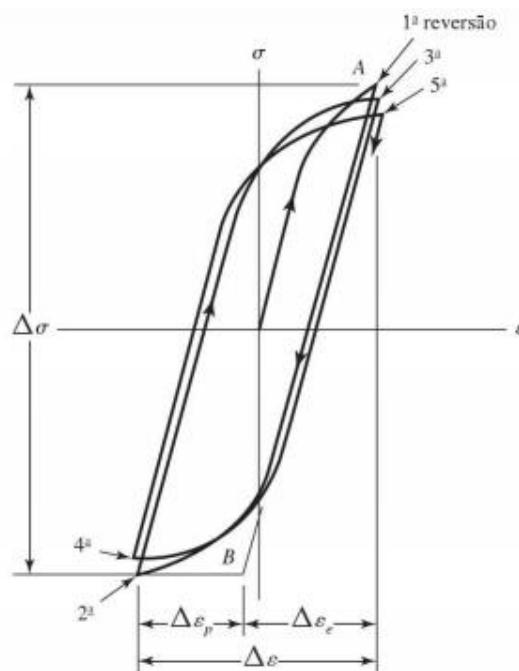
Fonte: SOUZA, 1982.

2.3.2 DEFORMAÇÃO – NÚMERO DE CICLOS (ϵ -N)

De acordo com Budynas e Nisbett (2009), a natureza da falha por fadiga é mais bem empregado pelo método deformação-número de ciclos. Como já abordado por vários autores, a falha por fadiga normalmente acontece devido a uma descontinuidade local ou meios de concentração de tensão. A fratura por fadiga só acontece quando existem deformações plásticas cíclicas, em decorrência da tensão nas descontinuidades terem ultrapassado o limite elástico. E por isso, torna-se necessário avaliar o comportamento mecânico dos materiais sujeitos às deformações cíclicas.

Bairstow, em 1910, observou que os limites elásticos do ferro e aço podem ser modificados por variações cíclicas de tensões. Os limites elásticos dos aços recozidos provavelmente tendem a aumentar quando submetidos a ciclos de reversão de tensão, enquanto que dos aços repuxados a frio tendem a diminuir (Teoria de Bauschinger). Além disso, Landgraf desenvolveu diversos gráficos de tensão-deformação cíclica. Através desses gráficos, ele verificou o comportamento de Fadiga de Baixo Ciclo (FBC) de aços que apresentam resistência elevada. Assim, a Figura 5 mostra o gráfico com as cinco primeiras reversões de tensão de um material (tensão verdadeira x deformação verdadeira). Portanto, foi constatado que essas reversões cíclicas de tensões diminuem a resistência dos materiais com as repetições de tensões, enquanto que alguns materiais podem ser enrijecidos (BUDYNAS e NISBETT, 2009).

Figura 5: Os ciclos de histerese da tensão verdadeira-deformação verdadeira



Fonte: BUDYNAS e NISBETT, 2009.

Contudo, as respostas relacionadas à deformação total nas descontinuidades não foram obtidas. Não existem evidências a respeito da concentração de deformação e supõe-se que é possível que as literaturas atuais abordem devido a maior utilização das análises por elementos finitos (BUDYNAS e NISBETT, 2009).

2.3.3 MÉTODO DA MECÂNICA DE FRATURA LINEAR ELÁSTICA (MFLE)

O trincamento por fadiga é dividido nas fases I, II e III. A primeira fase denominada como fadiga de estágio I está associada com o deslizamento dos cristais ao longo dos grãos adjacentes, inclusões e imperfeições superficiais. A fadiga de estágio II está relacionada com a extensão ou avanço do trincamento (novas áreas fissuradas) e ocorre de forma ordenada. Essa mecânica, que não é visível ao observador, pode ser verificada através de micrografias realizadas através de um microscópio eletrônico. A terceira fase designada de fratura final acontece devido a aceleração rápida do crescimento da trinca que leva a falha repentina e catastrófica (SHIGLEY et al., 2005).

Dessa forma, o método MFLE prediz o tempo de vida dos componentes em serviço através do aumento no comprimento da trinca quando as tensões variam em cada ciclo e os estágios de propagação da trinca no processo de fadiga (SHIGLEY et al., 2005).

2.4 MECANISMOS FÍSICOS DA FRATURA

Os mecanismos físicos da fratura são responsáveis pelo fenômeno de falha por fadiga, que são a nucleação, a propagação da trinca por fadiga e a ruptura repentina. Para realizar o estudo dos mecanismos de falha por fadiga, o material não deve apresentar trincas preexistentes ou defeitos semelhantes às trincas (MEYERS e CHAWLA, 2009).

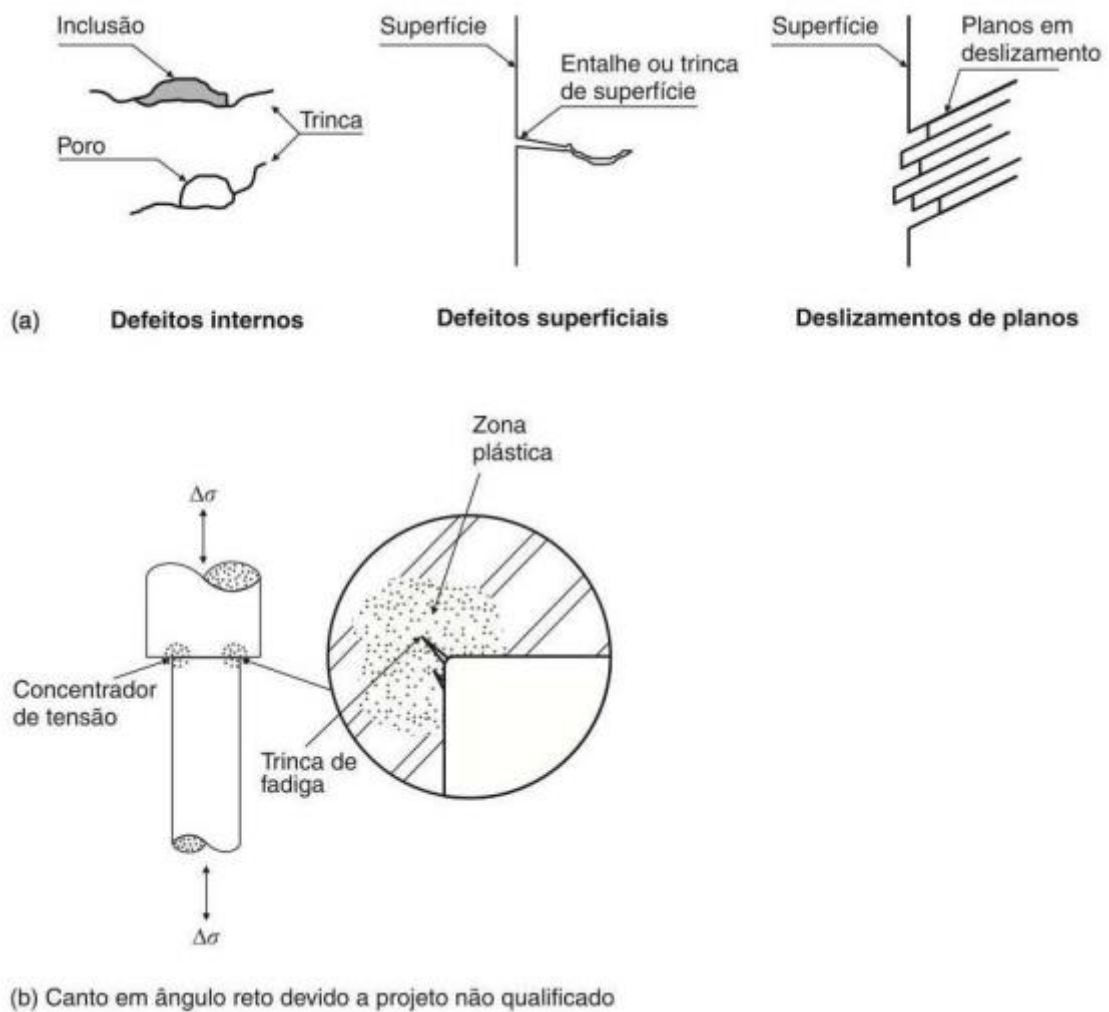
2.4.1 NUCLEAÇÃO

A nucleação de trincas por fadiga, na maioria dos materiais, ocorre nas singularidades ou descontinuidades e acontece em pontos de alta concentração de tensões ou baixa resistência. As descontinuidades apresentam-se na superfície ou interior do material e são provenientes dos processos de fabricação, como pequenas trincas de usinagem. As singularidades são problemas estruturais, como inclusões, contornos de grãos, porosidade acentuada, defeitos de solidificação, pontos de corrosão ou partículas de segunda fase. Além disso, as singularidades podem ocorrer em decorrência de características geométricas, como

riscos superficiais ou variações de seções. Estas singularidades são conhecidas como sítios geométricos que são os ângulos vivos, rasgos de chaveta ou fios de roscas (FREDEL et al., 2015; GARCIA et al., 2010; MEYERS e CHAWLA, 2009).

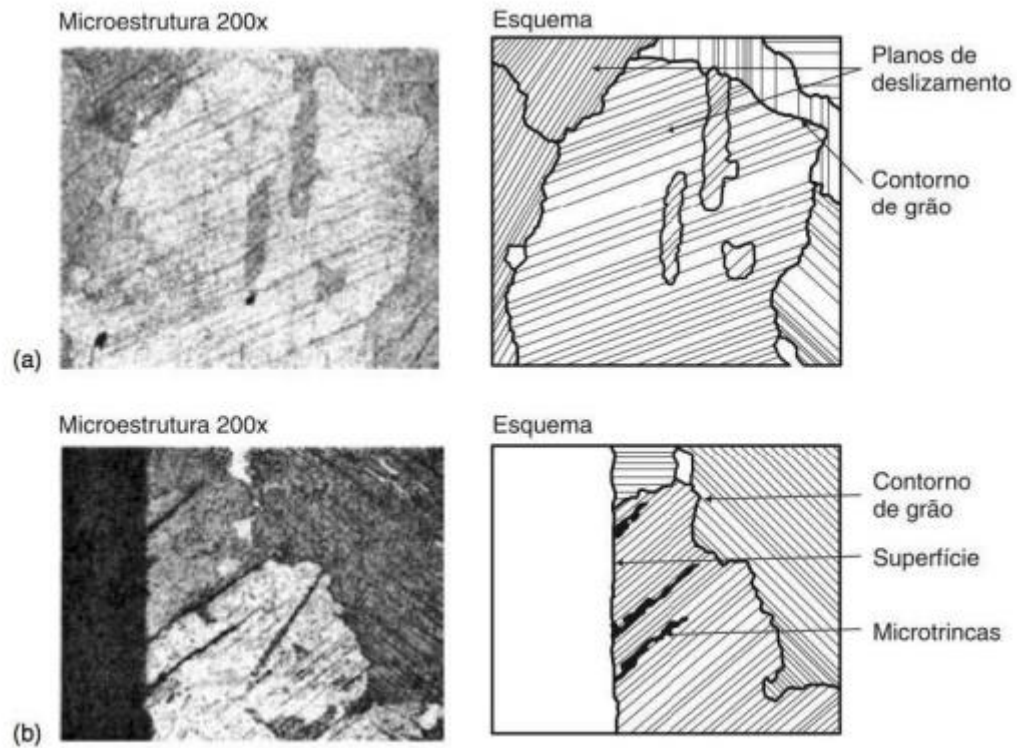
As Figuras 6, 7 e 8 mostram alguns modos de nucleação e as principais causas do surgimento de trincas na superfície e no interior do material. Além disso, defeitos nas singularidades e descontinuidades que ocasionam a formação da trinca.

Figura 6: (a) Elementos de nucleação de trincas e (b) concentradores de tensão



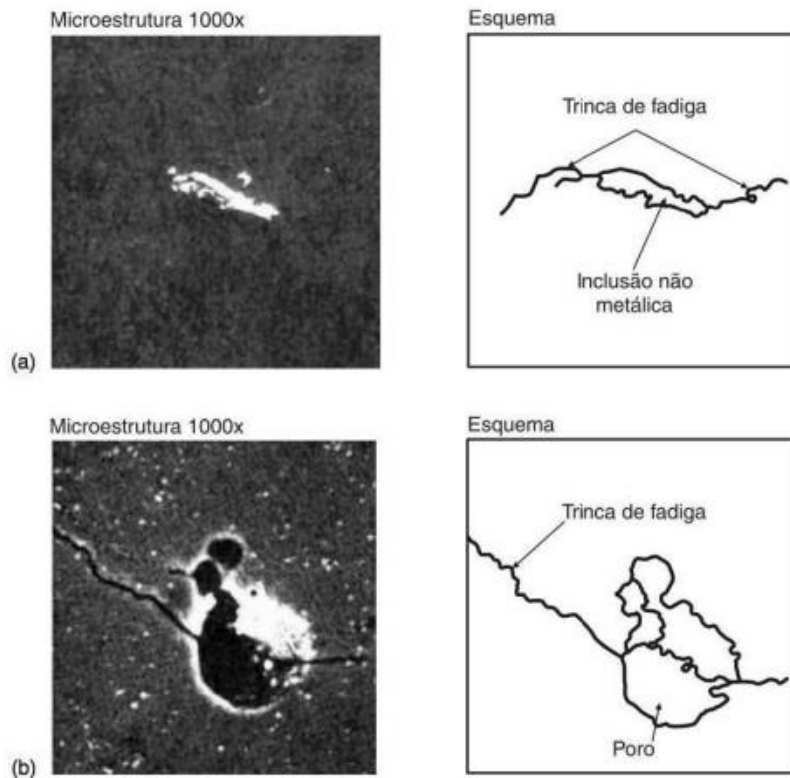
Fonte: GARCIA et al., 2010.

Figura 7: (a) Região de intenso deslizamento durante fadiga e (b) formação de trincas na superfície devido às bandas de deslizamento



Fonte: GARCIA et al., 2010.

Figura 8: Nucleação de trinca por fadiga: (a) em inclusão não metálica e (b) em um poro

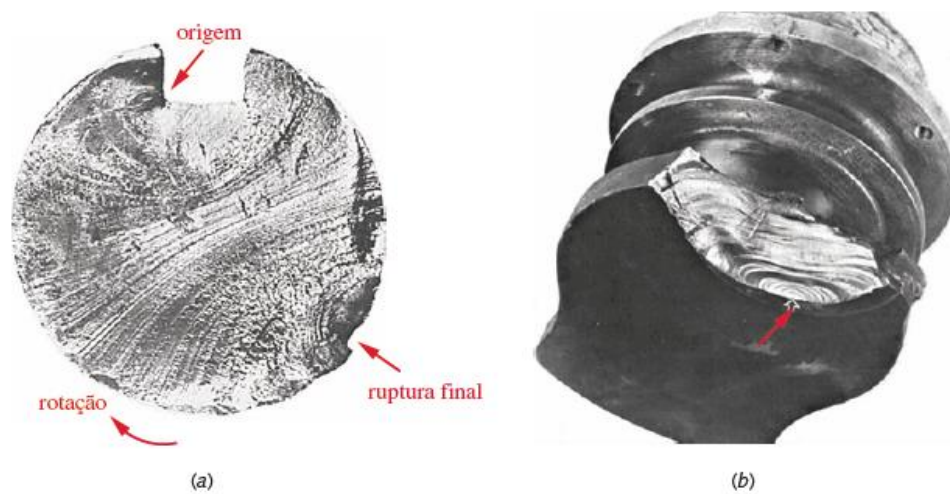


Fonte: GARCIA et al., 2010.

2.4.2 PROPAGAÇÃO DA TRINCA POR FADIGA

A propagação da trinca por fadiga está relacionada com a extensão da trinca a cada ciclo de tensões. De acordo com a Figura 9 e 10, a superfície de fratura formada nessa etapa é caracterizada pelas marcas de praia e estrias, respectivamente. As marcas de praia podem ser vistas a olho nu e as estrias somente através de um microscópio eletrônico. Essas marcas sugerem a posição da extremidade da trinca em um dado tempo e estende-se em um padrão circular ou semicircular para longe das regiões de nucleação (FREDEL et al., 2015).

Figura 9: Peças que falharam sob fadiga. Observar as marcas de praia: (a) A trinca teve início no rasgo de chaveta. (b) A trinca teve início no ponto indicado pela seta



Fonte: NORTON, 2013.

Figura 10: Fractografia eletrônica por transmissão mostrando estrias de fadiga no alumínio



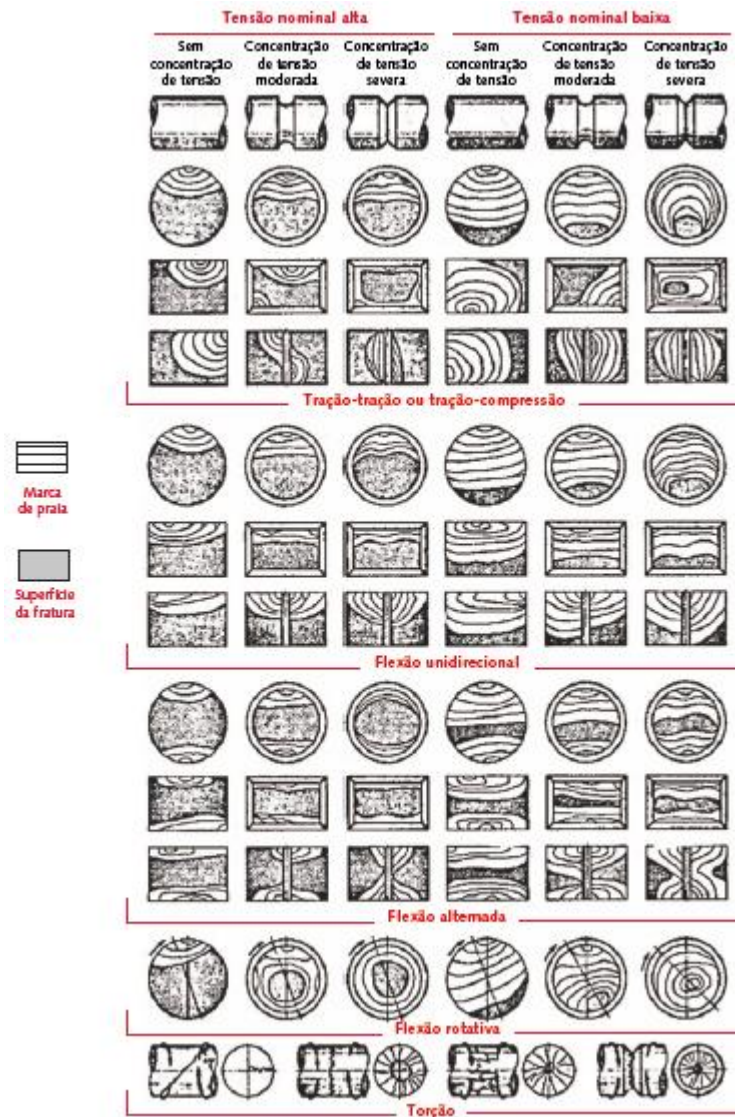
Fonte: FREDEL et al., 2015.

A trinca pontiaguda gera concentradores de tensões mais severos que a ocasionada devido ao entalhe. Através disso, uma zona plástica na ponta da trinca é formada e a cada ciclo de tensão de tração aplicada (varia na ordem de 10^{-8} a 10^{-4} in), a trinca é prolongada e a concentração de tensão na ponta da trinca diminui. Quando é aplicada uma tensão de tração, a trinca cresce. Entretanto, quando o ciclo de tensão passa para tensão de compressão ou de valor nulo, o escoamento do material cessa, a trinca fecha e o comprimento da trinca torna-se maior. Dessa forma, o crescimento da trinca acontece devido às tensões de tração (NORTON, 2013).

