

PROJETO DE GRADUAÇÃO

MODERNIZAÇÃO DA MÁQUINA DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA DO LABORATÓRIO DE ENSAIOS DE MATERIAIS

Por,
Fabício César Silva Marques
Rodrigo Moreles Arevalos

Brasília, 29 de Junho de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

MODERNIZAÇÃO DA MÁQUINA DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA DO LABORATÓRIO DE ENSAIOS DE MATERIAIS

POR,

Fabício César Silva Marques
Rodrigo Moreles Arevalos

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Jorge Luiz de A. Ferreira, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Ailda Alves Fadel , UnB/ ENM
(Co-orientador)

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM

Brasília, 29 de Junho de 2011

Dedicatória(s)

Dedico este projeto à minha família e amigos que sempre estiveram presentes direta ou indiretamente em todos os momentos de minha formação. Dedico também à todos os que contribuíram de alguma maneira para a realização desde projeto de graduação.

Rodrigo Moreles Arevalos

Dedico este trabalho a todos aqueles que de alguma forma contribuíram com meu desenvolvimento. Principalmente aos meus pais e irmãos que são sempre presentes.

Fabício César Silva Marques

Agradecimentos

Agradeço a Deus, por se fazer presente todos os dias em minha vida me dando força e guiando pelos caminhos da vida. Agradeço a meus pai, João de Fátima Marques e Tereza da Silva Marque, e irmãos, Erica, Vinícius e Caroline, pelo apoio e companheirismo.

Agradeço aos meus amigos e a querida Camila, por trazer momentos inesquecíveis a minha vida, fazendo com que os dias sejam melhores.

Agradeço ao companheiro de projeto Rodrigo Moreles Arevalos, pela dedicação e pelo bom trabalho realizado.

Ao querido Prof. Jorge Luis, pelo apoio na realização do projeto e pela forma amiga que se relaciona com seus alunos.

Fabício César Silva Marques

Agradeço em primeiro lugar a Deus por permitir que este trabalho fosse realizado. A meus pais, Paulo Sergio Arevalos e Fátima Aparecida Moreles Arevalos, pelo apoio financeiro e emocional, assim como pela atenção e compreensão.

A meus irmãos, Marcelo Moreles Arevalos e Bruno Moreles Arevalos, pelo apoio moral e pela paciência.

Aos meus amigos que depositaram toda a confiança de que eu um dia eu chegaria ao fim de mais essa etapa da minha vida.

A meu companheiro de projeto, Fabício César Silva Marques, por todo o trabalhado árduo pelo qual passamos para realizar este trabalho.

A nosso orientador, Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, por nos propor o tema do projeto assim como pelo apoio e incentivo.

Rodrigo Moreles Arevalos

RESUMO

O presente trabalho apresenta a primeira etapa de recuperação e modernização da máquina de fadiga por flexão rotativa, BUDD RBF-200. O ensaio de fadiga por flexão rotativa é muito utilizado para a determinação do limite de resistência a fadiga de materiais metálicos. Os conceitos envolvidos no processo de falha desses materiais são essenciais para o desenvolvimento deste trabalho. As condições iniciais e as melhorias realizadas são descritas. A máquina se encontrava sem uso há muito tempo e teve que passar por um processo de restauração de sua parte elétrica, além de outras melhorias. O objetivo do projeto é fazer com que o equipamento volte a ser utilizado em ensaios de fadiga pelos alunos e funcionários do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília.

ABSTRACT

This paper presents the first stage of restoration and modernization of the rotating beam fatigue testing machine, BUDD RBF-200. The rotating bending fatigue test is widely used for determining the fatigue endurance limit of metallic materials. The concepts involved in the failure of these materials are essential for the development of this work. The initial conditions and improvements that have been performed to date are described. The machine was unused for a long time and had to go through a process of restoring its electrical system, among other improvements. The project goal is to get the equipment back to be used in fatigue tests by students and staff of the Department of Mechanical Engineering, University of Brasilia.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	122
1.1	MOTIVAÇÃO	122
1.2	OBJETIVOS	144
1.3	CONTEÚDO	144
2	REVISÃO TEÓRICA	155
2.1	FADIGA	155
2.2	MECANISMOS FÍSICOS DE FRATURA	166
	2.2.1 Iniciação da trinca	166
	2.2.2 Propagação da trinca	177
	2.2.3 Falha catastrófica	199
2.3	ABORDAGENS DE FADIGA	199
	2.3.1 Abordagem em termos de vida total	199
	2.3.2 Abordagem de tolerância ao dano	20
	2.3.2 Critério de vida segura e falha segura	20
2.4	ABORDAGEM TENSÃO-VIDA	20
	2.4.1 Efeito da tensão média	244
2.5	EXTENSÔMETRO (<i>STRAIN GAGE</i>)	277
2.5	CÉLULAS DE CARGA	30
3	ENSAIOS DE FADIGA	322
3.1	ENSAIOS DE FADIGA	322
3.2	ENSAIO DE FADIGA POR TRAÇÃO-COMPRESSÃO	322
	3.2.1 Máquina de ensaio e corpo de prova	333
3.3	ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA	355
	3.3.1 Máquina de ensaio de corpo de prova	366
3.4	ENSAIO DE FADIGA POR TORÇÃO	399
4	PROPOSTA DE MODERNIZAÇÃO DA MÁQUINA	40
4.1	APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA DE ENSAIO	40
4.2	DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES	411
	4.2.1 Motor	411
	4.2.2 Dispositivo de aplicação de carga	422
	4.2.3 Dispositivo de segurança	444
	4.2.4 Contador de ciclos	466
	4.2.4 Corpo de prova	466
4.3	DESCRIÇÃO DA MÁQUINA NO INÍCIO DO TRABALHO	477
4.4	PROPOSTA DE MODERNIZAÇÃO	488
5	RESULTADOS	49
5.1	DESCRIÇÃO DOS REPAROS INICIAIS	499
	5.1.1 Recuperação da parte elétrica	499
	5.1.2 Recuperação mecânica	50
5.2	DESCRIÇÃO DAS MODERNIZAÇÕES	511
	5.2.1 Substituição do contador de ciclos	511
	5.2.2 Seletor de velocidade	544
	5.2.3 Modernização do sistema de aplicação de carga	555
6	CONCLUSÃO	611
7	TRABALHOS FUTUROS	62
	ANEXOS	644

LISTA DE FIGURAS

2.1	Tensão x Tempo. Carregamento alternado	14
2.2	Formação de intrusão e extrusão	16
2.3	Estágios de nucleação e propagação da trinca por fadiga	17
2.4	Microestrutura de dobre trabalhado a frio, 5000x.....	18
2.5	Diagrama S-N padrão de um material com limite de resistência à fadiga definido .	20
2.6	Algumas relações de tensão-tempo: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência; (b e c) tensão flutuante não senoidal; (d) tensão flutuante senoidal; (f) tensão senoidal alternada.	21
2.7	Diagrama S-N de uma liga de alumínio (a) com número de ciclos em escala linear; (b) com número de ciclos em escala logarítmica.	22
2.8	Curva S-N típicas para materiais ferrosos e não-ferrosos	23
2.9	Os três tipos comuns de carregamento dinâmico	23
2.10	Efeito da tensão média na vida de fadiga	25
2.11	Diversas curvas de falha para tensões pulsantes.	25
2.12	Composição de um extensômetro	27
2.13	Ponte de Wheatstone	27
2.14	Extensômetro conectado a uma Ponte de Wheatstone	28
2.15	Arranjos de Pontes de Wheatstone com dois extensômetros.....	28
2.16	Ponte de Wheatstone com quatro extensômetros.....	29
2.17	Gráfico de Deformação X Carga, mostrando histerese, repetibilidade e não linearidade.....	30
2.18	Gráfico de Deformação X Tempo, mostrando a fluência ou <i>creep</i>	30
3.1	Máquina de ensaio universal MTS 810	33
3.2	Dimensões do CPs segundo a norma ASTM 606-04	34
3.3	Princípio do ensaio de fadiga por flexão rotativa	35
3.4	Características gerais de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa.....	36
3.5	Máquina de teste de fadiga por flexão rotativa com carga na extremidade do corpo de prova.....	36
3.6	Corpo de prova tipo I utilizado na maquina BUDD MBF-200	37
3.7	Corpo de prova tipo II utilizado na maquina BUDD MBF-200	37
3.8	Corpo de prova tipo III utilizado na maquina BUDD MBF-200	37
3.9	Pontos de falha para flexão e torção alternada.	38
4.1	Visão geral da maquina BUDD RBF-200	39
4.2	Característica de desempenho de motores universais	40
4.3	Botão seletor de velocidade	41
4.4	Conjunto régua peso.....	41
4.5	Braço de carga	42
4.6	Dispositivo de aplicação de carga completo.....	43
4.7	Dispositivo de segurança <i>Safety Guard</i>	44
4.8	Dispositivo de segurança corta-corrente	44
4.9	Contador de ciclos original	45
4.10	Desenhos dos corpos de prova	46
4.11	Imagem das condições da fiação elétrica da RBF-200.....	47
5.1	Tomada utilizada no laboratório do prédio SG 09	48
5.2	Escovas gastas (esquerda) e escovas novas (direita)	49
5.3	Dispositivo de segurança <i>Safety Guard</i> instalado	50
5.4	Equipamento contador de ciclos e velocímetro.....	51
5.5	Engrenagem sobre a qual será instalado o dispositivo contador de ciclos	52
5.6	Conjunto disco-imãs	53
5.7	Célula de carga utilizada no projeto	54
5.8	Célula de carga instalada entre o conjunto régua-peso e o braço de carga.....	55
5.9	Tensão na direção y no ponto central da face direita	56