2.4.3 FRATURA

Enquanto tensões de tração cíclicas e fatores de corrosão existir, a trinca irá crescer. Em um dado momento, a trinca atinge um tamanho tão crítico que a tenacidade do material reduzirá e o material falhará. Dessa forma, como abordado anteriormente, a falha por fadiga apresenta um padrão típico, o material se comporta como frágil, a ruptura é repentina e catastrófica. A Figura 11 ilustra representações da superfície de fratura de fadiga (FREDEL et al., 2015; NORTON, 2013).

Figura 11: Representações esquemáticas das superfícies de fratura de fadiga de diversas seções transversais com e sem entalhes submetidos a diversas condições de carregamento e níveis de tensão



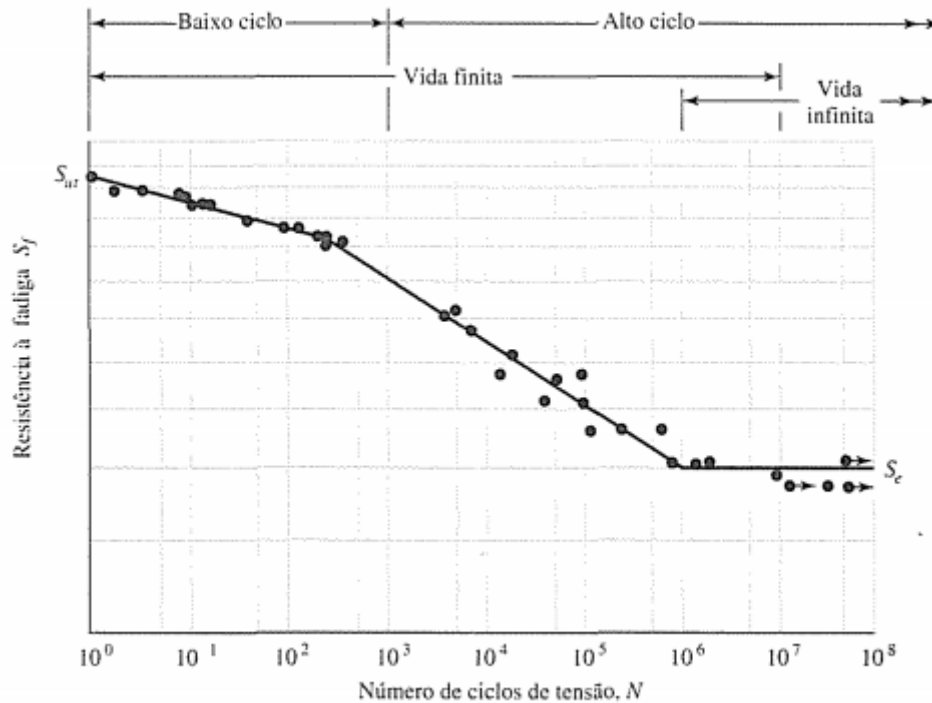
Fonte: NORTON, 2013.

2.5 RESISTÊNCIA À FADIGA OU LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Os critérios para estimar a falha por fadiga é baseado na resistência à fadiga de um material para uma vida finita, ou no limite de resistência à fadiga para uma vida infinita. Assim, o principal objetivo desse tópico é desenvolver métodos de aproximação do diagrama S-N na região de alta ciclagem (que estende-se de $N=10^3$ até 10^7) no caso dos aços, pois na região de baixo ciclo (que estende-se de $N=1$ até 10^3) o intervalo do número de ciclos de tensão (vida) é relativamente pequeno e a resistência à fadiga é um pouco menor que a resistência à tração. Dessa forma, a Figura 12 ilustra o diagrama S-N, as regiões de baixo e

alto ciclo e a vida finita e infinita do material (SHIGLEY et al., 2005).

Figura 12: Diagrama S-N traçado a partir de testes de fadiga axial completamente inversa. Material: aço UNS G41300



Fonte: SHIGLEY et al., 2005.

Onde:

S_f – Resistência à fadiga do material para uma vida finita;

S_e – Limite de resistência à fadiga do material para uma vida infinita;

S_{ut} – Resistência à tração;

N – Número de ciclos de tensão.

2.5.1 RESISTÊNCIA À FADIGA PARA VIDA FINITA

A resistência à fadiga S_f para uma vida finita com número de ciclos no intervalo de $10^3 \leq N \leq 10^7$ pode ser calculado através da equação (1) (SHIGLEY et al., 2005).

$$S_f = aN^b \quad (1)$$

Onde:

a e b – Constantes definidas pelos pontos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$, 10^6 ;

N – Número de ciclos até a falha.

Para obter as constantes a e b , deve-se utilizar as equações (2) e (3) (SHIGLEY et al., 2005).

$$a = \frac{(0,84S_{ut})^2}{S_e} \quad (2)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,84 S_{ut}}{S_e} \right) \quad (3)$$

Onde:

S_{ut} – Resistência à tração;

S_e – Limite de resistência.

A fadiga de baixo ciclo (intervalo de $1 \leq N \leq 10^3$) é definida através da equação (4) (SHIGLEY et al., 2005).

$$S_f \geq S_{ut} N^{0,025} \quad (4)$$

2.5.2 RESISTÊNCIA À FADIGA PARA VIDA INFINITA

O limite de resistência à fadiga do elemento de máquina S_e para uma vida infinita com número de ciclos no intervalo de $N > 10^7$ é expresso através da equação (5) e para calcular é necessário utilizar alguns fatores de correção (superfície, tamanho, confiabilidade, carregamento e efeitos variados) dos corpos de prova e do ensaio. Estes fatores estão relacionados com material, manufatura, ambiente e projeto e são utilizados para reduzir a probabilidade de falha (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

$$S_e = C_{superf} C_{tamanho} C_{conf} C_{temp} C_{carreg} C_{div} S' \quad (5)$$

Onde:

C_{superf} – Fator de acabamento superficial;

$C_{tamanho}$ – Fator de tamanho;

C_{conf} – Fator de confiabilidade;

C_{temp} – Fator de temperatura;

C_{carreg} – Fator de carregamento;

C_{div} – Fatores de modificação de efeitos variados;

S' – Limite de resistência à fadiga do corpo de prova.

2.5.3 FATOR DE ACABAMENTO SUPERFICIAL (C_{superf})

O fator de acabamento superficial está relacionado com a qualidade da superfície da peça (retificado, usinado ou laminado a frio, laminado a quente e forjado) e da resistência à tração do material. Assim, a equação (6) quantifica o acabamento superficial dos elementos de máquina e é baseada em uma análise de regressão realizada através do gráfico limite de resistência versus resistência à tração (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

$$C_{superf} = a S_{ut}^b \quad (6)$$

Onde:

S_{ut} – Resistência à tração mínima;

a e b – Fatores de acabamento superficial (Tabela 1).

Tabela 1: Parâmetros para o fator de acabamento superficial

Acabamento Superficial	Fator a		Expoente
	S_{ut} (kpsi)	S_{ut} (MPa)	B
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272,	-0,995

Fonte: Adaptada de Shigley et al., 2005.

2.5.4 FATOR DE TAMANHO ($C_{tamanho}$)

O fator tamanho para flexão e torção de uma peça com seção transversal circular e rotativo é representada através das condições descritas por (7). Quando o elemento de máquina apresenta seção transversal circular, sofre flexão, mas não rotaciona, deve-se utilizar a expressão dada por (8) antes de aplicar (7) (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

$$C_{tamanho} = \begin{cases} 1, & d \leq 0,3in \\ 0,869d^{-0,097}, & 0,3in < d \leq 10in \\ 1,189d^{-0,097}, & 8mm < d \leq 250mm \end{cases} \quad (7)$$

$$d_e = 0,370d \quad (8)$$

Onde:

d e d_e – Diâmetro e diâmetro efetivo, respectivamente.

2.5.5 FATOR DE CONFIABILIDADE (C_{conf})

A Tabela 2 apresenta os fatores de confiabilidade. Quando o projeto apresenta alta confiabilidade significa que suas características são bem definidas, o que resultará em um limite de resistência à fadiga menor. Consequentemente, baixa confiabilidade quer dizer que ocorreram muitas simplificações no projeto e o limite de resistência à fadiga tende a ser maior (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

Tabela 2: Fatores de confiabilidade correspondente a 8% de desvio-padrão do limite de resistência

Confiabilidade (%)	Fator de confiabilidade (C_{conf})
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Adaptada de Shigley et al., 2005.

2.5.6 FATOR DE TEMPERATURA (C_{temp})

O fator de temperatura pode ser definido através das condições descritas por (9) (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

$$C_{temp} = \begin{cases} T \leq 450^{\circ}C, & C_{temp} = 1 \\ 450^{\circ}C < T \leq 550^{\circ}C, & C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450) \end{cases} \quad (9)$$

Onde:

T – Temperatura.

2.5.7 FATOR DE CARREGAMENTO (C_{carreg})

O fator de carregamento está relacionado com a existência de descontinuidades, como furos, reentrâncias ou entalhes, pois as tensões teóricas aumentam na vizinhança dessas irregularidades. Assim, o fator de carregamento é descrito pelas condições (10) (NORTON, 2013. SHIGLEY et al., 2005):

$$\begin{cases} C_{carreg} = 1, & \text{flexão} \\ C_{carreg} = 0,85, & \text{axial} \\ C_{carreg} = 0,59, & \text{torção} \end{cases} \quad (10)$$

2.5.8 FATORES DE MODIFICAÇÃO DE EFEITOS VARIADOS (C_{div})

Os fatores de modificação de efeitos variados estão relacionados com quaisquer efeitos que surgir nos elementos de máquinas em estudo e não foram solucionados com os parâmetros mencionados anteriormente, como: tensões residuais, corrosão, ligações por

interferências, revestimentos metálicos, entre outros (NORTON, 2013; SHIGLEY et al., 2005).

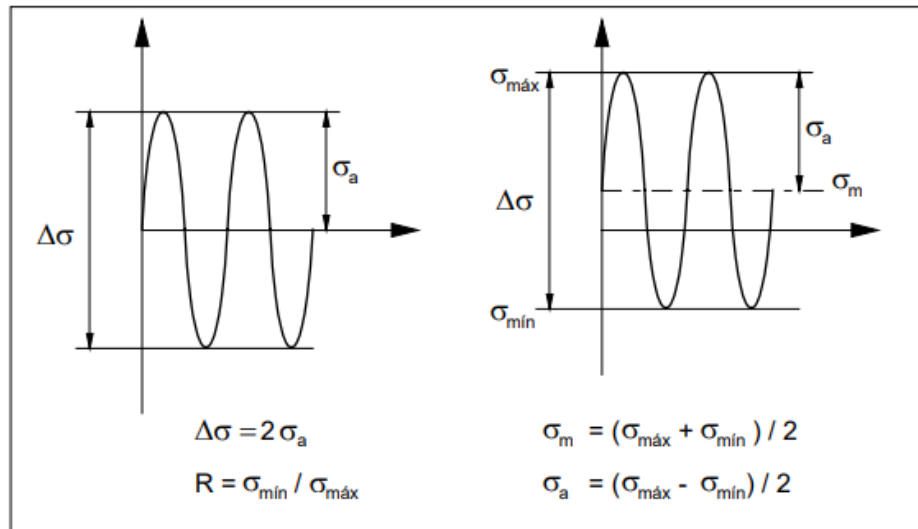
2.6 TENSÃO CÍCLICA

Os primeiros ensaios de fadiga foram realizados utilizando corpos de prova cilíndricos. Com o intuito de verificar a resistência a fadiga, esses corpos de prova foram submetidos a esforços de flexão de forma contínua até a ruptura. Em seguida, através do número de rotações foi possível obter o número de ciclos que o material suportou até a falha. Apesar da carga ser constante, a tensão oscilante-tempo apresenta uma dependência senoidal e regular em relação ao tempo, devido a rotação do corpo de prova (CALLISTER JR, 2002; ROSA, 2002).

Como representado pela Figura 13 – Gráfico 1, a amplitude é simétrica sobre um valor de tensão média igual a zero, que alterna entre uma tensão máxima de tração ($\sigma_{m\acute{a}x}$) e tensão mínima de compressão ($\sigma_{m\acute{i}n}$) com a mesma intensidade – tensões cíclicas alternadas. A Figura 13 – Gráfico 2 mostra que a amplitude não é simétrica, ou seja, a tensão máxima de tração ($\sigma_{m\acute{a}x}$) e a tensão mínima de compressão ($\sigma_{m\acute{i}n}$) apresentam magnitudes diferentes e o valor da tensão média é diferente de zero – tensões cíclicas repetidas. Além disso, a Figura 14 ilustra que o nível de tensão pode variar de forma aleatória (CALLISTER JR, 2002; ROSA, 2002).

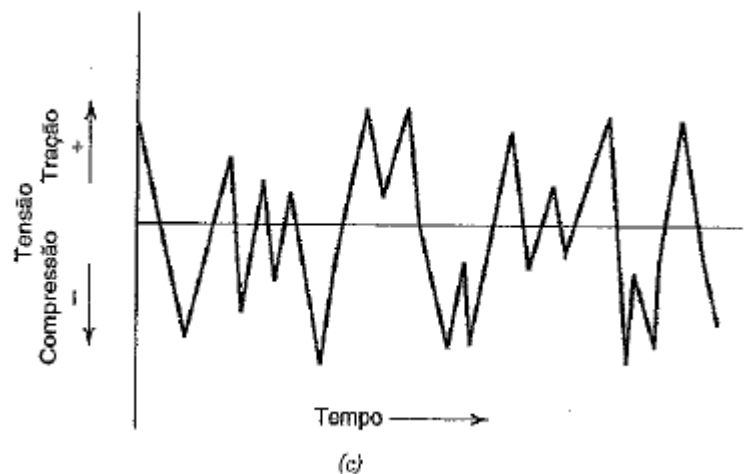
A Figura 13 apresenta os parâmetros utilizados para caracterizar os ciclos de tensões oscilantes, como: a tensão média (σ_m) – representa a média entre a tensão máxima de tração ($\sigma_{m\acute{a}x}$) e a tensão mínima de compressão ($\sigma_{m\acute{i}n}$), amplitude da tensão (σ_a) e a razão entre a tensão mínima e máxima (R).

Figura 13: Variação da tensão em um ensaio de flexão rotativa e definição das tensões em um caso geral



Fonte: ROSA, 2002.

Figura 14: Variação da tensão ao longo do tempo – Ciclo de tensão aleatória



Fonte: CALLISTER JR, 2002.

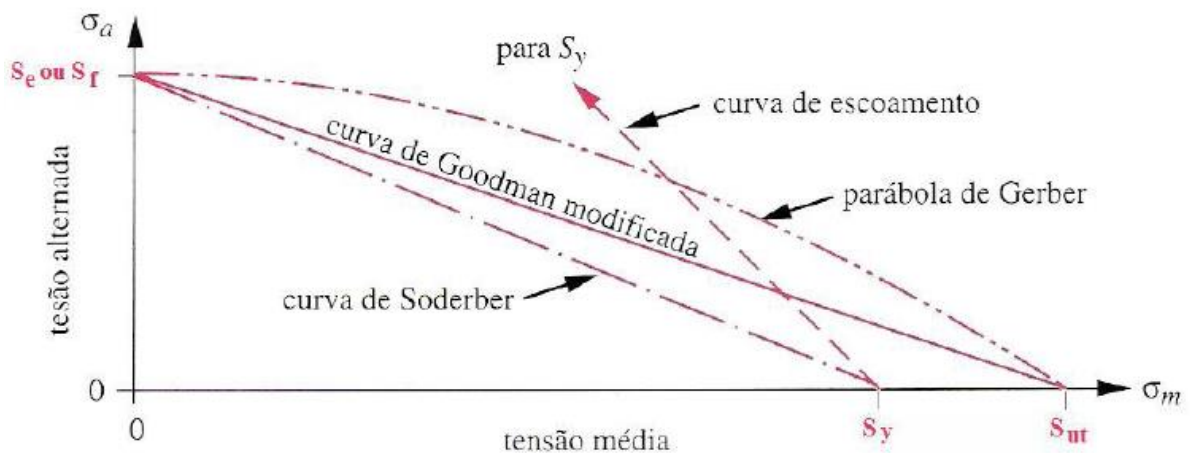
2.7 ABORDAGENS DE FADIGA

Goodman, Gerber e Sorderberg, eram cientistas, que propuseram gráficos para estimar a linha de falha do material. Esses gráficos estimavam a vida de um material, as tensões médias e alternadas. Para interpretação das curvas, utilizam-se as tensões médias e alternadas que indicam a localização do ponto no gráfico. Caso este ponto esteja abaixo da curva de critério adotada, significa que o material só falhará depois de atingir sua vida infinita (MARQUES e AREVALOS, 2011).

A curva de Soderberg é a mais conservadora e não é aplicável para projetos. Goodman propôs uma curva que representa o comportamento mínimo dos materiais e apesar de ser uma abordagem conservadora, é utilizada como alternativa para projetos. Já a curva de Gerber é a que mais se adequa aos critérios de projetos utilizados pela literatura (MARQUES e AREVALOS, 2011).

A Figura 15 mostra as curvas de Goodman Gerber e Soderberg traçadas através da tensão alternada (σ_a) x tensão média (σ_m).

Figura 15: Curvas de falha para tensões pulsantes



Fonte: OLIVEIRA, 2004.

Enquanto a curva de Soderberg relaciona o limite de resistência à fadiga (S_e ou S_f) com o limite de resistência ao escoamento (S_y). As curvas de Goodman e Gerber relacionam o limite de resistência à fadiga (S_e ou S_f) com o limite de resistência à tração (S_{ut}). Através do gráfico, é possível verificar que a curva de Goodman abrange mais pontos para projetos que a de Soderberg e, por isso, deve-se analisar se as tensões de projetos são compatíveis com o limite de resistência à fadiga do material (S_e ou S_f). Em relação a de Gerber, é necessário observar se as tensões não ultrapassam o limite de resistência ao escoamento do material. Dessa forma, as equações (11), (12) e (13) estabelecem os critérios de falha do material através da abordagem de Gerber, Goodman e Soderberg, respectivamente (MARQUES e AREVALOS, 2011).

$$\text{Gerber: } \sigma_a = S_e \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 \right] \quad (11)$$

$$\text{Goodman: } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (12)$$

$$\text{Soderberg: } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (13)$$

2.8 ENSAIOS DE FADIGA

O princípio do ensaio de fadiga baseia-se em empregar uma quantidade considerável de corpos de prova a cargas decrescentes de valor determinado, que são capazes de gerar tensões cíclicas ou alternadas, até a ruptura do material depois de um tempo (CHIAVERINI, 1986).

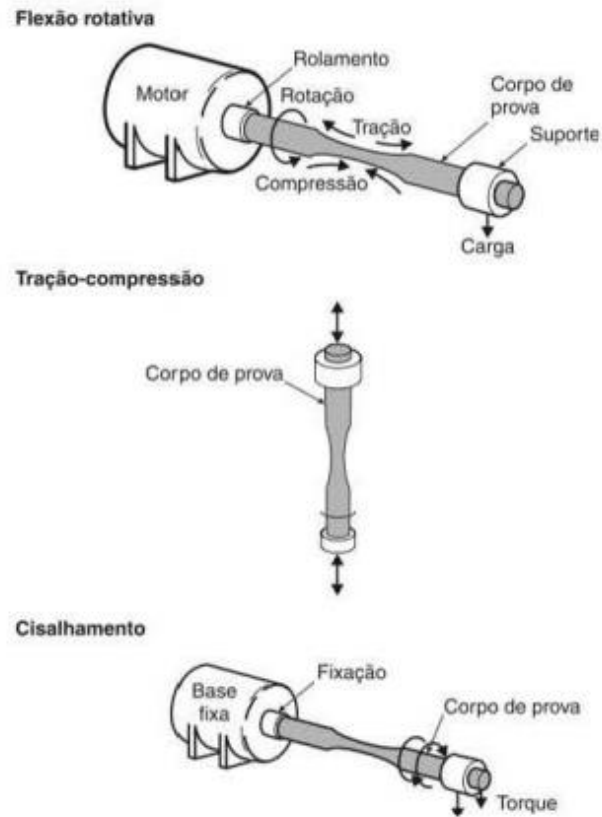
De acordo com o autor, é possível determinar dois parâmetros através do ensaio de fadiga:

- Limite de fadiga: representa a tensão abaixo que a carga pode ser aplicada continuamente e por tempo indeterminado sem que ocorra a ruptura, ou seja, o material entra em vida infinita.
- Resistência à fadiga: representa a tensão para o material falhar após determinado número de ciclos.

As máquinas utilizadas para os ensaios de fadiga são classificadas de acordo com o tipo de tensões originadas, tais como: ciclo de tensões axiais (tração-compressão), ciclo de tensões de flexão (dobramento), ciclos torcionais de cisalhamento (carga rotativa) ou a combinação delas. Nas Figuras 16 e 17 estão representados os tipos de ensaios de fadiga e algumas configurações diferentes dos ensaios com as tensões mencionadas anteriormente (CHIAVERINI, 1986; GARCIA et al., 2010).

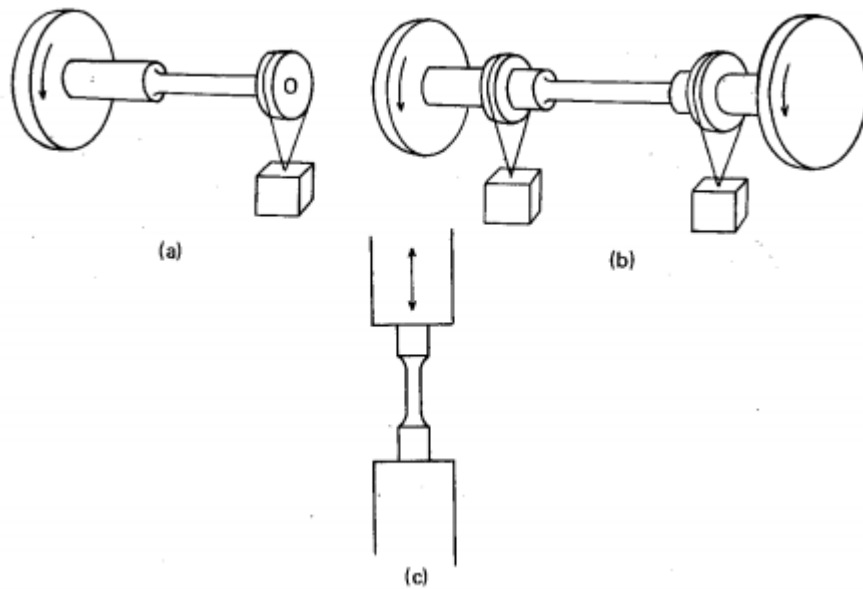
Figura 17(a) apresenta configuração com carga simples e o momento fletor aumenta na direção da extremidade fixa do corpo de prova. Figura 17(b) ilustra o modelo com carga dupla e o momento fletor constante na região central do material. Figura 17(c) mostra o esquema de carga axial (tração-compressão) (CHIAVERINI, 1986).

Figura 16: Tipos de ensaios de fadiga



Fonte: GARCIA et al., 2010.

Figura 17: Configurações empregadas em ensaios de fadiga



Fonte: CHIAVERINI, 1986.

2.8.1 ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO PURA

Esse tipo de ensaio não é convencional e consiste em submeter o corpo de prova a tensões de flexão variantes no tempo. O corpo de prova a ser ensaiado será engastado em uma extremidade e irá dispor da aplicação de força na extremidade oposta. Através disso, é possível verificar a flexão pura e a combinação de tensões médias e alternadas do corpo de prova (MARQUES e AREVALOS, 2011). Conforme mencionado anteriormente, o ensaio de fadiga por flexão pura não é muito abordado nas literaturas devido à baixa incidência desse tipo de falha quando comparado à fadiga rotativa e combinada.

2.9 CORPOS DE PROVA

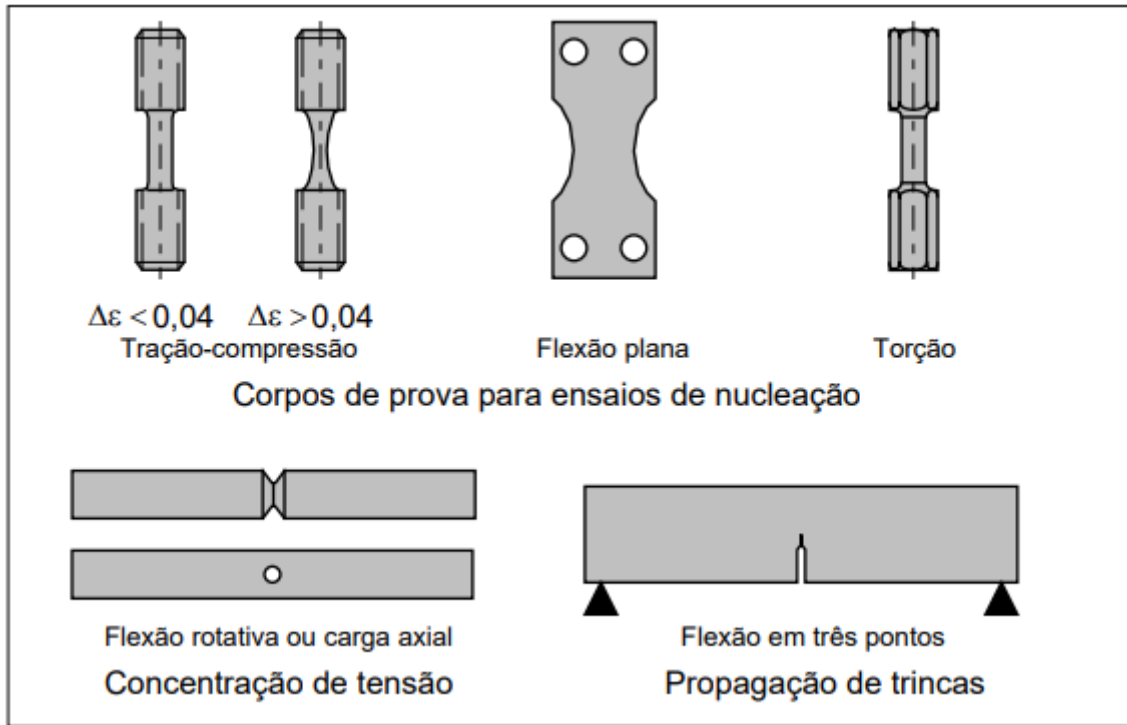
Os corpos de prova utilizados para realizar ensaios de fadiga podem ser de três tipos diferentes (SOUZA, 1982):

- 1) Corpos de prova que passaram pelo processo de usinagem, podendo ser planos ou apresentar entalhes;
- 2) Produtos acabados, como barras, chapas, tubos, arames, etc., que podem ser utilizados como corpos de prova;
- 3) Componentes mecânicos, modelos ou protótipos.

Essas espécies diferentes de corpos de prova podem ser utilizadas para determinar a vida do material a uma determinada tensão ou número de ciclos desde que possua a máquina apropriada para ensaio (SOUZA, 1982).

A Figura 18 ilustra alguns tipos de corpos de prova que podem ser utilizados em diferentes ensaios de fadiga, como: tipos de carregamentos empregado no ensaio se haverá controle de deformação, fadiga de baixo ou alto ciclo (ROSA, 2002). O corpo de prova utilizado nesse trabalho é similar ao de flexão plana, diferindo os pontos de fixação nas extremidades da barra e os concentradores de tensões.

Figura 18: Tipos de corpos de prova para diferentes ensaios de fadiga



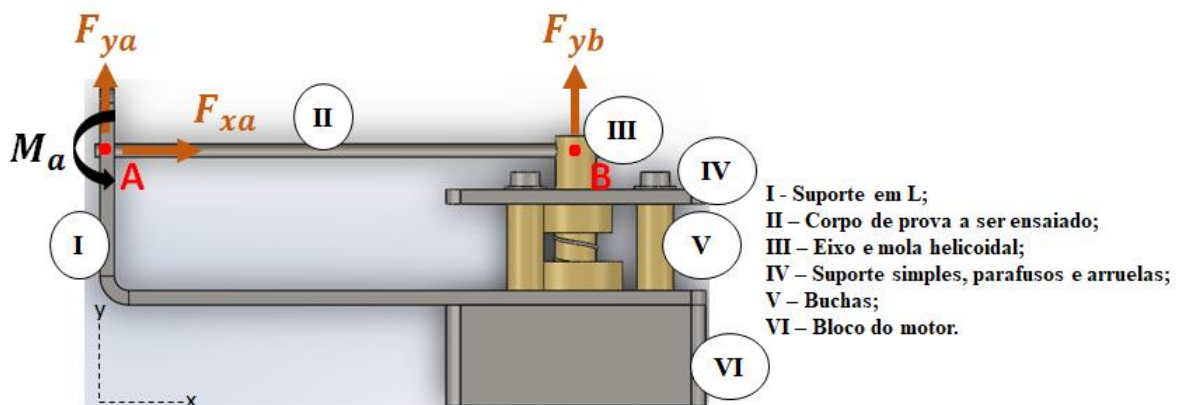
Fonte: ROSA, 2002.

3 METODOLOGIA E ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo são abordados a metodologia empregada e os resultados obtidos no desenvolvimento de duas máquinas para ensaios de fadiga por flexão pura, onde uma utilizou o mecanismo cursor-manivela de um compressor de refrigeração reutilizado, modelo EM2U 6ØCLP, e a outra utilizou um motor Eberle, modelo B56 0496. Os principais objetivos para construção destes protótipos foram ensaiar os corpos de prova e analisar o ciclo de vida dos mesmos.

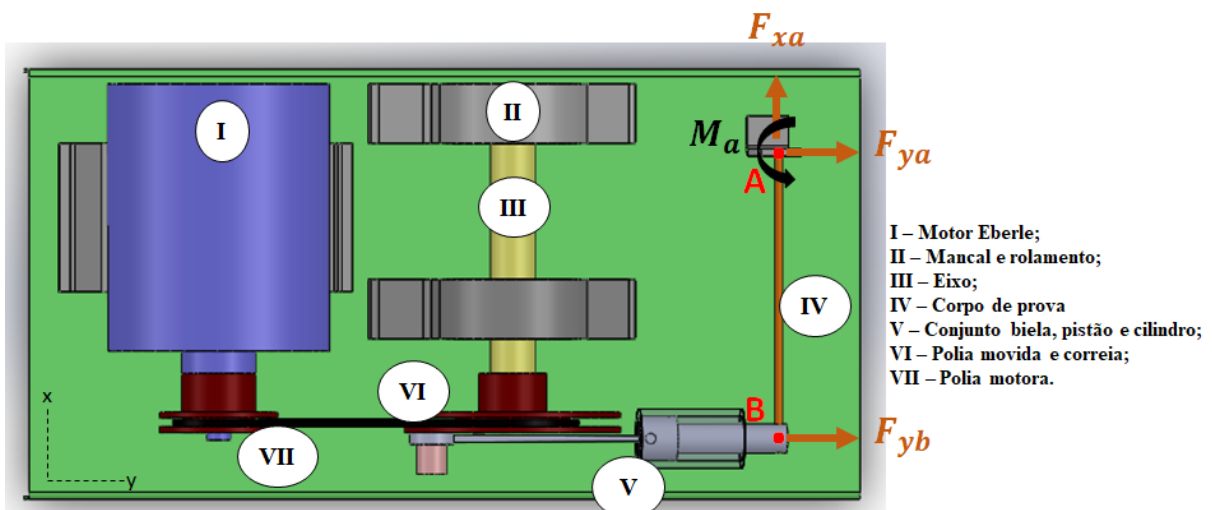
As Figuras 19 e 20 ilustram o diagrama de corpo livre sobre a vista superior do mecanismo desenvolvido através da utilização do compressor Embraco e motor Eberle. Através delas, é possível observar as condições de contorno associadas ao problema e como ocorre à flexão das barras redondas.

Figura 19: Vista superior do mecanismo desenvolvido para o compressor Embraco



Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 20: Vista superior do mecanismo desenvolvido para o motor Eberle



Fonte: AUTOR, 2020.

3.1 COMPRESSOR EMBRACO EM2U 6ØCLP

3.1.1 MATERIAIS

Inicialmente, foi utilizado o compressor Embraco EM2U 6ØCLP, pois o mesmo já possui um mecanismo do tipo cursor-manivela, necessário à máquina, além de ser baixo custo e fácil obtenção em sucatas de refrigeradores.

Os materiais utilizados no protótipo de máquina para ensaios de fadiga estão especificados abaixo:

- Eixo de bronze seccionado em (\varnothing_1 24mm x 22mm) e (\varnothing_2 14mm x 54mm);
- Mola helicoidal de aço carbono;
- Suporte em L em chapa de aço carbono 5mm (205mm x 70mm x 60mm);
- Suporte simples em chapa de aço carbono 5mm (90mm x 60mm);
- Bucha de bronze acoplada ao suporte em L (\varnothing_e 32,6mm x \varnothing_i 24,3mm);
- Bucha de bronze acoplada ao suporte simples (\varnothing_e 23,6mm x \varnothing_i 15mm);
- Buchas de bronze (\varnothing_e 12,6mm x \varnothing_i 5mm x 30mm);
- Parafusos allen de aço carbono (\varnothing 3/16" x 50mm);
- Arruelas de aço carbono (\varnothing_e 14mm x \varnothing_i 5mm x 1mm);
- Barra redonda aço 1010 (\varnothing 3/16" x 205mm);
- Paquímetro universal analógico.

O compressor é o componente mais importante para construção da máquina de fadiga e apresenta as especificações descritas abaixo da Figura 21.

Figura 21: Compressor Embraco EM2U 6ØCLP

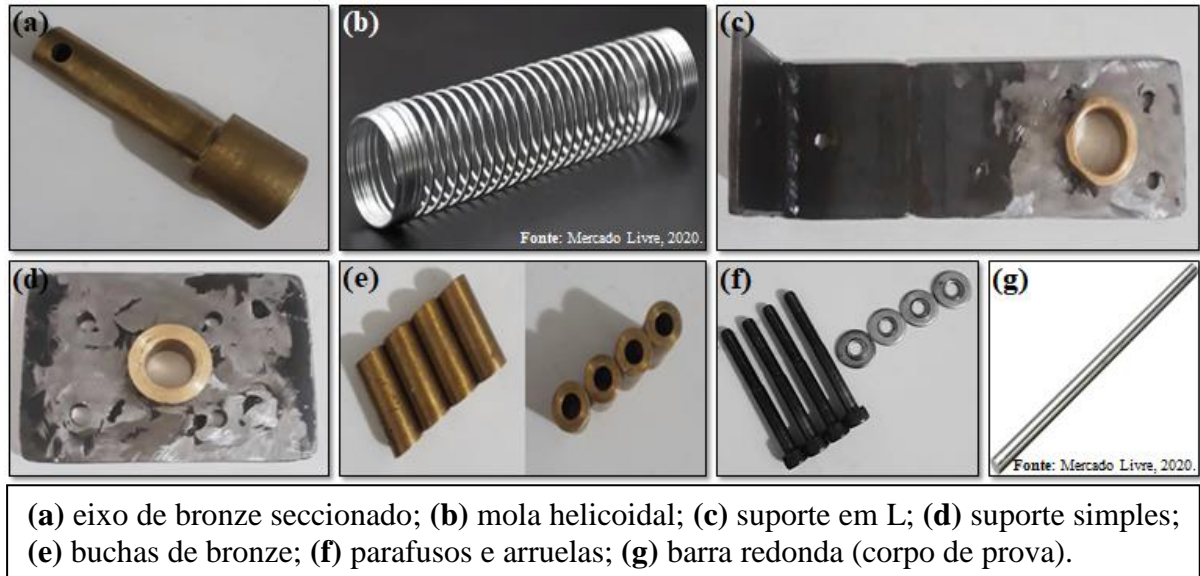


Fonte: AUTOR, 2020.

Especificações: Motor de Indução Monofásico (Assíncrono); Tensão Nominal: 115-127V; Frequência da Rede: 60Hz; Número de Pólos: 2; Frequência Angular: $N_s = \frac{120f}{p} = 3600\text{rpm}$; Potência Nominal: $\frac{1}{6}\text{hp}$.

A Figura 22 mostra alguns dos materiais utilizados para construção da máquina de fadiga, conforme listado acima.

Figura 22: Materiais utilizados para construção da máquina de fadiga



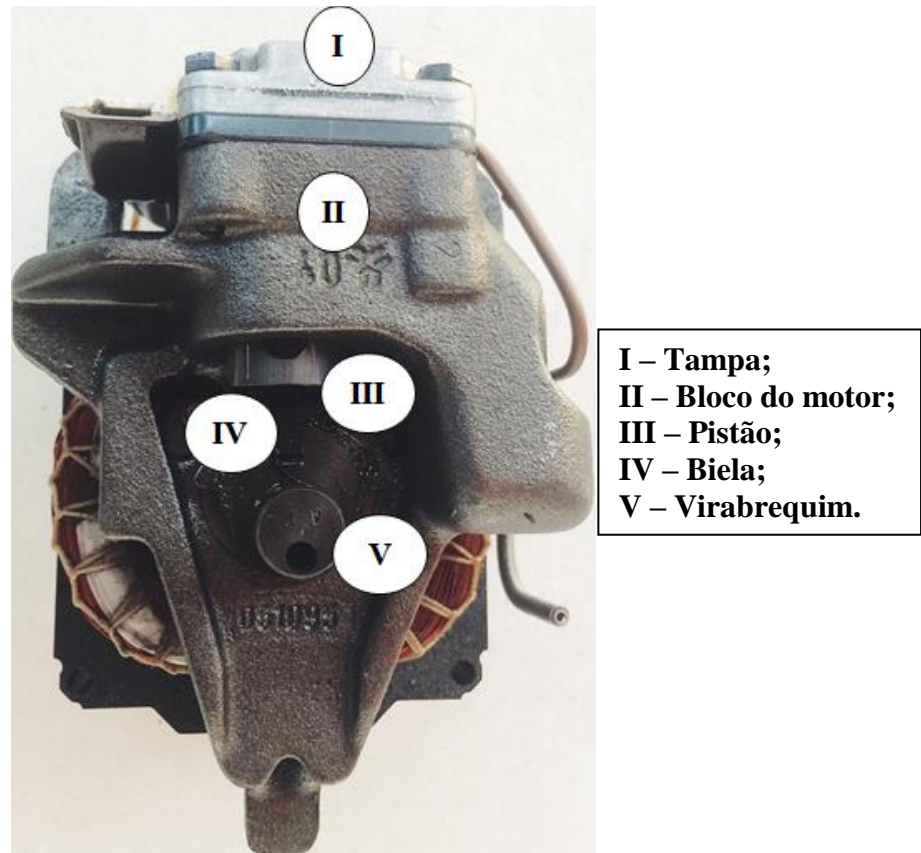
Fonte: AUTOR, 2020.

3.1.2 MÉTODOS

Nesta seção são detalhadas de maneira sequencial as etapas do desenvolvimento do protótipo para o entendimento dos processos de montagem.

Através da Figura 23, podem-se observar os componentes de um compressor semelhante ao utilizado nesse trabalho, como o pistão, biela, virabrequim, bloco do motor, além da tampa do bloco do motor, que foi removida para construção do mecanismo idealizado.