5.10	Tensão na direção y no ponto central interno da face direita	56
5.11	Tensão na direção y no ponto central da face esquerda	56
5.12	Tensão na direção y no ponto central interno da face esquerda	56
5.13	Deformação na direção y no ponto central da face direita	57
5.14	Deformação na direção y no ponto central interno da face direita	57
5.15	Deformação na direção y no ponto central da face esquerda	57
5.16	Deformação na direção y no ponto central interno da face esquerda	57
5.17	Sistema de aquisição de dados ADS-2000, Lynx tecnologia	58
5.18	Bancada de ensaio da célula de carga	59

LISTA DE TABELAS

4.1	Medidas dos CPs.....	46
-----	----------------------	----

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

b	Expoente de resistência à fadiga	
D	Diâmetro	[m]
E	Voltagem de entrada	[V]
e	Voltagem de saída	[V]
k	Efeitos que influenciam o fenômeno da fadiga	
K	<i>Gage Factor</i>	
M	Momento aplicado ao corpo de prova	[N.m]
N	Número de Ciclos	
R	Resistência	[Ω]
S	Limite de resistência	[Pa]

Símbolos Gregos

σ	Tensão	[Pa]
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ε	Deformação	[μ strain]

Grupos Adimensionais

R	Razão de tensão
---	-----------------

Subscritos

a	alternada (σ_a), superfície (k_a)
b	tamanho
c	carregamento
d	temperatura
e	fadiga vida infinita (S_e), confiabilidade (k_e)
f	fadiga (S_f), efeitos variados (k_f)
m	valor médio
max	valor máximo
min	valor mínimo
ut	resistência a tração
y	escoamento

Siglas

PG	Projeto de Graduação
CP	Corpo de Prova
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a motivação para realização do trabalho bem como apresenta uma revisão teórica dos fundamentos da teoria de fadiga.

1.1 MOTIVAÇÃO

Componentes mecânicos e diversas estruturas são constantemente sujeitos a carregamentos dinâmicos que podem provocar alterações macroscópicas em seus materiais. Estas podem se acumular e se desenvolver em trincas, de forma a comprometer a integridade estrutural. Este processo de dano é conhecido por fadiga e é responsável por falhas de aviões, navios, automóveis e turbinas (Meyers *et al*, 1982). Estudos realizados nos Estados Unidos e na Europa levaram à conclusão de que os efeitos econômicos da fratura, num país medianamente industrializado, ascendiam anualmente a 4% do seu Produto Interno Bruto sendo que de 70 a 90% destes custos são atribuídos a falhas por fadiga (*apud* Brito, 2000).