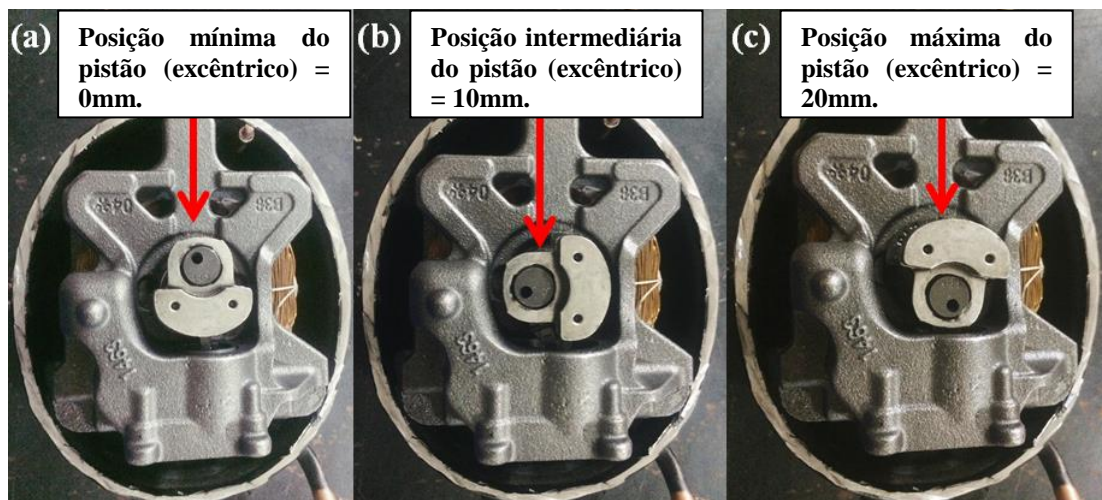
Figura 23: Compressor Embraco EM2U 6ØCLP



Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 24 mostra o compressor em corte superior. Além disso, é possível observar o deslocamento do pistão através do movimento circular do virabrequim, no qual se apresenta acoplado a uma base excêntrica. Conforme mostrado pela Figura 24, o pistão varia em duas posições: mínima [Figura 24 (a)] e máxima [Figura 24 (c)], de 0 a 20mm, respectivamente. A Figura 24 (b) representa que o pistão está na posição central do bloco do motor.

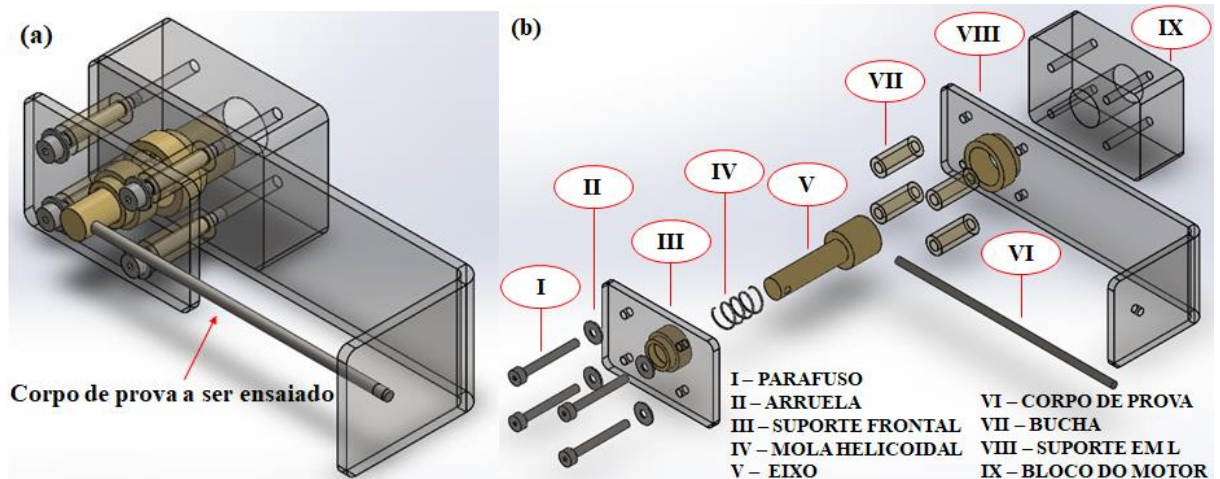
Figura 24: Compressor em corte superior e posições do pistão dentro do bloco do motor



Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 25 ilustra o mecanismo desenvolvido para realizar o ensaio de fadiga em um corpo de prova constituído de uma barra redonda aço 1010. Assim, é possível observar que quando o virabrequim deslocava da posição 0 para 20mm, conseqüentemente o pistão empurrava o eixo de bronze e a barra redonda deslocava-se 20mm, promovendo um movimento alternado e cíclico de flexão na mesma até ocorrer a falha por fadiga. O retorno do eixo de bronze era possível devido à ação da mola que se encontrava comprimida.

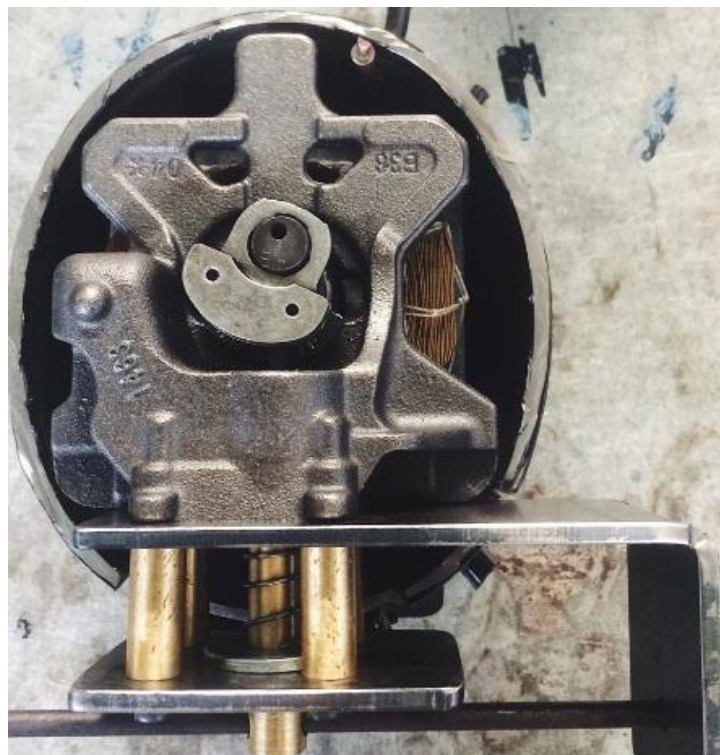
Figura 25: Vista isométrica e explodida do projeto



Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 26 mostra o protótipo de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura.

Figura 26: Protótipo de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura



Fonte: AUTOR, 2020.

3.1.3 RESULTADOS

Com objetivo de realizar os ensaios de fadiga, alguns parâmetros importantes foram pré-estabelecidos. Dentre eles estão a frequência angular, torque e potência, que são dados fornecidos pelo próprio motor, e as variáveis referentes à deflexão do corpo de prova, que se encontram detalhadas na seção memorial de cálculos.

Além disso, os pontos de ancoragem do corpo de prova, que foram realizados através de ajustes de parafusos na seção transversal das extremidades da viga, serviram para manter a barra posicionada durante o teste.

Em relação à lubrificação, o óleo foi disposto dentro do casco e o sugador do próprio motor cumpria a sua função, a fim de impedir o travamento da máquina.

A Tabela 3 mostra as especificações do motor Embraco e os parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova.

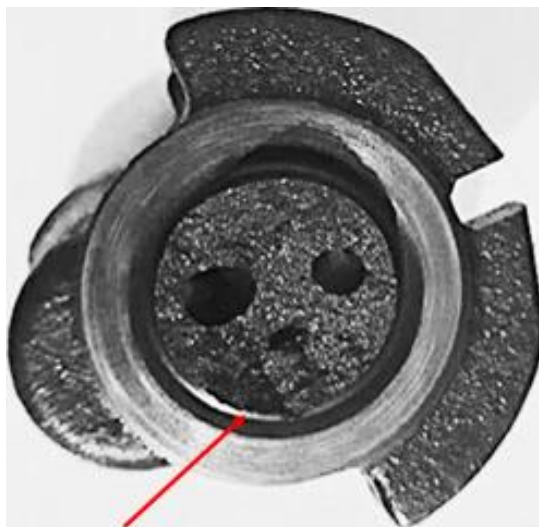
Tabela 3: Especificações do motor Embraco e parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova

Potência gerada pelo motor	1/6hp
Frequência angular do motor	3600rpm
Torque do motor	≈0,33Nm
Deflexão do corpo de prova	20mm
Comprimento do corpo de prova	205mm
Força necessária para deflexão	≈36,05N

Fonte: AUTOR, 2020.

Como mostrado pelas Figuras 27 e 28, durante o ensaio a máquina falhou e, por isso, não foi possível dar continuidade aos testes utilizando o motor Embraco. Pode-se afirmar que os principais motivos que levaram a falha do compressor foram sobrecargas geradas no conjunto virabrequim, biela e pistão, em virtude da elevada força necessária para defletir o corpo de prova, conforme exibido pela Tabela 3, e em razão da mola não apresentar uma ação de retorno eficaz (elevada rigidez k), devido à elevada rotação do motor, o que gerava colisões contínuas do pistão do motor com o eixo de bronze. Dessa forma, seria necessário utilizar um corpo de prova de maior comprimento, a fim de diminuir a força imposta ao motor para defletir a viga.

Figura 27: Falha no virabrequim



Falha devido à sobrecarga.

Fonte: AUTOR, 2020.

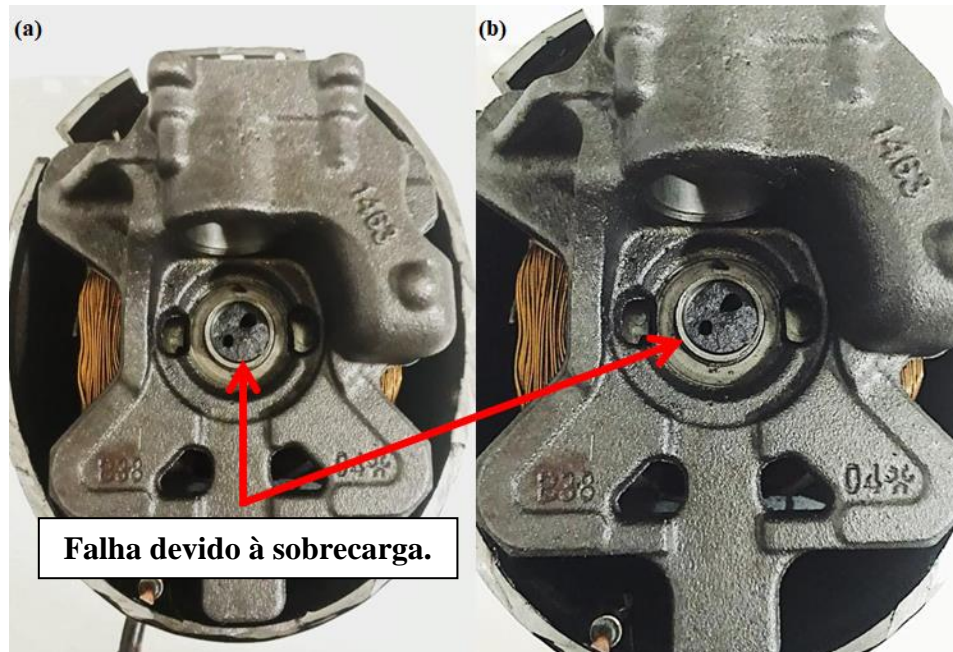
Figura 28: Falha na biela



Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 29 mostra a falha ocorrida na região de acoplamento do excêntrico do virabrequim com o componente rotativo do compressor.

Figura 29: Falha no componente rotativo do compressor



Fonte: AUTOR, 2020.

Portanto, os principais motivos que levaram a falha do compressor decorreram das sobrecargas no virabrequim e biela, e do impacto contínuo gerado entre o pistão e o eixo de bronze.

Por conta da falha ocorrida durante o teste, optou-se pelo desenvolvimento de um protótipo mais robusto, que fosse capaz de produzir um movimento alternado e cíclico de flexão no corpo de prova.

3.2 MOTOR EBERLE

3.2.1 MATERIAIS

Com a necessidade da construção de uma máquina mais robusta, optou-se por utilizar um motor Eberle, acionando um mecanismo de movimento alternativo por uma transmissão por correia, a fim de produzir um movimento alternado e cíclico de flexão no corpo de prova até ocorrer à falha por fadiga.

Os materiais que integravam o protótipo de máquina para ensaios de fadiga estão especificados abaixo:

- Polia motora A ($\varnothing 25\text{mm}$);
- Polia movida A ($\varnothing 130\text{mm}$);
- Correia A26;
- Mancais P205;

- Rolamentos UC205;
- Eixo ($\varnothing 25\text{mm} \times 200\text{mm}$);
- Bases de apoio dos mancais;
- Biela com seção transversal retangular ($18\text{mm} \times 13\text{mm} \times 160\text{mm}$);
- Pistão seccionado ($\varnothing_1 30\text{mm} \times 90\text{mm}$) e ($\varnothing_2 25\text{mm} \times 30\text{mm}$);
- Cilindro guia ($\varnothing 30\text{mm}$);
- Chumbo (150g);
- Suporte em L em chapa de aço carbono 5mm ($205\text{mm} \times 70\text{mm} \times 60\text{mm}$);
- Parafusos, arruelas e porcas;
- Barra redonda aço 1010 ($\varnothing 3/16''$);
- Paquímetro universal analógico.

O Motor Eberle é o componente mais importante para construção da máquina de fadiga e apresenta as especificações descritas abaixo da Figura 30.

Figura 30: Motor Eberle

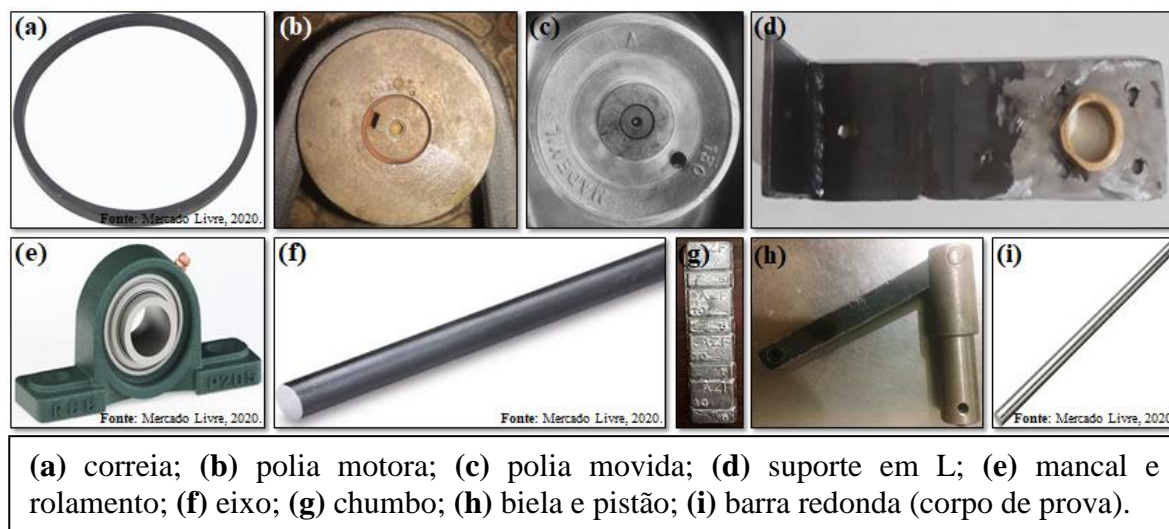


Fonte: AUTOR, 2020.

Especificações: Motor de Indução Monofásico (Assíncrono); Tensão Nominal: 110/220V; Frequência da Rede: 60Hz; Número de Pólos: 4; Frequência Angular: 1730rpm; Potência Nominal: $\frac{1}{4}$ cv.

A Figura 31 mostra alguns dos materiais utilizados para construção da máquina de fadiga, conforme listado acima.

Figura 31: Materiais utilizados para construção da máquina de fadiga



Fonte: AUTOR, 2020.

Para garantir a fabricação dos materiais dos protótipos de acordo com as especificações de projeto, fez-se necessário utilizar um paquímetro como instrumento de auxílio, conforme mostrado na Figura 32.

Figura 32: Paquímetro Universal Analógico



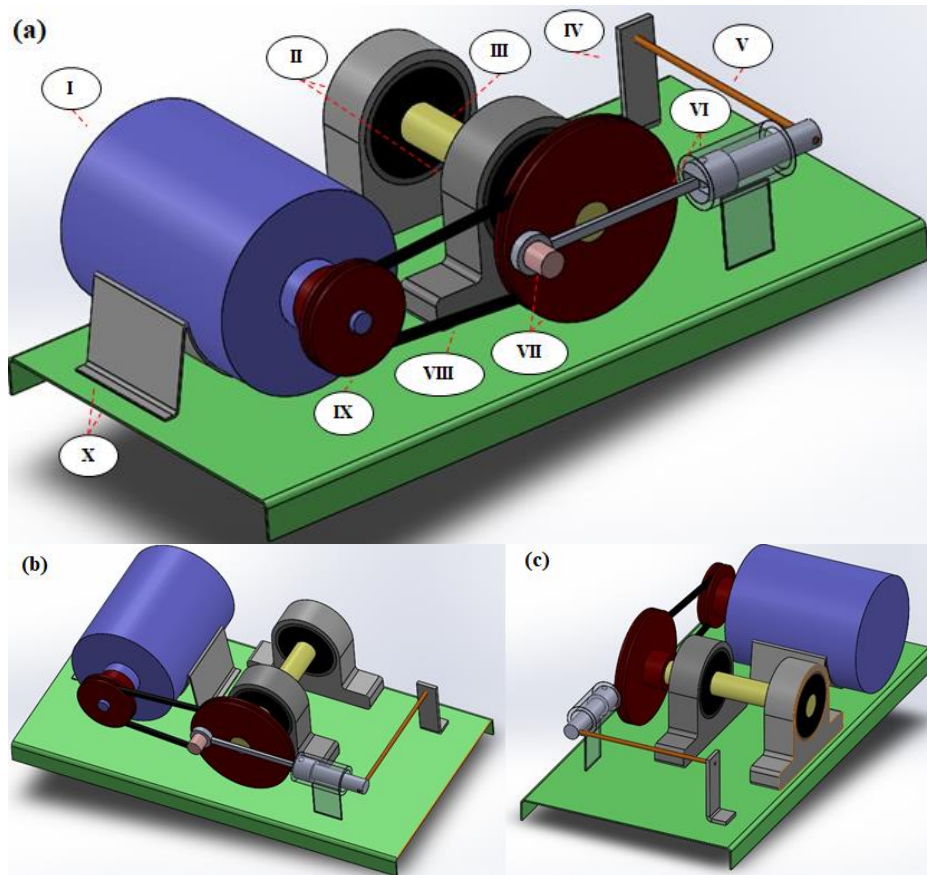
Fonte: MERCADO LIVRE, 2020.

3.2.2 MÉTODOS

Nesta seção são detalhadas de maneira sequencial as etapas do desenvolvimento do protótipo para o entendimento dos processos de montagem.

A Figura 33 ilustra o mecanismo desenvolvido para realizar o ensaio de fadiga em um corpo de prova constituído de barra redonda aço 1010.

Figura 33: Representação do mecanismo desenvolvido para construção do protótipo

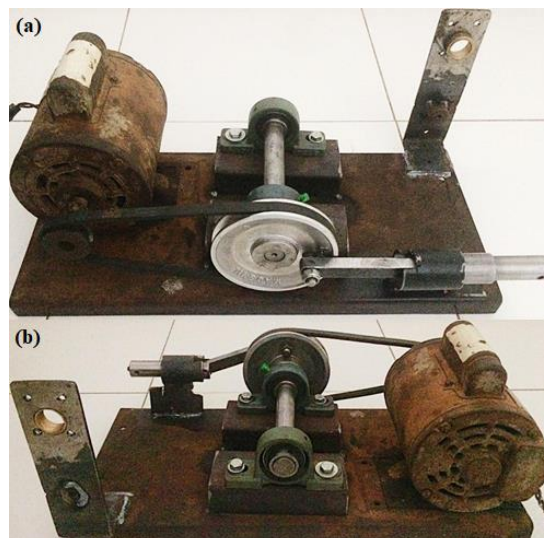


I – Motor; **II** – Mancais e rolamentos; **III** – Eixo; **IV** – Suporte em L; **V** – Corpo de prova a ser ensaiado; **VI** – Conjunto biela, pistão e cilindro; **VII** – Polia movida e excêntrica; **VIII** – Correia; **IX** – Polia motora; **X** – Bases.

Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 34 mostra o protótipo de máquina para ensaios de fadiga por flexão pura.

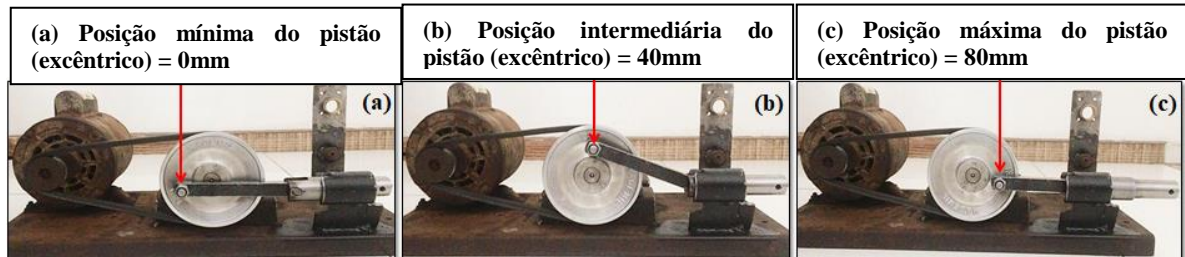
Figura 34: Protótipo de Máquina para Ensaios de Fadiga por Flexão Pura



Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 35 mostra o protótipo com a polia movida em três posições diferentes. Além disso, é possível observar o deslocamento do pistão através do movimento circular da polia, no qual apresenta uma biela acoplada em um excêntrico. Conforme mostrado pela Figura 35, o pistão varia em três posições: mínima [Figura 35 (a)], central [Figura 35 (b)] e máxima [Figura 35 (c)], de 0 a 80mm, respectivamente. A Figura 35 (b) representa que o pistão está na posição de 40mm do cilindro.

Figura 35: Deslocamento do pistão através do movimento circular da polia



Fonte: AUTOR, 2020.

Assim, quando o excêntrico da polia movida se deslocava da posição 0 para 80mm, conseqüentemente a biela e o pistão se deslocavam dentro do cilindro e a barra redonda (corpo de prova) fletia no sentido positivo de x. Em seguida, os componentes retornavam à posição original, e mantinham esse movimento continuamente até ocorrer à falha por fadiga.

Conforme ilustrado pela Figura 36, foi necessário balancear o sistema para aliviar as vibrações durante o funcionamento da máquina. Para isso, acrescentou 150g de chumbo, correspondente a massa do parafuso, das porcas e da biela, do lado oposto ao excêntrico.

Figura 36: Balanceamento do protótipo



Fonte: AUTOR, 2020.

Foi improvisado um mecanismo de lubrificação, como mostrado pela Figura 37, para manter o óleo lubrificando continuamente o cilindro e pistão, a fim de impedir o travamento da máquina. O óleo utilizado foi o mineral 20W-50, em razão de apresentar uma excelente viscosidade em uma temperatura fria e cumprir sua função durante a operação da máquina.

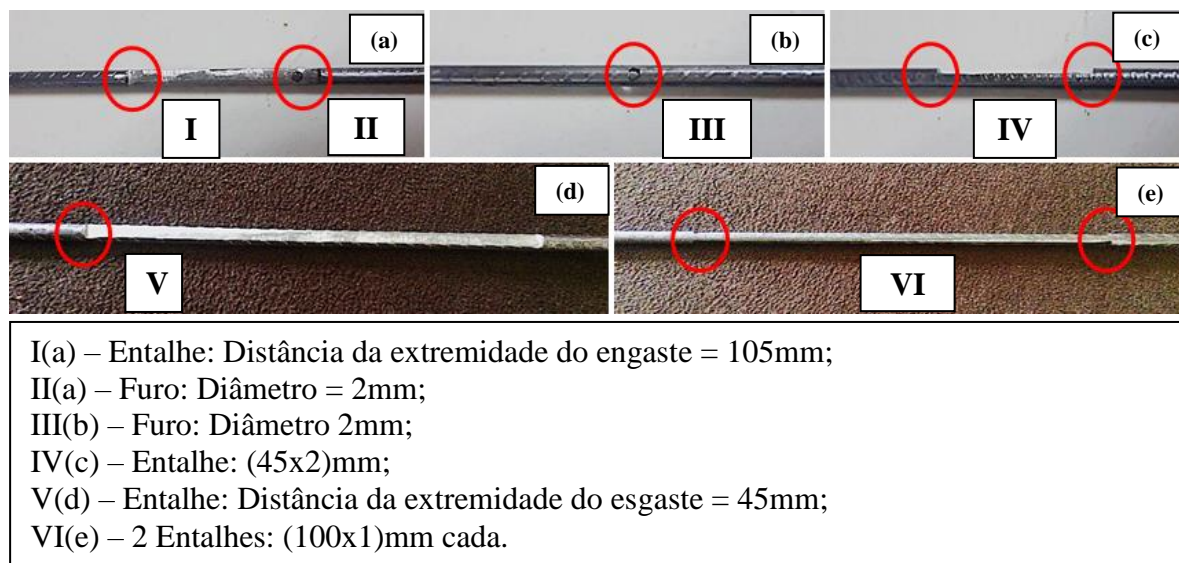
Figura 37: Mecanismo de lubrificação



Fonte: AUTOR, 2020.

Foram produzidos corpos de prova com um entalhe e um furo, conforme Figura 38 (a), (b) e (c) ou com apenas dois entalhes, como mostrado na Figura 38 (d) e (e). O principal objetivo dos entalhes e furos é aumentar a concentração de tensões, para avaliar a susceptibilidade a fadiga de um componente mecânico, e consequentemente reduzir o limite de resistência à fadiga ou aumentar a tensão de sollicitação no corpo de prova (OLIVEIRA, 2018). Dessa forma, a Figura 38 ilustra os dois tipos de concentradores de tensão utilizados nos corpos de prova ensaiados.

Figura 38: Concentradores de tensão nos corpos de prova



Fonte: AUTOR, 2020.

3.2.3 RESULTADOS

Análogo ao compressor Embraco, a fim de realizar os ensaios de fadiga através do motor Eberle, alguns parâmetros importantes foram pré-definidos. Dentre eles estão a frequência angular, torque e potência, que são dados fornecidos pelo próprio motor, as variáveis referentes à deflexão do corpo de prova e ao mecanismo cursor-manivela, que se encontram detalhadas na seção memorial de cálculos. Além disso, os elementos de transmissão, polias e correia, que foram utilizados para reduzir a rotação do motor e consequentemente aumentar o torque e potência.

A Tabela 4 mostra as especificações do motor e os parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova.

Tabela 4: Especificações do motor Embraco e parâmetros referentes à deflexão do corpo de prova

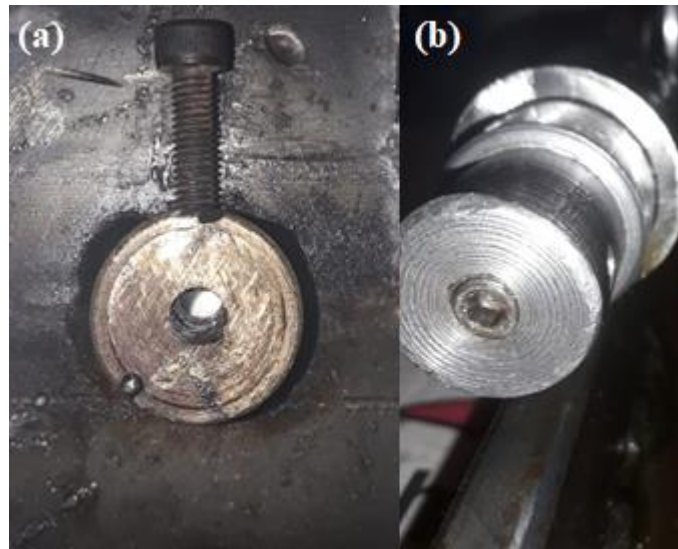
Potência gerada pelo motor	1/4cv
Frequência angular do motor	1730rpm
Frequência angular da polia movida	≈333rpm
Diâmetro da polia motora	25mm
Diâmetro da polia movida	130mm
Torque do motor	≈1,01Nm
Torque da polia movida	≈5,28Nm
Deflexão do corpo de prova	80mm
Força necessária para defletir o corpo de prova de 290mm	50,94N
Força necessária para defletir o corpo de prova de 500mm	9,94N
Força necessária para defletir o corpo de prova de 1000mm	1,24N

Fonte: AUTOR, 2020.

O motor não apresentava bom funcionamento para o corpo de prova de 290mm de comprimento, pois era demandado uma força de 50,94N por parte do motor para defletir a viga. Entretanto, quando foi utilizado os corpos de prova de 500 e 1000mm, o protótipo funcionou sem travamentos e/ou sobrecargas.

Como mostrado pela Figura 39, os pontos de ancoragem do corpo de prova, que foram aplicados através de ajustes de parafusos na seção transversal das extremidades da viga, serviram para manter a barra posicionada durante o teste, além de ter sido um dos principais motivos que influenciou no rompimento das barras.

Figura 39: Pontos de ancoragem do corpo de prova



Fonte: AUTOR, 2020.

Depois de realizado os ensaios de fadiga, as regiões de ruptura dos corpos de prova foram obtidas. Dentre elas, os corpos de prova que apresentavam um entalhe e um furo, como concentradores de tensão, romperam na região do furo. Já os corpos de prova, que possuíam dois entalhes, falharam na região do entalhe mais próxima do engaste, conforme mostrado pela Figura 40.

Figura 40: Regiões de ruptura dos corpos de prova

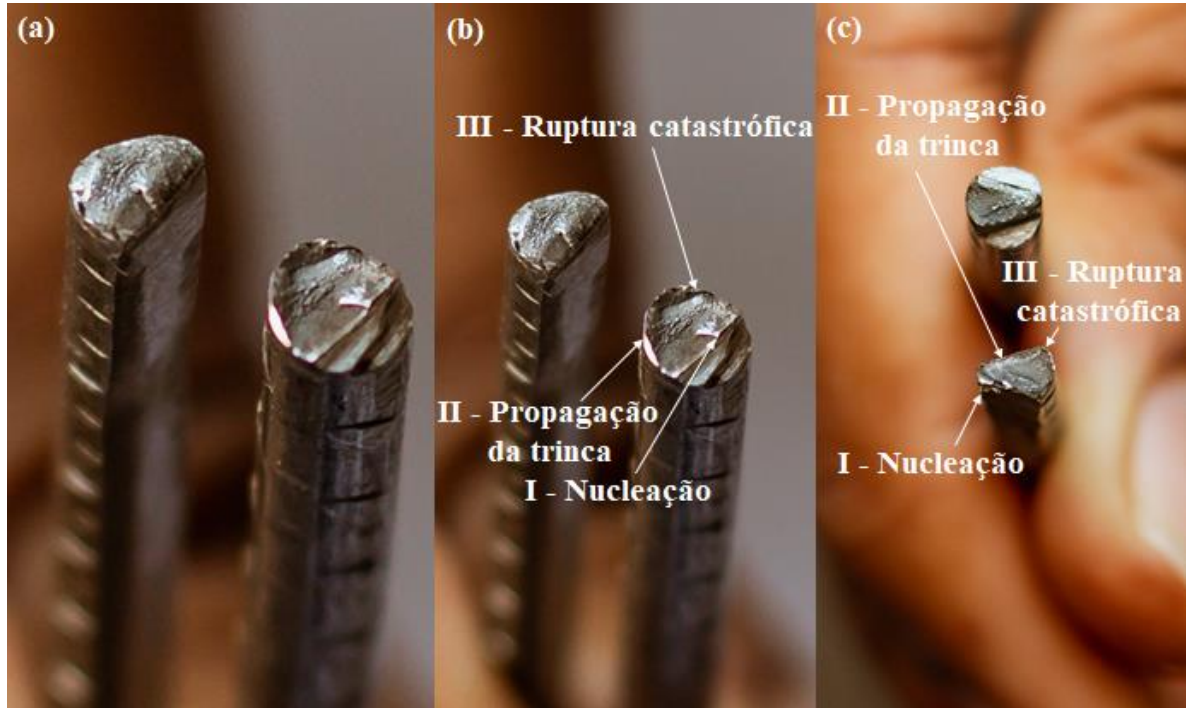


Fonte: AUTOR, 2020.

Conforme mostrado pela Figura 41, observam-se os mecanismos físicos da fratura através das superfícies de ruptura dos corpos de prova ensaiados. O primeiro estágio sucedeu a nucleação da trinca na região dos concentradores de tensão. Em seguida, ocorreu a

propagação da trinca, onde é possível visualizar as chamadas marcas de praia, que são as estrias na superfície da fratura. Por fim, verifica-se a região que aconteceu a falha catastrófica. Esse mecanismo de falha foi gerado por uma deformação plástica muito pequena ou nula, caracterizando a fratura como frágil, que é o tipo de falha ocasionada por fadiga.

Figura 41: Mecanismos físicos da fratura



Fonte: AUTOR, 2020.

A equação (14) mostra como determinar o número de ciclos de tensão através da frequência angular da máquina e o tempo de ensaio. Com os resultados obtidos pela equação, é possível verificar se a máquina é capaz de realizar ensaios de fadiga de alto e baixo ciclo.

$$N = \omega \cdot t_e \quad (14)$$

Onde:

N – Número de ciclos de tensão;

ω – Frequência angular;

t_e – Tempo de ensaio.

A Tabela 5 exhibe o tempo gasto para romper os corpos de prova ensaiados, o número de ciclos, regime em fadiga, se o corpo de prova rompeu e o tipo de concentrador de tensão presente. Esses resultados permitem comparar a discrepância dos parâmetros analisados e supostos problemas ocasionados durante a realização dos ensaios.

Tabela 5: Tempo de ensaio (t_e) e número de ciclos (N) dos corpos de prova

Corpo de prova	$L(m)$	$t_e(min)$	$N(ciclos)$	Regime em fadiga	Onde rompeu?	Concentrador de tensão
1	1,0	84,1	45.467	Alto ciclo	Não rompeu	Não apresenta
2	1,0	287,8	155.592	Alto ciclo	Não rompeu	Entalhe
3	0,5	61,1	33.032	Alto ciclo	Não rompeu	Não apresenta
4	0,5	60,6	32.762	Alto ciclo	Não rompeu	Entalhe
5	0,5	13,1	7.082	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe+Furo
6	0,5	2,5	1.352	Alto ciclo	Furo	Entalhe+Furo
7	0,5	2,8	1.514	Alto ciclo	Furo	Entalhe+Furo
8	0,5	5,3	2.865	Alto ciclo	Furo	Entalhe+Furo
9	0,5	90,2	48.764	Alto ciclo	Não rompeu	Entalhe
10	0,5	23,7	12.813	Alto ciclo	Não rompeu	Entalhe
11	0,5	71,0	38.384	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
12	0,5	7,6	4.109	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
13	0,5	13,5	7.298	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
14	0,5	10,8	5.839	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
15	0,5	21,4	11.569	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
16	0,5	1,2	649	Baixo ciclo	Entalhe	Entalhe
17	0,5	1,7	919	Baixo ciclo	Entalhe	Entalhe
18	0,5	0,3	162	Baixo ciclo	Entalhe	Entalhe
Total	-	758,7	410.172	-	-	-
Média	-	72,6	39.249	Alto ciclo	Não rompeu	Não apresenta
Média	-	49,1	26.572	Alto ciclo	Entalhe	Entalhe
Média	-	5,9	3.190	Alto ciclo	Furo	Entalhe+Furo

Fonte: AUTOR, 2020.

Pode-se observar dentre os ensaios realizados que, dos corpos de prova que romperam, todos apresentaram vida finita em fadiga, $N \leq 10^7$. Além disso, é possível conferir que os tempos de ensaios e o número de ciclos de tensão variaram muito para os corpos de provas que apresentaram os mesmos tipos de concentradores de tensão. Isto pode ser justificado devido aos pontos de ancoragens dos corpos de prova, onde não era possível mensurar o

torque atribuído durante a fixação dos parafusos.

Os concentradores de tensão também foram um dos motivos que influenciaram nos tempos de ensaios e número de ciclos, pois os processos para confecção dos entalhes e furos eram manuais, através de uma lixadeira e furadeira, ou seja, apresentavam baixa tolerância dimensional.

A maior parte dos corpos de prova apresentou regime em fadiga de alto ciclo, ou seja, $N \geq 10^3$. Isto pode ser ratificado devido ao elevado torque aplicado na ancoragem dos corpos de prova e a baixa tolerância dimensional dos processos de fabricação, conforme mencionado anteriormente.

Apenas três corpos de prova exibiram fadiga de baixo ciclo e seis ensaios realizados não romperam os corpos de prova. Em contradição com os ensaios que os corpos de prova alcançaram a fadiga, pode-se afirmar que ocorreram erros operacionais durante a ancoragem das barras.

Os corpos de prova 16, 17 e 18 falharam com ciclos muito baixos, pois os concentradores de tensão estavam mais profundos, ou seja, apresentavam área da seção transversal menor em relação ao que tiveram fadiga de alto ciclo.

Dentre os corpos de prova que apresentavam os mesmos tipos de concentradores de tensão, apenas o 5 falhou em uma região diferente. Isso significa que a região provável de falha não influenciou na discrepância dos resultados, considerando que as barras foram colocadas em condições supostamente iguais. Entretanto, comparando os corpos de prova de diferentes tipos de concentradores, pode-se afirmar que houve uma discrepância nos resultados devido à diferença de área dos mesmos.

A máquina ultrapassou 410.172 ciclos, o que equivale a 758,7min, visto que durante a montagem e alinhamento, o protótipo era operado a fim de garantir bom funcionamento.

Em relação aos ensaios realizados, foram obtidos em média 39.249 ciclos ($\approx 72,6$ min) para os corpos de prova que não apresentavam concentradores de tensão, 26.572 ciclos ($\approx 49,1$ min) para os corpos de prova que possuíam dois entalhes e 3.190 ciclos ($\approx 5,9$ min) para os corpos de prova que apresentavam entalhes e furos.

Para calcular o limite de resistência à fadiga da barra redonda aço 1010 será necessário à utilização das seguintes propriedades do material:

Tensão de escoamento: σ_{esc} ou $S_y = 190MPa$

Limite de resistência à tração: $S_{ut} = 330MPa$

Sabendo que a falha por fadiga ocorreu em regimes de alto e baixo ciclo para vida

finita, foram utilizadas as equações (1), (2), (3) e (4), que se encontram presentes na revisão bibliográfica, para calcular as resistências à fadiga dos corpos de provas através do método S-N. Dessa forma, a Tabela 6 mostra as resistências à fadiga correspondente a cada corpo de prova ensaiado.

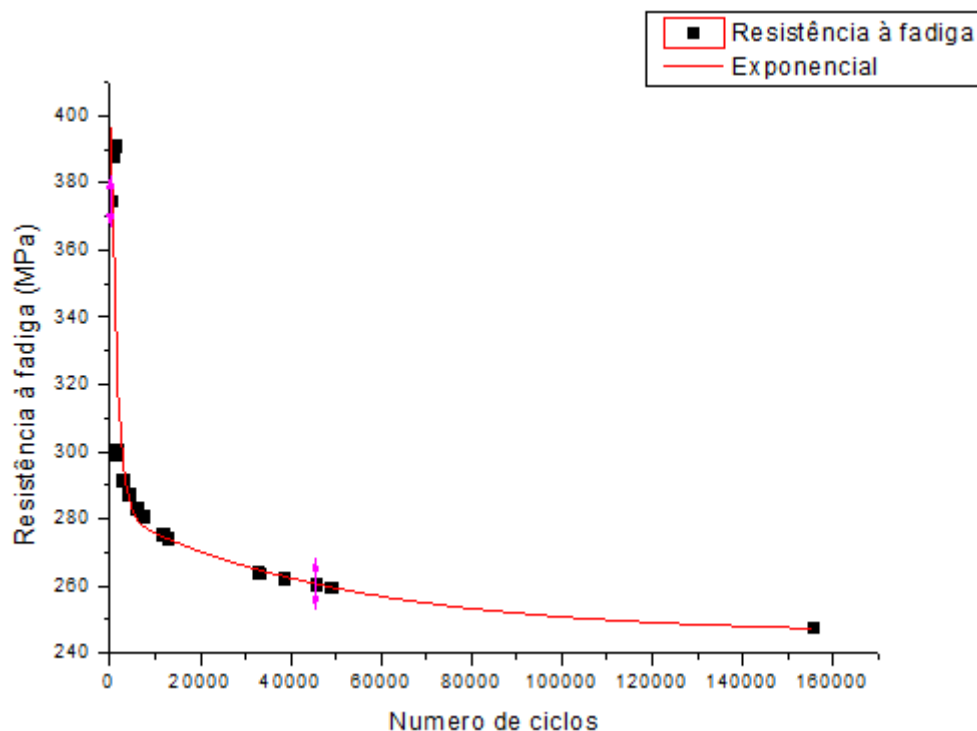
Tabela 6: Resistência à fadiga para vida finita

Corpo de prova	Resistência à fadiga para vida finita (MPa)
1	260,5
2	247,7
3	263,9
4	264,0
5	281,1
6	300,9
7	299,5
8	291,8
9	259,8
10	274,4
11	262,3
12	287,5
13	280,8
14	283,4
15	275,5
16	388,0
17	391,4
18	374,8

Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 42 mostra o diagrama S-N traçado a partir dos ensaios de fadiga por flexão pura dos corpos de prova constituídos de barras redondas. Através do diagrama S-N, pode-se perceber que quanto maior a magnitude da tensão (S) menor será o número de ciclos de tensão (N) que o material suportará, ou seja, indica o desempenho do aço 1010 sob carregamentos cíclicos de flexão.

Figura 42: Diagrama S-N traçado a partir dos ensaios de fadiga por flexão pura. Material: Aço 1010



Fonte: AUTOR, 2020.

Com base nas discussões expostas, pode-se afirmar que os resultados obtidos através do protótipo montado com a utilização do motor Eberle foram satisfatórios, visto que foi possível realizar os ensaios, comparar os corpos de prova ensaiados e a máquina ser capaz de realizar ensaios de fadiga por flexão pura em regimes de alto e baixo ciclos.

3.3 VALIDAÇÃO DO MODELO

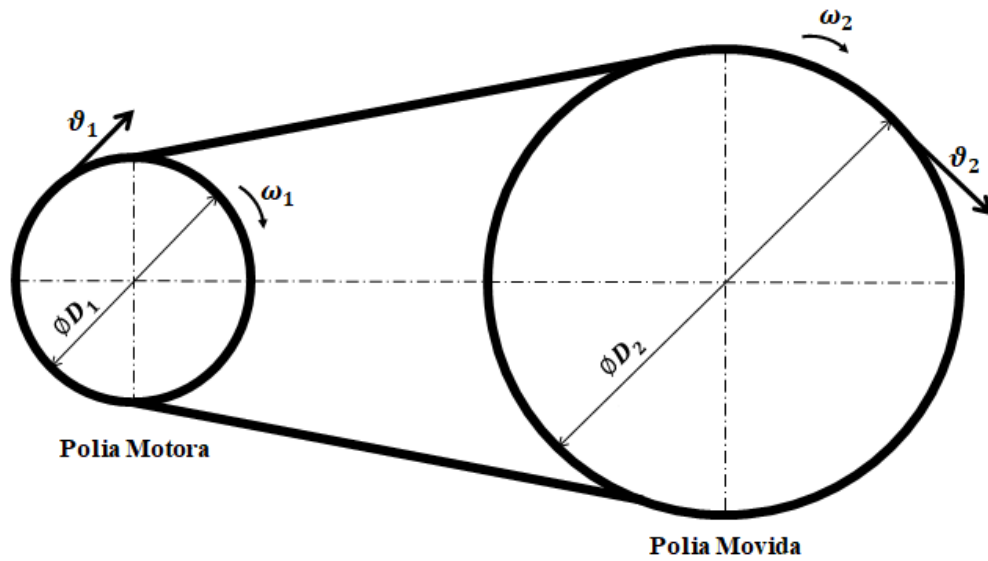
Nesta seção é apresentado o memorial de cálculo referente à deflexão dos corpos de prova quando submetidos à flexão pura, ao mecanismo cursor-manivela e as simulações das barras trefiladas redondas através do Ansys Workbench.

3.3.1 MEMORIAL DE CÁLCULO

3.3.1.1 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO

O protótipo que utiliza o motor Eberle apresenta elementos de transmissão de movimento, as polias e a correia, que auxiliam na condução de movimento rotativo-alternativo da máquina. A Figura 43 mostra o sistema de transmissão de potência utilizado e as principais variáveis que influenciam no modelo, ou seja, os diâmetros das polias e as velocidades tangenciais e angulares.

Figura 43: Diagrama de transmissão – Polias e correia



Fonte: AUTOR, 2020.

Como as polias estão conectadas pela mesma correia, sem fatores de interferência, como os deslizamentos, então é possível afirmar que o módulo da velocidade tangencial da polia motora é igual ao da movida, conforme mostrado pela relação descrita por (15) (MOTT, 2006).

$$\begin{cases} \vartheta_1 = \vartheta_2 \\ \omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2 \end{cases} \quad (15)$$

Onde:

ϑ_1 e ϑ_2 – Velocidade tangencial;

ω_1 e ω_2 – Frequência angular;

R_1 e R_2 – Raio.

A fim de obter o torque gerado pelo motor, utilizou-se a equação, que relaciona potência e frequência angular, descrita por (16) (MOTT, 2006).

$$T = \frac{Pot}{\omega} \quad (16)$$

Onde:

T – Torque;

Pot – Potência;

ω – Frequência angular.

Sabe-se que os elementos de transmissão de movimento apresentam relações de proporcionalidade entre si. Conforme descrito pela relação (17), pode-se afirmar que a polia movida, que possui um diâmetro maior em comparação com a polia motora, entrega um torque maior ao sistema, e conseqüentemente, uma frequência angular menor (MOTT, 2006).

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (17)$$

Onde:

D_1 e D_2 – Diâmetro;

T_1 e T_2 – Torque;

ω_1 e ω_2 – Frequência angular.

Dessa forma, através das especificações do motor e polias, foi possível obter os valores de torque e frequência angular, como mostrado pela Tabela 7.

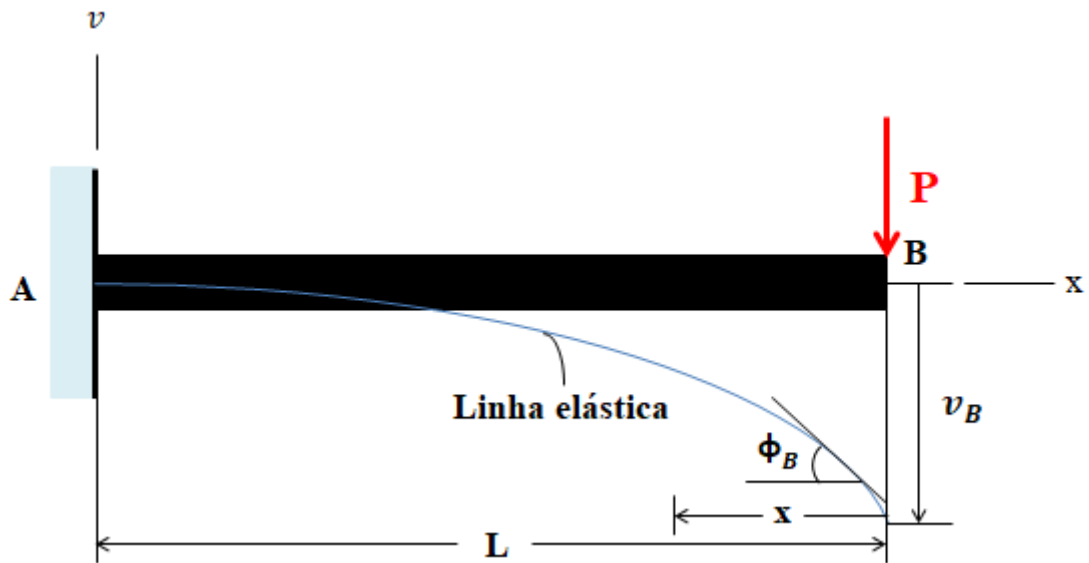
Tabela 7: Especificações do motor Eberle, polias e resultados obtidos

Potência gerada pelo motor	1/4cv
Frequência angular do motor	1730rpm
Frequência angular da polia movida	≈333rpm
Diâmetro da polia motora	25mm
Diâmetro da polia movida	130mm
Torque do motor	≈1,01Nm
Torque da polia movida	≈5,28Nm

Fonte: AUTOR, 2020.

3.3.1.2 DEFLEXÃO DE VIGAS

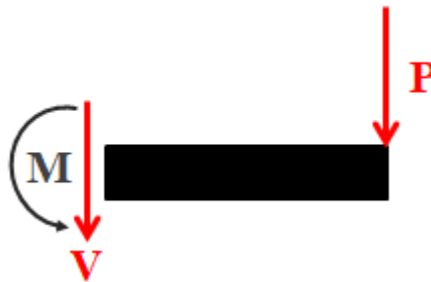
Para realização do ensaio de fadiga por flexão pura, utilizou-se uma viga engastada (corpo de prova a ser ensaiado) com seção transversal circular, submetida a uma carga P na extremidade. A carga aplicada, fornecida pelo movimento rotativo-alternativo do protótipo, tendia a defletir a barra redonda, conforme ilustrado pela Figura 44 (HIBBELER, 2004).

Figura 44: Viga engastada submetida a uma carga P 

Fonte: AUTOR, 2020.

A Figura 45 mostra o diagrama de corpo livre da barra redonda, com M atuando na direção positiva de x . Além disso, pode-se afirmar que o momento fletor interno pode ser representado por uma única coordenada. Assim, o momento pode ser descrito pela equação (18) (HIBBELER, 2004).

Figura 45: Diagrama de corpo livre



Fonte: AUTOR, 2020.

$$M(x) = -P(L - x) \quad (18)$$

Onde:

M – Momento;

P – Força;

L – Comprimento.

As equações da deflexão e inclinação da linha elástica podem ser obtidas através da equação (19). Para isso, é necessário substituir o momento que foi encontrado através do diagrama de corpo livre, conforme mostrado pela equação (18), e realizar integrações sucessivas para encontrar a solução do problema. As equações (20), (21) e (22) representam a

segunda, primeira derivada e resolução do problema, respectivamente (HIBBELER, 2004).

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \quad (19)$$

$$v'' = -\frac{P}{EI}(L - x) \quad (20)$$

$$v' = \frac{P}{EI}\left(Lx - \frac{x^2}{2} + C_1\right) \quad (21)$$

$$v = \frac{P}{EI}\left(\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} + C_1x + C_2\right) \quad (22)$$

Em seguida, as condições de contorno descritas por (23) e (24) são utilizadas para obter as constantes C_1 e C_2 (HIBBELER, 2004).

$$\phi(0) = 0 \rightarrow C_1 = 0 \quad (23)$$

$$v(0) = 0 \rightarrow C_2 = 0 \quad (24)$$

Aplicando os valores das constantes encontrados nas equações (21) e (22), obtêm-se as equações descritas por (25) e (26) (HIBBELER, 2004).

$$\phi(x) = \frac{P}{EI}\left(Lx - \frac{x^2}{2}\right) \quad (25)$$

$$v(x) = \frac{P}{EI}\left(\frac{Lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) \quad (26)$$

Portanto, a inclinação e o deslocamento máximo ocorrem em B($x = L$), conforme representado pelas equações (27) e (28) (HIBBELER, 2004).

$$\phi_B = \frac{PL^2}{2EI} \quad (27)$$

$$v_B = \frac{PL^3}{3EI} \quad (28)$$

Onde:

ϕ_B – Inclinação;

v_B – Deflexão;

P – Força;

L – Comprimento;

E – Módulo de Young;

I – Momento de inércia.

A equação (29) representa o momento de inércia da viga com seção transversal circular (HIBBELER, 2004).

$$I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{4} \quad (29)$$

Onde:

I_x e I_y – Momento de inércia (viga com seção transversal circular);

R – Raio.

A Tabela 8 mostra os parâmetros referentes à deflexão da viga. Dentro eles estão à inclinação representada por ϕ_A e ϕ_B , a deflexão v_B , a força aplicada P e o comprimento L da viga.

Para calcular os parâmetros mencionados anteriormente, é importante saber que o momento de inércia e o módulo de Young equivalem a $\approx 25,253mm^4$ e $2,05 \cdot 10^{11}Pa$, respectivamente.

Tabela 8: Parâmetros referentes à deflexão da viga

Parâmetros	$\phi_A(^{\circ})$	$\phi_B(^{\circ})$	$v_B(mm)$	$P(N)$	$L(mm)$
Motor Embraco	0	0,15	20	$\approx 36,05$	205
Motor Eberle	0	0,41	80	$\approx 50,94$	290
Motor Eberle	0	0,24	80	$\approx 9,94$	500
Motor Eberle	0	0,12	80	$\approx 1,24$	1000

Fonte: AUTOR, 2020.

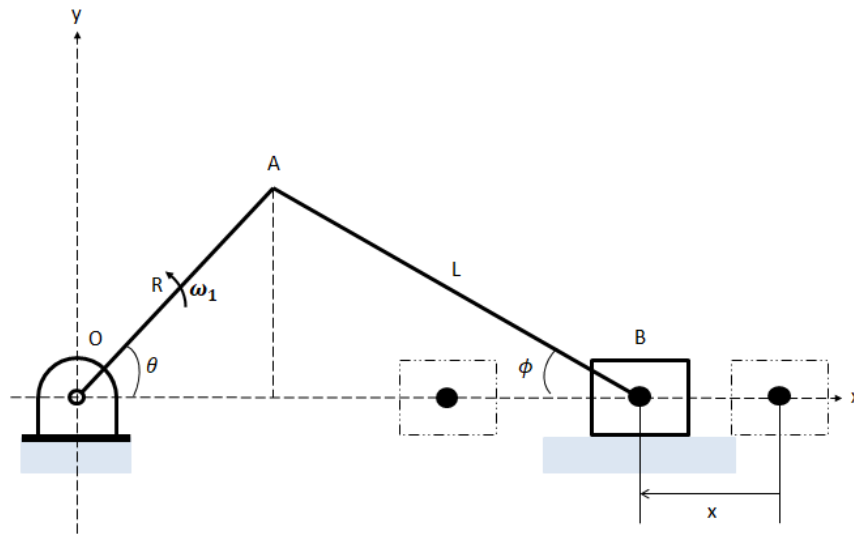
É importante salientar que a inclinação em A é igual a 0° , pois a viga foi engastada nesse ponto. Além disso, para calcular a força necessária que o motor deve impor para defletir a viga, foi considerado o curso de cada protótipo. Para a máquina que utiliza o motor Embraco, o curso que é obtido através do excêntrico equivale a 20mm, e para o motor Eberle, 80mm. Através desses parâmetros foi possível obter a inclinação da viga em B.

3.3.1.3 MECANISMO CURSOR-MANIVELA

Descrição do mecanismo: Mecanismo cursor-manivela

O protótipo que utiliza o motor Eberle apresenta elementos de transmissão que promovem o movimento rotativo-alternativo do sistema. Além disso, o mecanismo que transmite esse tipo de movimento é conhecido como cursor-manivela ou biela-manivela. Através da Figura 46, é possível observar as variáveis geométricas que estão relacionadas com o movimento do modelo desenvolvido.

Figura 46: Mecanismo cursor-manivela



Fonte: AUTOR, 2020.

Variáveis geométricas:

As variáveis geométricas são divididas em primárias, secundárias e constantes. As primárias são as variáveis de entrada, as secundárias são as dependentes, que nesse caso submetem-se as primárias e as constantes. E, por fim, as constantes são pré-estabelecidas durante as etapas de projeto, ou seja, o comprimento, angulações e movimentos dos componentes. Assim, as variáveis do mecanismo cursor-manivela são:

- Variável primária: θ ;
- Variáveis secundárias: ϕ, x ;
- Constantes: R, L .

A análise posicional permite representar o movimento do mecanismo através de equações matemática. Diante disso, é possível prever o deslocamento, rotação, velocidade, aceleração, e até mesmo a força que o sistema irá demandar. Dessa forma, é possível verificar se o protótipo será capaz de defletir a viga.

As equações (30) e (31) denotam, através do comprimento e projeção do conjunto biela-manivela, a posição do pistão (MABIE, 1980).

$$x = R + L - R \cos \theta - L \cos \phi \quad (30)$$

$$x = R(1 - \cos \theta) + L(1 - \cos \phi) \quad (31)$$

Através do teorema de Pitágoras, foi possível encontrar $\cos \phi$, conforme equações (32) e (33), respectivamente, e expandir a equação que expressa à posição do pistão, indicado por (34). O ângulo ϕ no mecanismo indica a inclinação da extremidade da biela que está conectado com o pistão (MABIE, 1980).

$$L^2 = (R \sin \theta)^2 + (L \cos \varnothing)^2 \quad (32)$$

$$\cos \varnothing = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \quad (33)$$

$$x = R(1 - \cos \theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \right] \quad (34)$$

Adotando o valor de B a partir da equação (34), obtemos (35) (MABIE, 1980).

$$B = \left(\frac{R}{L}\right) \sin \theta \quad (35)$$

Através da série geométrica descrita por (36), é possível simplificar a expressão em (35). Conforme mostrado pelas equações (37) e (38), os dois primeiros termos da série já possibilitam uma precisão suficiente (MABIE, 1980).

$$\sqrt{1 \mp B^2} = 1 \mp \frac{1}{2} B^2 - \frac{B^4}{2 \cdot 4} \mp \frac{1 \cdot 3 B^6}{2 \cdot 4 \cdot 6} - \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 B^8}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8} \mp \dots \quad (36)$$

$$\sqrt{1 \mp B^2} = 1 \mp \frac{1}{2} B^2 \quad (37)$$

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta \quad (38)$$

Assim, a equação (34) pode ser simplificada em (39) (MABIE, 1980).

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta \quad (39)$$

Expressando em termos da velocidade angular, temos que (MABIE, 1980):

$$\theta = \omega t \quad (40)$$

Dessa forma, a equação (41) denota a posição do pistão em termos da velocidade angular (MABIE, 1980).

$$x = R - R \cos(\omega t) + \frac{R^2}{2L} \sin^2(\omega t) \quad (41)$$

A equação (42) mostra que a primeira derivada da posição fornece a velocidade do pistão (MABIE, 1980).

$$\vartheta = \frac{dx}{dt} = \omega R \sin(\omega t) + \frac{\omega R^2}{2L} \sin(2\omega t) \quad (42)$$

A equação (43) mostra a aceleração do pistão, que é obtida através da derivada da velocidade (MABIE, 1980).

$$a = \frac{d\vartheta}{dt} = \omega^2 R \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos^2(\omega t) - \frac{\omega^2 R^2}{L} \sin^2(\omega t) \quad (43)$$

Utilizando a identidade trigonométrica $\sin^2(\omega t) - \cos^2(\omega t) = \cos(2\omega t)$, obtemos a equação (44) (MABIE, 1980).

$$a = \omega^2 R \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\omega t) \quad (44)$$

A partir da 2ª lei de Newton, temos que (MABIE, 1980):

$$F = ma \quad (45)$$

Substituindo a equação (44) em (45), obtemos a força de inércia do protótipo (MABIE, 1980):

$$F = m \left(\omega^2 R \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\omega t) \right) = m \left(\omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta) \right) \quad (46)$$

Onde:

F – Força;

m – Massa;

ω – Frequência angular;

R – Comprimento da manivela;

L – Comprimento da biela;

θ – Ângulo formado com a manivela.