As primeiras observações do fenômeno de fadiga datam o ano de 1829, quando W. A. J. Albert publicou resultados de testes realizados em correntes de ferro submetidas a carregamentos cíclicos. No período de 1852 a 1869, em Berlim, August Wöhler estudou a ruptura de eixos ferroviários. A ocorrência destas falhas era imprevisível para os engenheiros da época. Vários eixos fraturavam após apenas algumas centenas de quilômetros de serviço e, embora projetados de acordo com critérios de resistência estática, essa fratura ocorria sob condições de carregamento normal. Apesar de ensaios de tração realizados no material antes da entrada em serviço revelarem adequada ductilidade, a ruptura em serviço não apresentava sinais de deformação plástica. Ainda, estes mesmos ensaios realizados no material após a fratura apresentavam as características de ductilidade iniciais. O nome fadiga se deve ao fato do mecanismo deste fenômeno ser desconhecido na época, daí então se dizia que o material "cansava" ou "fadigava".

Entre 1850 e 1875, Wöhler realizou exaustivos ensaios, à escala natural e em corpos de prova, no sentido de determinar o número de ciclos de carregamento que o material poderia suportar a cada nível de tensão antes de fraturar. Reproduzindo os resultados obtidos sob a forma de um gráfico tensão-vida (curva S-N), verificou-se que o número de ciclos aumentava com a redução da tensão aplicada. Observou também que para o ferro e o aço havia um nível de tensão alternada abaixo do qual não ocorria fratura qualquer que fosse o número de ciclos. Assim estabeleceu-se o conceito de tensão limite de fadiga. Mais tarde verificou-se que metais não ferrosos, como o alumínio, não apresentavam esse patamar nas suas curvas S-N, ou seja, a tensão é sempre decrescente para o aumento do número de ciclos. Para estes casos, é usual definir uma tensão limite convencional acima de 10^6 ciclos. Nos cem anos que se seguiram aos trabalhos de Wöhler, diversos investigadores deram valiosas contribuições para o desenvolvimento da fadiga: Gerber (1874) tratando do efeito de tensões médias; Bauschinger em 1885 no campo das deformações cíclicas; Goodman (1899) também em tensões

médias. Em 1901, Moore, Kommers e Basquin avançaram nos conceitos de fadiga. Ewing e Humpre contribuíram sobre mecanismos de fadiga em 1903. Haigh (1817), Jenkin em 1923 e Soderberg em 1930, avaliando o efeito da tensão média. Em 1920, a propagação de trincas e a mecânica da fratura se desenvolveram com Griffith et al (1920). O mecanismo físico de dano por fadiga através da microscopia ótica foi estudado por Gough (1924). Três anos depois, a fadiga de metais avançou com Moore et al (1927). Outros campos de investigação também progrediram como os conceitos de danos cumulativos (Miner, 1945), efeitos de entalhes concentradores de tensão (Neuber, 1946), falhas por fadiga envolvendo deformações plásticas (Coffin et al, 1962; Manson, 1962), crescimento e propagação de trincas de fadiga (Paris, 1963) entre tantos outros (*apud* Britner, 2009).

Até a Segunda Guerra, a maior parte dos resultados experimentais dizia respeito à fadiga com alto número de ciclos, pouca atenção sendo prestada ao estudo da fadiga para a gama de baixo número de ciclos. Porém, foi constatado que certos tipos de equipamentos como reservatórios de pressão, fuselagens, mecanismos de trem de pouso, flaps, mísseis, equipamentos de lançamento de naves espaciais submetidos a esforços muito elevados exigiam uma vida relativamente curta. Conseqüentemente, o interesse por esse tipo de fadiga - *fadiga oligocíclica* - aumentou visivelmente. Introduziu-se, então, uma abordagem da fadiga através da relação $\epsilon - N$ (deformação/vida), mais adequada ao estudo desse caso. Coffin e Manson estabeleceram, nos anos cinquenta, as relações quantitativas entre a extensão plástica e a vida de fadiga, complementando o que no início do século Basquin havia formulado para a extensão elástica. Morrow e outros investigadores modificaram essas expressões levando em conta a tensão média, o que é realmente importante. Significantes contribuições foram feitas na década seguinte: Irwin e diversos outros investigadores foram os pioneiros na aplicação da Mecânica da Fratura à Fadiga. Em 1963, Paris quantificou a relação que permite calcular a velocidade de propagação das trincas de fadiga.

Hoje em dia, nos setores de produção e de distribuição de energia elétrica, por exemplo, a fadiga é um problema frequente. Encontram-se na literatura diversos exemplos de falhas em pás, rotores, carcaças, cabos e tubulações (Herman, 1999; Price, 1998 e Zhou *et al*, 1998). Nesse ínterim, inserem-se os hidrogeradores e seus respectivos componentes (*apud* Britner, 2009). Apesar de estes serem projetados para vida infinita, durante a inspeção e a manutenção é comum encontrar trincas nas raízes das pás de turbinas Francis e Kaplan. Tendo em vista a rigorosa avaliação através de ensaios não-destrutivos para identificação de trincas, resultantes do processo de soldagem, conclui-se que o desenvolvimento dessas trincas está associado ao fenômeno de fadiga.

Várias são as maneira de se determinar o limite de escoamento de um material, e uma delas é por meio do ensaio de fadiga sob flexão rotativa. Este trabalho se preocupada em revitalizar e modernizar uma máquina destinada a esse tipo de teste que se encontrava inutilizada em um dos laboratórios do SG9.

1.2 OBJETIVOS

Dentro do contexto acima apresentado, o principal objetivo deste trabalho é:

- Revitalizar o equipamento DUDD MBF-200 que se encontrava sem atividade nas dependências do bloco SG9 – UnB;
- Recuperar o sistema de acoplamento dos corpos de prova da máquina.
- Modernização de componentes da máquina em questão – sistema de contagem de ciclos, de interrupção dos ensaios e de aplicação de carga ao corpo de prova, a fim de facilitar o seu manuseio e a obtenção de resultados.
- Realização de testes para obtenção de dados de fadiga e posterior comparação com resultados já existentes.

1.3 CONTEÚDO

O relatório está dividido em seis capítulos. O primeiro capítulo contextualiza o trabalho, apresenta os objetivos a serem atingidos e relata a evolução dos processos de falha ao longo da história. O segundo capítulo revisa os mecanismos físicos da fadiga, descreve os tipos de abordagem de fadiga e trata os métodos tensão-vida e deformação-vida. O capítulo três destina-se a caracterizar brevemente os diferentes tipos de ensaios de fadiga utilizados atualmente, caracterizando o seu mecanismo e equipamentos utilizados. A proposta de modernização da máquina, apresentação de suas principais características, descrição de sua condição atual/inicial e de suas alterações são mostradas no capítulo quatro. O quinto capítulo se destina a apresentar os resultados preliminares, ou para ser mais preciso, uma descrição das melhorias já realizadas. No capítulo seis são descritas as conclusões preliminares do projeto. O sexto e último capítulo propõe as atividades a serem desenvolvidas na segunda etapa do projeto – PG2 – além de apresentar um cronograma dessas atividades.

2 REVISÃO TEÓRICA

Neste capítulo é feita uma revisão bibliográfica, apresentando os conceitos básicos referentes ao fenômeno de fadiga.

2.1 FADIGA

A palavra fadiga tem origem na expressão latina *fatigare* que significa cansar. Embora associada ao cansaço físico e mental em humanos, o termo “fadiga” também se tornou uma terminologia largamente aceita no vocabulário da engenharia para o dano e falha de materiais sob carregamento cíclico (Suresh, 1998). Esse termo foi aplicado pela primeira vez por Poncelet em 1839. A ASTM (1972) definiu clara e objetivamente a fadiga como um processo de alteração permanente, progressivo e localizado que ocorre num material sujeito a condições que produzem tensões e deformações num ponto ou em vários pontos e que pode culminar em trincas ou em fratura completa do componente após um número suficiente de ciclos de solicitações (*apud* Britner, 2009).