A velocidade tangencial do ponto da biela, que está conectada com a manivela, pode ser calculada através das equações descritas por (47) e (48) (NORTON, 2010).

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{v}_{A/O} \quad (47)$$

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O} \quad (48)$$

Onde:

\bar{v}_A – Velocidade tangencial em A;

\bar{v}_O – Velocidade tangencial na origem;

$\bar{v}_{A/O}$ – Velocidade tangencial de A em relação à origem;

$\bar{\omega}_{OA}$ – Velocidade angular da manivela;

$\bar{r}_{A/O}$ – Comprimento da manivela.

Analogamente ao ponto da biela, as equações (49) e (50) representam a velocidade tangencial do pistão (NORTON, 2010).

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{B/A} \quad (49)$$

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A} \quad (50)$$

Onde:

\bar{v}_B – Velocidade tangencial em B;

\bar{v}_A – Velocidade tangencial em A;

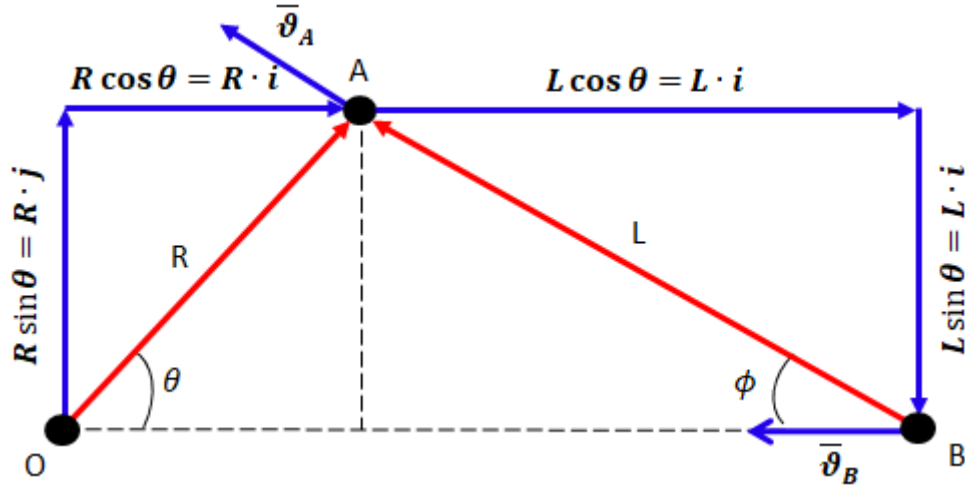
$\bar{v}_{B/A}$ – Velocidade tangencial de B em relação a A;

$\bar{\omega}_{AB}$ – Velocidade angular da biela;

$\bar{r}_{B/A}$ – Comprimento da biela.

A Figura 47 ilustra o mecanismo biela-manivela e a transposição dos vetores para obter, através do teorema de Pitágoras, $\vec{r}_{A/O}$ e $\vec{r}_{B/A}$.

Figura 47: Transposição de vetores do mecanismo



Fonte: AUTOR, 2020.

Dessa forma, é possível obter as velocidades tangenciais e angulares do sistema estudado.

Tabela de posições variáveis:

A Tabela 9 expõe as posições e os ângulos do conjunto biela, manivela e pistão, além de expressar as velocidades tangenciais, angulares, acelerações e força dos mesmos. Para calcular os parâmetros mencionados anteriormente, é importante saber que o comprimento da manivela, da biela e a massa do pistão equivalem a 40mm, 160mm e 0,8kg, respectivamente, e que o mecanismo realiza o movimento circular uniforme, pois o módulo da velocidade escalar é constante.

Tabela 9: Parâmetros do mecânico cursor-manivela

$\theta(^{\circ})$	$\phi(^{\circ})$	$x(mm)$	$\vartheta_A(m/s)$	$\vartheta_B(m/s)$	$\omega_{AB}(rad/s)$	$ a_B (m/s^2)$	$F(N)$
0	0	0	$\approx 1,39j$	0	$\approx -8,71k$	$\approx 3,79$	$\approx 3,03$
90	$\approx 14,5$	45	$\approx -1,39i$	0	$\approx -8,71k$	$\approx 0,76$	$\approx 0,61$
180	0	80	$\approx -1,39j$	0	$\approx -8,71k$	$\approx 2,28$	$\approx 1,82$
270	$\approx 14,5$	45	$\approx 1,39i$	0	$\approx -8,71k$	$\approx 0,76$	$\approx 0,61$
360	0	0	$\approx 1,39j$	0	$\approx -8,71k$	$\approx 3,79$	$\approx 3,03$

Fonte: AUTOR, 2020.

Através da Tabela 9, pode-se afirmar que o pistão se desloca entre as posições 0 e 80mm. Além disso, é possível observar que a posição máxima que o pistão atinge é igual à

deflexão máxima da barra, 80mm.

O mecanismo utilizado para construção do protótipo é similar ao do ciclo Otto, dois tempos, no qual apresentam transmissão de movimento do tipo rotativo-alternativo. Assim, conforme explanado por Rodrigues (2013), as massas em movimento alternativo produzem forças de inércia que devem ser equilibradas para não gerar vibrações. Sendo assim, quando $F = 0$, pode-se afirmar que o sistema está equilibrado.

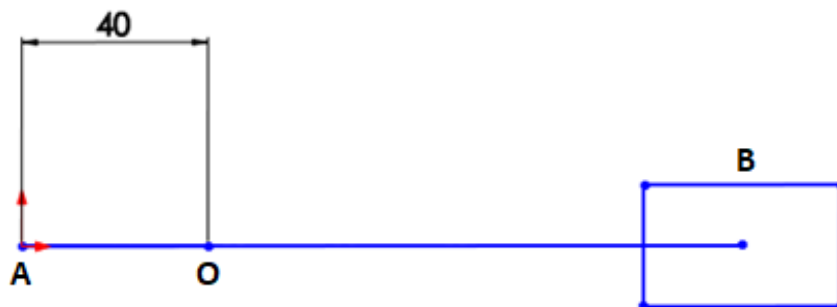
Todavia, a força de inércia de primeira ordem, $F' = m\omega^2 R \cos \theta$, que é gerada por uma massa de oscilação, pode ser equilibrada através da componente vertical da força centrípeta, gerando uma força desbalanceada $F_o = -m\omega^2 R \sin \theta$, que é produzida por um momento estático mR , e é colocada em posição oposta ao eixo da manivela (RODRIGUES, 2013).

Em contradição com a força de primeira ordem, a força de segunda ordem, $F'' = m \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos 2\theta$, não pode ser equilibrada com o auxílio de contrapesos, já que as massas oscilatórias teriam que girar o dobro da velocidade do eixo. Dessa forma, a influência da força de primeira ordem, para os efeitos da vibração do protótipo, é muito maior que a força de segunda ordem, já que as magnitudes da mesma estão relacionadas com $\frac{R}{L}$ (RODRIGUES, 2013).

Desenhos posicionais para cada ponto:

As Figuras 48 a 52 ilustram o mecanismo cursor-manivela com o pistão variando entre as posições mínimas e máximas.

Figura 48: Representação do mecanismo quando $\theta = 0^\circ$



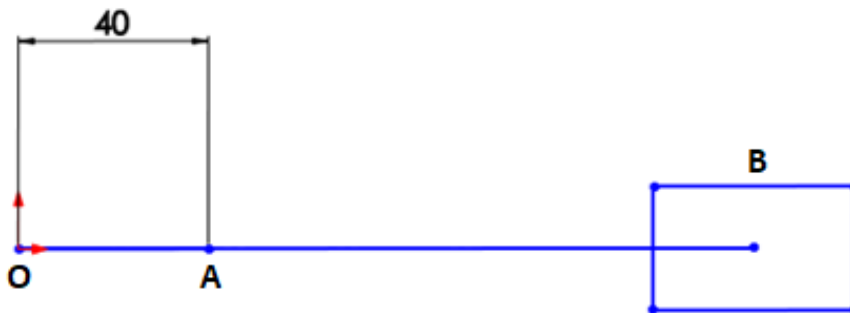
Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 49: Representação do mecanismo quando $\theta = 90^\circ$



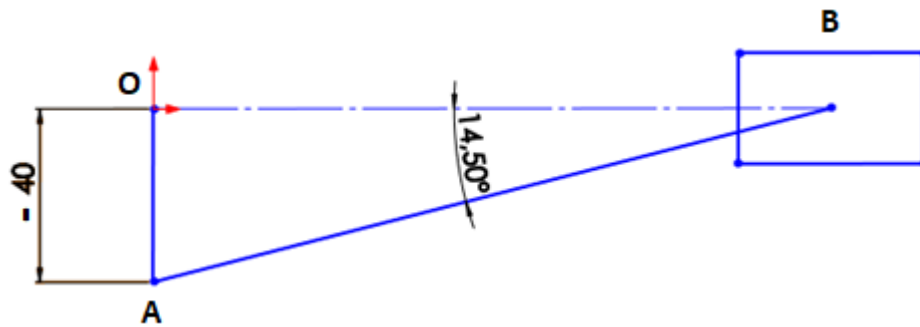
Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 50: Representação do mecanismo quando $\theta = 180^\circ$



Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 51: Representação do mecanismo quando $\theta = 270^\circ$



Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 52: Representação do mecanismo quando $\theta = 360^\circ$



Fonte: AUTOR, 2020.

3.3.2 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL (ANSYS WORKBENCH)

3.3.2.1 MÉTODOS

A Tabela 10 mostra as principais propriedades mecânicas da barra redonda aço 1010, que foram utilizadas para construção da modelagem no Ansys Workbench. Dentre elas estão: densidade, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, tensão de escoamento e limite de resistência à tração.

Tabela 10: Propriedades mecânicas do aço 1010

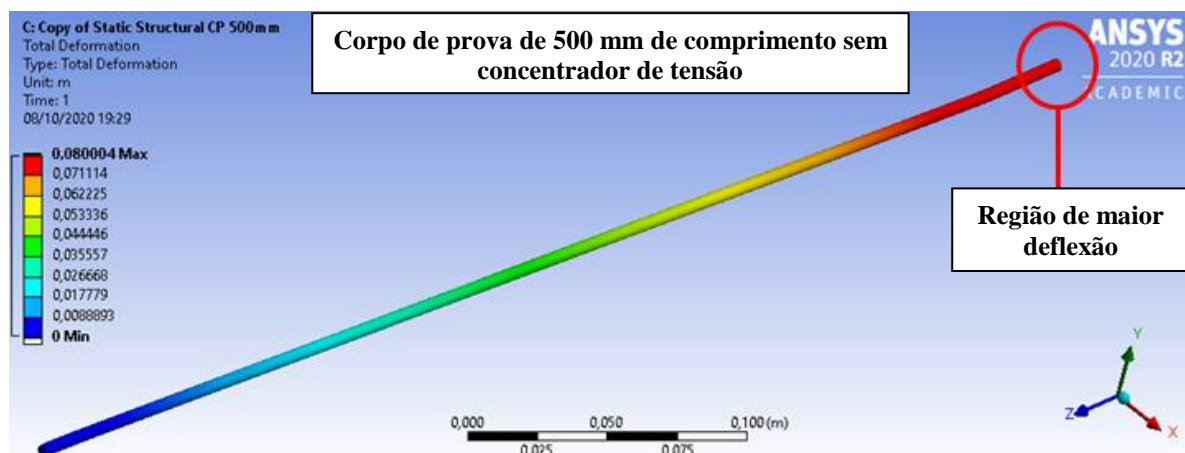
Densidade (kg/m ³)	7870
Módulo de Young (GPa)	205
Coeficiente de Poisson	0,29
Tensão de escoamento (MPa)	190
Limite de resistência à tração (MPa)	330

Fonte: AUTOR, 2020.

3.3.2.2 RESULTADOS

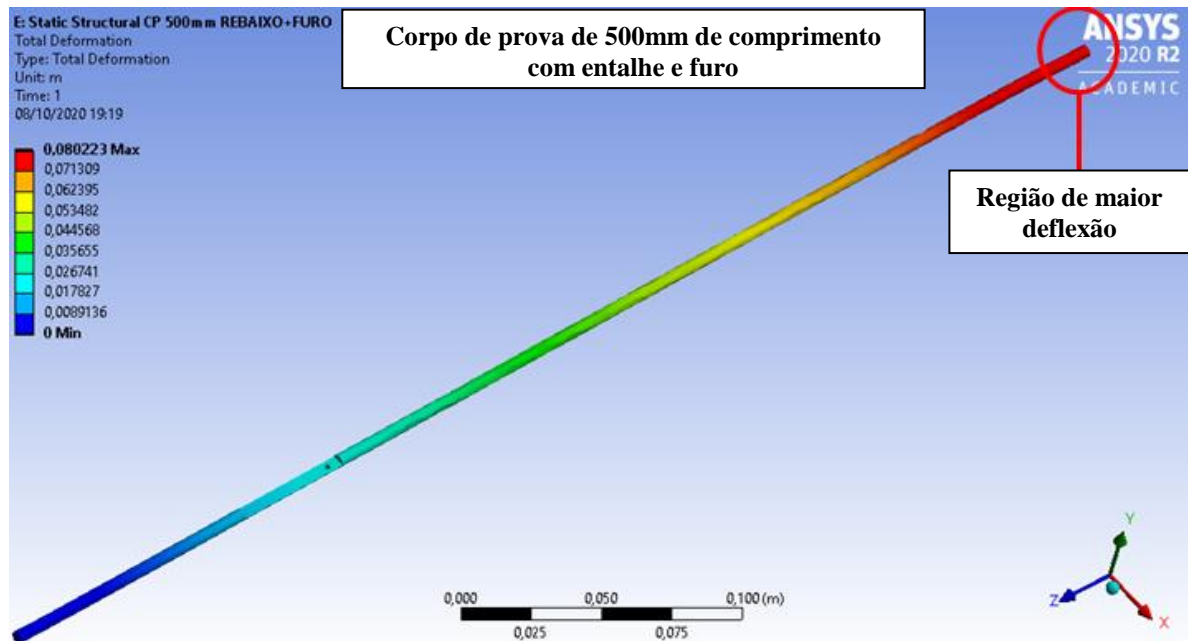
As Figuras 53, 54 e 55 mostram as deflexões totais dos corpos de prova sem e com concentradores de tensão e representam que a extremidade em vermelho das barras redondas se deslocarão aproximadamente 80mm (corpos de prova de 500mm de comprimento) quando as mesmas sofrerem esforços de flexão.

Figura 53: Deflexão total



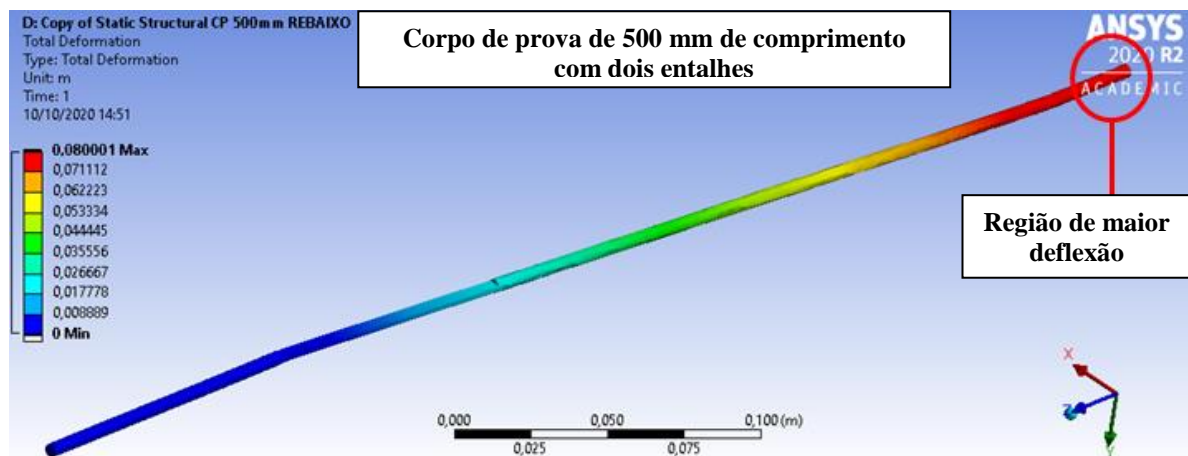
Fonte: AUTOR, 2020.

Figura 54: Deflexão total



Fonte: AUTOR, 2020.

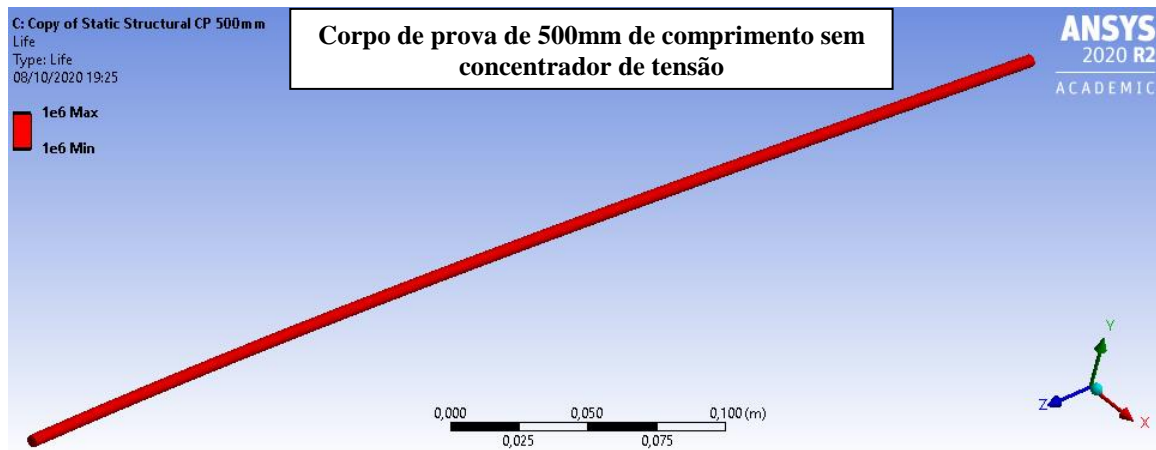
Figura 55: Deflexão total



Fonte: AUTOR, 2020.

Para assegurar a vida em fadiga de um material, é imprescindível verificar a resistência estrutural do componente. Considerando o geral, pode-se afirmar que quando o material não resiste aos carregamentos estáticos máximos, o mesmo apresentará poucos ciclos de vida. Assim, é possível notar através da região em vermelho, presente em todo o corpo de prova, que a viga entrará em vida infinita de fadiga, como mostrado pela Figura 56.