Os materiais metálicos quando submetidos a tensões flutuantes (figura 2.1) ou repetitivas rompem-se a tensões muito inferiores àquelas determinadas nos ensaios estáticos de tração e compressão. A ruptura que ocorre nessas condições de esforço é reconhecida como falha por fadiga. Esse fenômeno ocorre após um tempo considerável do material em serviço. À medida que o desenvolvimento tecnológico incorporou novos componentes e equipamentos, como por exemplo, na indústria automobilística e aeronáutica, submetidos continuamente a esforços dinâmicos e a vibrações, o fenômeno da fadiga passou a representar uma das maiores causas de falha em serviço de componentes de materiais metálicos. Os materiais poliméricos e os cerâmicos, com exceção dos vidros, são também suscetíveis à ruptura por fadiga. A falha por fadiga é particularmente imprevisível, pois acontece sem que haja qualquer aviso prévio (Garcia *et al*, 2000) (*apud* Britner, 2009).

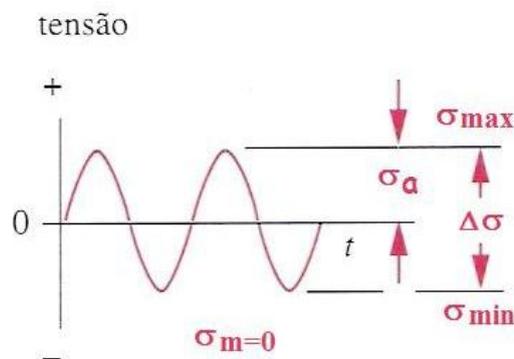


Figura 2.1. Tensão x Tempo. Carregamento alternado

A resistência à fadiga de um material, cuja definição é o nível de tensão no qual a falha irá ocorrer para um dado número específico de ciclos, depende principalmente de sua natureza, ou seja, de suas propriedades mecânicas, como por exemplo, sua dureza e sua composição química. Existem também um grande número de outras variáveis que podem potencializar ou atenuar o fenômeno de fadiga. Os principais fatores são: o acabamento superficial do material, a maneira que o material está sendo solicitado, a temperatura na qual está ocorrendo a solitação e a existência de gradientes de tensão (De Oliveira, 2004).

A partir do levantamento da sua curva S – N é possível determinar o valor da resistência de um material, exercendo-se uma tensão conhecida e verificando quantos ciclos o material resistiu.

A curva S-N é plotada partindo-se de pares ordenados tensão-vida e sua interpretação segue o seguinte raciocínio: na medida em que se diminui a tensão exercida, o material falhará em um número maior de ciclos. Quando o material resistir mais do que 10^6 ou 10^7 ciclos (dependendo do critério), denomina-se a tensão correspondente de Limite de Resistência à Fadiga.

2.2 MECANISMOS FÍSICOS DE FRATURA

Todos os materiais são anisotrópicos e não homogêneos. Metais de engenharia são compostos por agregados de pequenos grãos de cristal. Dentro de cada grão a estrutura também é anisotrópica devido à variação da orientação dos planos cristalinos. Estas heterogeneidades não são oriundas apenas de características microestruturais, elas também são provenientes de inclusões de outros materiais. Como resultado, tem-se uma distribuição de tensões não uniforme. Nas regiões em que os níveis de tensão são elevados encontram-se os pontos preferenciais para o início do dano por fadiga. O mecanismo de fadiga pode ser dividido em três estágios: a nucleação da trinca, a propagação da trinca, fenômeno lento, e a falha catastrófica, fenômeno rápido (De Oliveira, 2004).

2.2.1 INICIAÇÃO DA TRINCA

O entendimento do período de nucleação da trinca ainda não está bem consolidado e é objeto de muitos estudos e pesquisas tanto no âmbito acadêmico quanto industrial. Envolve o estudo das ligações atômicas, contornos e formas de grãos da estrutura cristalina, bandas de escorregamento e interação da matriz metálica com as partículas não metálicas (Teixeira, 2004).

As trincas têm início em planos cisalhantes localizados, em regiões de alta concentração de tensão ou em regiões de baixa resistência local. Fisher e Yen (1972) mostraram que praticamente todas as partes de uma estrutura contêm descontinuidades, variando de microscópicas até macroscópicas, introduzidas nos processos de fabricação ou de manufatura das mesmas (*apud* Teixeira, 2004). Segundo Garcia et al (2000), inclusões, contornos de grão, porosidade acentuada, defeitos de solidificação, concentração acentuada de defeitos na estrutura cristalina devido a processos de

conformação e pontos de corrosão também representam elementos potenciais para a nucleação de trincas de fadiga (*apud* Teixeira, 2004).

Para regiões livres de defeitos, pode ocorrer escoamento local devido à concentração de tensão, mesmo que a tensão nominal no local esteja bem abaixo do valor da tensão de escoamento do material. A deformação plástica localizada causa distorções e cria bandas de deslizamento, regiões de intensa deformação devido a movimentos cisalhantes, ao longo dos contornos dos cristais do material. Por outro lado, a presença de defeitos internos deve reduzir o tempo necessário para a nucleação de trincas, uma vez que esses defeitos já apresentam a conduta de concentrar localmente a tensão aplicada. À medida que os ciclos de tensão ocorrem, bandas de deslizamento adicionais aparecem e agrupam-se em trincas microscópicas. Materiais frágeis podem pular esse estágio inicial e proceder diretamente para propagação da trinca em locais de existência de vazios ou inclusões, que atuam como trincas microscópicas (Norton, 2004).

A superfície é o lugar preferencial para o surgimento das intrusões por que nela reside a maior probabilidade de estarem presentes as maiores tensões, como ocorre, por exemplo, em flexão e torção. É na superfície também que, provavelmente existirão defeitos e marcas dos processos de fabricação, que podem se juntar com os defeitos e descontinuidades já pré existentes do material e formar uma área propensa à iniciação das micro trincas. A Figura 2.2 exhibe o mecanismo de formação das intrusões e extrusões.

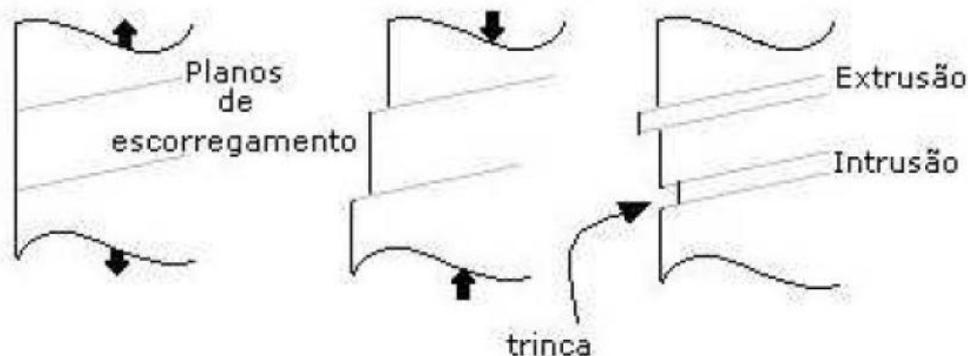


Figura 2.2. Formação de intrusão e extrusão (De Oliveira, 20004)

2.2.2 PROPAGAÇÃO DA TRINCA

Uma vez que a trinca nucleia e o carregamento persiste, a mesma tende a crescer ao longo do plano máximo de cisalhamento e através dos contornos de grãos. O processo de propagação é dividido em dois estágios, Figura 2.3. No estágio 1, uma pequena trinca propaga através de um comprimento da ordem de poucos grãos ao longo do plano de máxima tensão cisalhante. O estágio 2 envolve o crescimento da trinca na direção normal ao plano do carregamento.