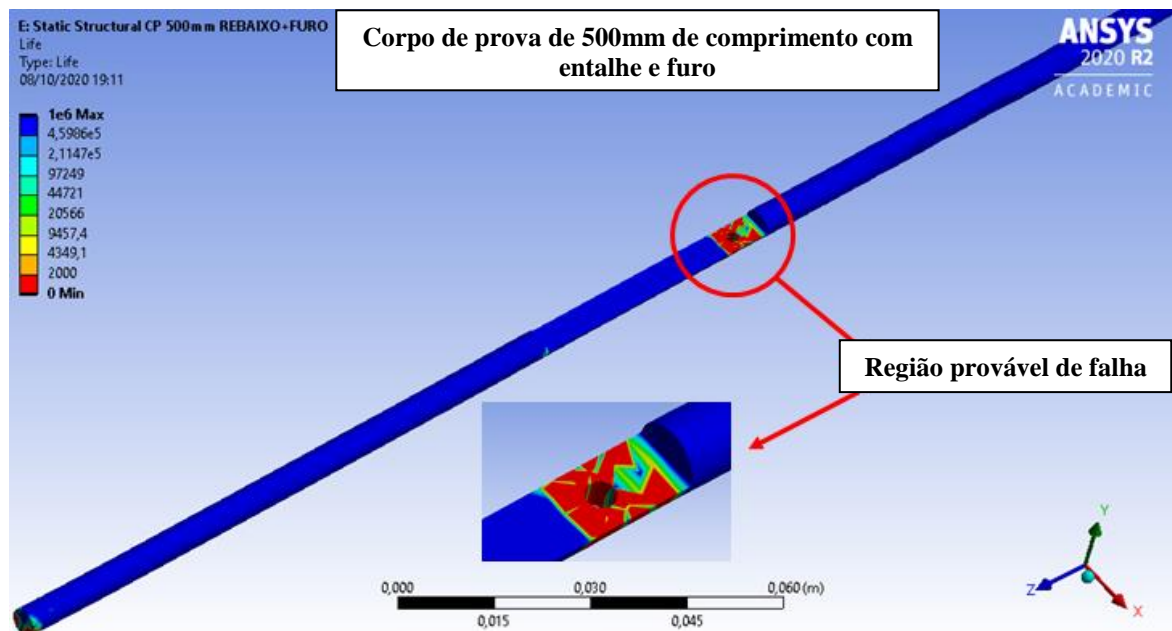
Figura 56: Número de ciclos



Fonte: AUTOR, 2020.

Em relação à Figura 57, pode-se observar que a região provável de falha está localizada no concentrador de tensão, entalhe e furo, devido à facilidade de nucleação de trinca local. Além disso, é possível visualizar através da escala de cores que o número de ciclos que o material suportará sob carregamentos cíclicos de tensão, na região de interesse, está na faixa de 0 a 9457,4 ciclos.

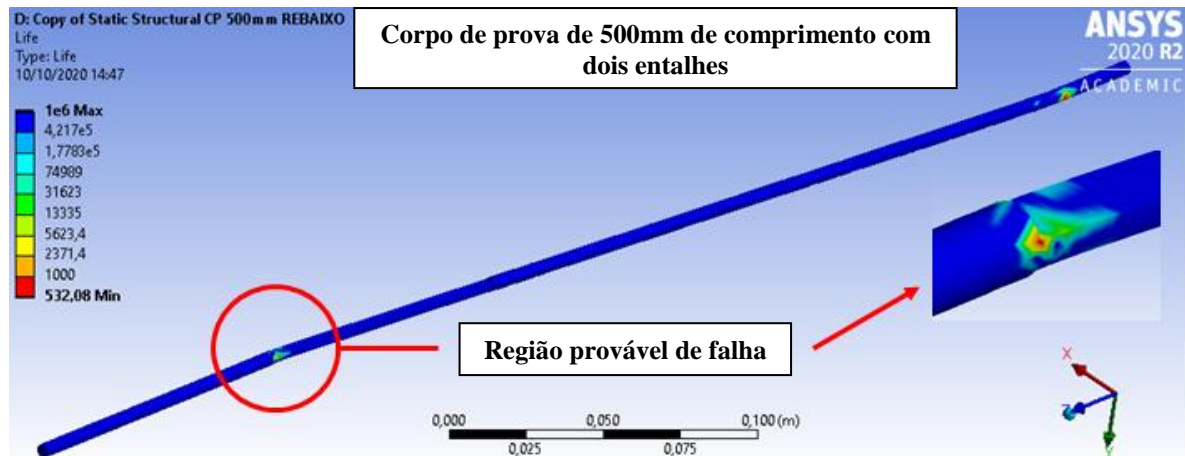
Figura 57: Número de ciclos



Fonte: AUTOR, 2020.

Análogo a Figura 57, é possível visualizar através da Figura 58 que a região provável de falha está localizada na extremidade dos concentradores de tensão que fica próximo do engaste, apresentando número de ciclos na faixa de 532,08 a 74989 ciclos.

Figura 58: Número de ciclos



Fonte: AUTOR, 2020.

Comparando os valores encontrados através da simulação computacional com os experimentais, pode-se afirmar que os resultados são satisfatórios, pois os valores estão dentro do intervalo da vida do material.

4 CONCLUSÕES

Nesse trabalho foi estudado o fenômeno de falha por fadiga, bem como seus métodos, os mecanismos físicos da fratura, a resistência à fadiga para uma vida finita e infinita, tensão cíclica e as abordagens de fadiga. Além disso, foram montados dois protótipos, um a partir do mecanismo cursor-manivela de um motor de compressor, que apresentou falhas durante os testes ocasionadas por sobrecargas geradas no conjunto virabrequim, biela e pistão, em virtude da elevada força necessária para defletir o corpo de prova.

Por conta da falha ocorrida durante o teste, foi realizada a construção de um segundo protótipo, com a utilização de um motor mais potente e com a estrutura mais robusta. Foram realizados 18 ensaios de fadiga por flexão pura e pode-se afirmar que os resultados obtidos dos testes da máquina foram satisfatórios, pois todos os objetivos propostos pelo trabalho foram alcançados. A partir dos ensaios realizados, pode-se concluir que:

- A máquina é capaz de realizar ensaios de fadiga por flexão pura em regimes de alto e baixo ciclo;
- A máquina é capaz de realizar ensaios de fadiga em corpos de prova de diversos componentes de comprimentos, diâmetros e composições variados, que estejam dentro do limite de capacidade do motor e do mecanismo desenvolvido;
- Apesar dos ensaios realizados terem sido apenas para vida finita de fadiga, o protótipo possibilita ensaiar corpos de prova para vida infinita de fadiga;
- O protótipo é limitado quanto à fácil modificação da rotação e carga aplicada, em virtude de ser necessário modificar os diâmetros das polias e/ou curso do seguidor (excêntrico), para assim conseguir alterar os parâmetros anteriormente mencionados.

5 PROPOSTAS DE MELHORIAS

Após o desenvolvimento desse trabalho, algumas propostas de melhorias são sugeridas, como as descritas abaixo:

- Instrumentar a máquina com contador de ciclos e sensor de deformação;
- Utilizar um torquímetro para mensurar o torque aplicado nos pontos de ancoragem do corpo de prova;
- Implementar um mecanismo de lubrificação de modo a reaproveitar o óleo utilizado;
- Idealizar um mecanismo para fixar barras redondas de vários diâmetros, comprimentos e/ou composições, a exemplo, acoplar um mandril de furadeira no local de ancoragem.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, Eduardo. **Ensaio de Fadiga: Como Prevenir e Eliminar Problemas de Fadiga em Campo**. ESSS, 2017. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/ensaio-de-fadiga-como-prevenir-e-eliminar-problemas-de-fadiga-em-campo/>>. Acesso em: 11 de outubro de 2020.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. AMGH Editora, 2009.

CALLISTER JR, William D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**, 5ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

CHIAVERINI, Vicente. **Tecnologia Mecânica: Estrutura e Propriedades das Ligas Metálicas**. Ed. Pearson Education do Brasil, São Paulo, v. 2, 1986.

FREDEL, M. C.; ORTEGA, P.; BASTOS, E. **Propriedades Mecânicas: Ensaio Fundamentais**. 2015.

GARCIA, Amauri; SPIM, Jaime Alvares; SANTOS, Carlos Alexandre dos. **Ensaio dos Materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

HIBBELER, Russel Charles. Resistência dos Materiais. 5ª. **São Paulo: Prentice Hall**, 2004.

MABIE, Hamilton Horth; OCVIRK, Fred W. **Mecanismos**. Livros Tecnicos e Cientificos, 1980.

MARQUES, Fabrício César Silva; AREVALOS, Rodrigo Moreles. **Modernização da Máquina de Fadiga por Flexão Rotativa do Laboratório de Ensaio de Materiais**. 2011.

MEYERS, Marc Ander; CHAWLA, Krishan Kumar. **Mechanical Behavior of Materials**, 2009.

MOTT, Robert L. **Diseño de Elementos de Maquinas-Con 1 CD**. Pearson educación, 2006.

NORTON, Robert L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. AMGH Editora, 2010.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.

OLIVEIRA, Edgard Araújo de Lima. **Análise das propriedades de um aço 1020 normalizado submetido a concentradores de tensões**. 2018.

OLIVEIRA, F. D.; FERREIRA, J. L.; ARAÚJO, J. A. **Identificação das Condições de Falha por Fadiga em Materiais Usados na Fabricação de Pás de Turbinas Hidráulicas - Determinação da Resistência à Fadiga do Aço ASTM A743–CA 6NM.** 2004. 98f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, 2004.

RODRIGUES, Alex de Souza. **Análise Dinâmica e Balanceamento de Virabrequins Leves de Motores.** 2013.

ROSA, Edison. **Análise de Resistência Mecânica (Mecânica da Fratura e Fadiga).** Apostila da Disciplina Fadiga e Confiabilidade. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), 2002.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. **Projeto de Engenharia Mecânica.** Bookman, 2005.

SOUZA, Sergio Augusto. **Ensaio Mecânicos de Materiais Metálicos: Fundamentos Teóricos e Práticos.** Editora Blucher, 1982.

TELES, José Carlos de Souza; OLIVEIRA, Dr. **Projeto de uma Máquina de Ensaio de Fadiga por Flexão Rotativa de Materiais Usados em Componentes Automotivos.** 2015. Monografia (Graduação em Engenharia Automotiva) – Universidade de Brasília, 2015.

APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULO

Elementos de Transmissão (Polias e correia):

Polia motora: ($\varnothing_1 = 25mm$)

Polia movida: ($\varnothing_2 = 130mm$)

$$\begin{cases} \vartheta_1 = \vartheta_2 \\ \omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2 \end{cases}$$

$$1730 \cdot 12,5 = \omega_2 \cdot 65$$

$$\omega_2 = 332,6923077rpm$$

$$1cv = 735,5W \rightarrow 0,25cv = 183,875W$$

Frequência angular: $\omega = 1730rpm$

$$T = \frac{Pot}{\omega}$$

$$T_1 = \frac{183,875}{\frac{2\pi \cdot 1730}{60}}$$

$$T_1 = 1,014957751Nm$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$\frac{130}{25} = \frac{T_2}{1,014957751} = \frac{1730}{332,6923077}$$

$$T_2 = 5,277780305Nm$$

Deflexão e inclinação da viga:

Motor Embraco (Corpo de prova: $L = 205mm$ e $R = 2,38125mm$)

$$I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{4}$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot 0,00238125^4}{4}$$

$$I_x = I_y = 2,525281827 \times 10^{-11}m^4$$

$$v_B = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$0,02 = \frac{P \cdot 0,205^3}{3 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$P = 36,05399397N$$

$$\phi_B = \frac{PL^2}{2EI}$$

$$\phi_B = \frac{36,05399397 \cdot 0,205^2}{2 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$\phi_B = 0,146341463^\circ$$

Motor Eberle (Corpo de prova: $L = 290\text{mm}$ e $R = 2,38125\text{mm}$)

$$I_x = I_y = 2,525281827 \times 10^{-11} \text{m}^4$$

$$v_B = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$0,08 = \frac{P \cdot 0,290^3}{3 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$P = 50,94258309 \text{N}$$

$$\phi_B = \frac{PL^2}{2EI}$$

$$\phi_B = \frac{50,94258309 \cdot 0,290^2}{2 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$\phi_B = 0,413793103^\circ$$

Motor Eberle (Corpo de prova: $L = 500\text{mm}$ e $R = 2,38125\text{mm}$)

$$I_x = I_y = 2,525281827 \times 10^{-11} \text{m}^4$$

$$v_B = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$0,08 = \frac{P \cdot 0,500^3}{3 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$P = 9,939509273 \text{N}$$

$$\phi_B = \frac{PL^2}{2EI}$$

$$\phi_B = \frac{9,939509273 \cdot 0,500^2}{2 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$\phi_B = 0,24^\circ$$

Motor Eberle (Corpo de prova: $L = 1000\text{mm}$ e $R = 2,38125\text{mm}$)

$$I_x = I_y = 2,525281827 \times 10^{-11} \text{m}^4$$

$$v_B = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$0,08 = \frac{P \cdot 1^3}{3 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$P = 1,242438659 \text{N}$$

$$\phi_B = \frac{PL^2}{2EI}$$

$$\phi_B = \frac{1,242438659 \cdot 1^2}{2 \cdot 2,05 \times 10^{11} \cdot 2,52528 \times 10^{-11}}$$

$$\phi_B = 0,12^\circ$$

Mecanismo cursor-manivela:

Para $\theta = 0^\circ$:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{40}{160}\right)^2 \sin^2 0}$$

$$\phi = 0^\circ$$

Curso do mecanismo:

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$

$$x = 40(1 - \cos 0) + \frac{40^2}{2 \cdot 160} \sin^2 0$$

$$x = 0 \text{ mm}$$

Velocidade tangencial em A:

$$\omega = 332,6923077 \text{ rpm} = 34,83945699 \text{ rad/s}$$

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O}$$

$$\bar{v}_A = 0 + 34,83945699 \mathbf{k} \times 0,04 \mathbf{i}$$

$$\bar{v}_A = 1,39357828 \mathbf{j} \text{ m/s}$$

Velocidade tangencial em B:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A}$$

$$-\vartheta_B \mathbf{i} = 1,39357828 \mathbf{j} + \omega_{AB} \mathbf{k} \times (0,16 \mathbf{i})$$

$$0 = 1,39357828 + 0,16 \omega_{AB}$$

$$\omega_{AB} = -8,709864248 \text{ rad/s}$$

$$\vartheta_B = 0 \text{ m/s}$$

Aceleração em B:

$$a = \omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta)$$

$$a = (-8,709864248)^2 \cdot 0,04 \cdot \cos(0) + \frac{(-8,709864248)^2 \cdot 0,04^2}{0,16} \cdot \cos(0)$$

$$a = 3,793086761 \text{ m/s}^2$$

Força de inércia:

$$F = m \cdot |a|$$
$$F = 0,8 \cdot 3,793086761$$
$$F = 3,034469409N$$

Para $\theta = 90^\circ$:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$
$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{40}{160}\right)^2 \sin^2 90}$$
$$\phi = 14,47751219^\circ$$

Curso do mecanismo:

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$
$$x = 40(1 - \cos 90) + \frac{40^2}{2 \cdot 160} \sin^2 90$$
$$x = 45mm$$

Velocidade tangencial em A:

$$\omega = 332,6923077rpm = 34,83945699rad/s$$
$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O}$$
$$\bar{v}_A = 0 + 34,83945699\mathbf{k} \times 0,04\mathbf{j}$$
$$\bar{v}_A = -1,39357828\mathbf{i} \text{ m/s}$$

Velocidade tangencial em B:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A}$$
$$-\vartheta_B \mathbf{i} = -1,39357828\mathbf{i} + \omega_{AB} \mathbf{k} \times (0,16\mathbf{j})$$
$$-\vartheta_B = -1,39357828 - 0,16\omega_{AB}$$
$$\vartheta_B = 0 \text{ m/s}$$
$$\omega_{AB} = -8,70986425rad/s$$

Aceleração em B:

$$a = \omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta)$$
$$a = (-8,70986425)^2 \cdot 0,04 \cdot \cos(90) + \frac{(-8,70986425)^2 \cdot 0,04^2}{0,16} \cdot \cos(180)$$
$$a = -0,758617352 \text{ m/s}^2$$

Força de inércia:

$$F = m \cdot |a|$$
$$F = 0,8 \cdot 0,758617352$$
$$F = 0,606893881N$$

Para $\theta = 180^\circ$:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$
$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{40}{160}\right)^2 \sin^2 180}$$
$$\phi = 0^\circ$$

Curso do mecanismo:

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$
$$x = 40(1 - \cos 180) + \frac{40^2}{2 \cdot 160} \sin^2 180$$
$$x = 80mm$$

Velocidade tangencial em A:

$$\omega = 332,6923077rpm = 34,83945699rad/s$$
$$\bar{\vartheta}_A = \bar{\vartheta}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O}$$
$$\bar{\vartheta}_A = 0 + 34,83945699\mathbf{k} \times -0,04\mathbf{i}$$
$$\bar{\vartheta}_A = -1,39357828\mathbf{j} \text{ m/s}$$

Velocidade tangencial em B:

$$\bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A}$$
$$-\vartheta_B \mathbf{i} = -1,39357828\mathbf{j} + \omega_{AB} \mathbf{k} \times (-0,16\mathbf{i})$$
$$0 = -1,39357828 - 0,16\omega_{AB}$$
$$\omega_{AB} = -8,709864248rad/s$$
$$\vartheta_B = 0 \text{ m/s}$$

Aceleração em B:

$$a = \omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta)$$
$$a = (-8,709864248)^2 \cdot 0,04 \cdot \cos(180) + \frac{(-8,709864248)^2 \cdot 0,04^2}{0,16} \cdot \cos(360)$$
$$a = -2,275852057 \text{ m/s}^2$$

Força de inércia:

$$F = m \cdot |a|$$
$$F = 0,8 \cdot 2,275852057$$
$$F = 1,820681646N$$

Para $\theta = 270^\circ$:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$
$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{40}{160}\right)^2 \sin^2 270}$$
$$\phi = 14,47751219^\circ$$

Curso do mecanismo:

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$
$$x = 40(1 - \cos 270) + \frac{40^2}{2 \cdot 160} \sin^2 270$$
$$x = 45mm$$

Velocidade tangencial em A:

$$\omega = 332,6923077rpm = 34,83945699rad/s$$
$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O}$$
$$\bar{v}_A = 0 + 34,83945699\mathbf{k} \times -0,04\mathbf{j}$$
$$\bar{v}_A = 1,39357828 m/s$$

Velocidade tangencial em B:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A}$$
$$-\vartheta_B \mathbf{i} = 1,39357828\mathbf{i} + \omega_{AB}\mathbf{k} \times (-0,16\mathbf{j})$$
$$-\vartheta_B = 1,39357828 + 0,16\omega_{AB}$$
$$\vartheta_B = 0 m/s$$
$$\omega_{AB} = -8,709864248rad/s$$

Aceleração em B:

$$a = \omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta)$$
$$a = (-8,709864248)^2 \cdot 0,04 \cdot \cos(270) + \frac{(-8,709864248)^2 \cdot 0,04^2}{0,16} \cdot \cos(540)$$
$$a = -0,758617352 m/s^2$$

Força de inércia:

$$F = m \cdot |a|$$
$$F = 0,8 \cdot 0,758617352$$
$$F = 0,606893882N$$

Para $\theta = 360^\circ$:

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta}$$
$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{40}{160}\right)^2 \sin^2 360}$$
$$\phi = 0^\circ$$

Curso do mecanismo:

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$
$$x = 40(1 - \cos 360) + \frac{40^2}{2 \cdot 160} \sin^2 360$$
$$x = 0mm$$

Velocidade tangencial em A:

$$\omega = 332,6923077rpm = 34,83945699rad/s$$
$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{\omega}_{OA} \times \bar{r}_{A/O}$$
$$\bar{v}_A = 0 + 34,83945699\mathbf{k} \times 0,04\mathbf{i}$$
$$\bar{v}_A = 1,39357828\mathbf{j} m/s$$

Velocidade tangencial em B:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega}_{AB} \times \bar{r}_{B/A}$$
$$-\vartheta_B \mathbf{i} = 1,39357828\mathbf{j} + \omega_{AB} \mathbf{k} \times (0,16\mathbf{i})$$
$$0 = 1,39357828 + 0,16\omega_{AB}$$
$$\omega_{AB} = -8,709864248rad/s$$
$$\vartheta_B = 0 m/s$$

Aceleração em B:

$$a = \omega^2 R \cos(\theta) + \frac{\omega^2 R^2}{L} \cos(2\theta)$$
$$a = (-8,709864248)^2 \cdot 0,04 \cdot \cos(360) + \frac{(-8,709864248)^2 \cdot 0,04^2}{0,16} \cdot \cos(720)$$
$$a = 3,793086761 m/s^2$$

Força de inércia:

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

$$F = 0,8 \cdot 3,793086761$$

$$F = 3,034469409N$$