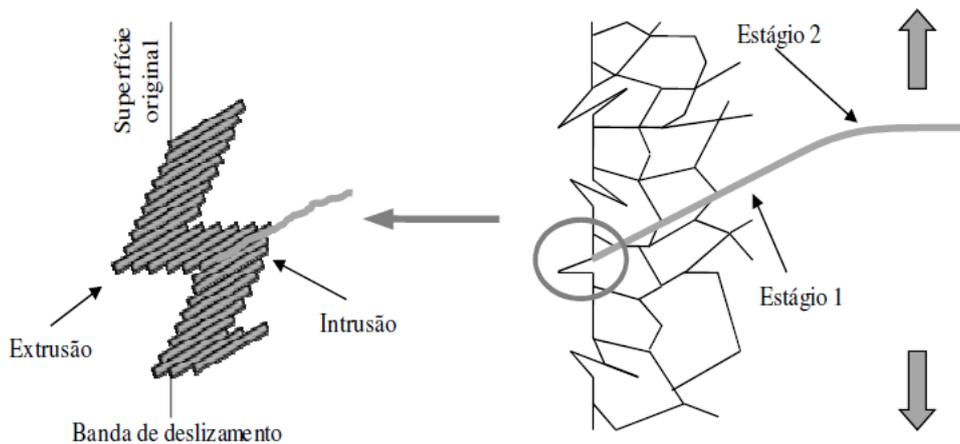


Figura 2.3. Estágios de nucleação e propagação da trinca por fadiga (modificado de Lee et al, 2005)

A trinca mais pontiaguda gera uma concentração de tensões maior que a proporcionada pelo entalhe original. Nesse ínterim, uma zona plástica se desenvolve na ponta da trinca cada vez que uma tensão de tração alonga a mesma. Isso faz com que no estágio 2 a trinca seja menos afetada pelas propriedades microestruturais, pois a formação dessa zona é maior que a microestrutura do material. Por outro lado, essa zona ameniza as tensões na ponta da trinca e reduz a concentração de tensão efetiva. Assim a trinca cresce um pouco mais. Quando a tensão de fadiga passa a ser compressiva ou nula, a trinca se fecha, o escoamento momentaneamente cessa e a trinca se torna novamente pontiaguda, agora com comprimento maior. Esse processo continua enquanto a tensão está variando de valores abaixo da tensão de escoamento para outros acima da tensão de escoamento, na ponta da trinca, (Norton, 2004).

A trinca se propaga em planos normais aos de tensão máxima de tração e o seu crescimento se deve à tensão de tração, ainda que tensões cisalhantes iniciem o processo de fadiga em materiais dúcteis. Além disso, tensões de compressão não contribuem com o desenvolvimento da trinca, visto que as mesmas tendem a fechá-las. A trinca em fadiga avança de maneira cíclica, e a cada novo ciclo de tensão ou etapa de abertura e fechamento esse avanço deixa na superfície de fratura marcas características que podem ser observadas ao microscópio eletrônico como marcas de praia e estrias. Deve-se observar que as estrias se encontram dentro das marcas de praia, que podem ser dezenas ou centenas. A Figura 2.4 apresenta a superfície de falha de uma microestrutura de cobre trabalhado a frio com a formação característica de estrias e a orientação da propagação das marcas de praia.



Figura 2.4. Microestrutura de dobre trabalhado a frio, 5000x (Adaptado de Dieter 1988)

2.2.3 FALHA CATASTRÓFICA

Enquanto houver tensões trativas suficientes a trinca permanecerá a crescer. Em um dado momento, a trinca assume um tamanho grande o bastante para elevar o fator de intensidade de tensão do material, K , na extremidade da trinca até o nível de tenacidade à fratura, K_c , quando ocorre uma falha repentina de maneira instantânea. O exame a olho nu de peças que falharam por fadiga exhibe um padrão típico. A região próxima à origem da microtrinca tem aparência polida e frequentemente exhibe as marcas de praia. A região áspera, semelhante a uma fratura frágil, corresponde à porção do material que rompeu catastróficamente quando a trinca atingiu seu tamanho limite.

2.3 ABORDAGENS DE FADIGA

O processo de fadiga é avaliado segundo duas abordagens clássicas: uma em termos da vida total e outra em termos da tolerância ao dano. Estas filosofias de projeto divergem quanto à quantificação da iniciação e propagação de trincas. Sendo que a nucleação e a taxa de avanço das mesmas dependem de fatores microestruturais, mecânicos e ambientais.

2.3.1 ABORDAGEM EM TERMOS DE VIDA TOTAL

As duas abordagens clássicas com base na vida total são aquelas caracterizadas em termos da tensão (curva $S - N$) e da deformação (curva $\epsilon - N$). Através de ensaios conduzidos em laboratório, para espécimes inicialmente sem trinca, sob amplitudes controladas por tensão ou deformação, tais métodos visam prever a vida, em número de ciclos, N , até a ocorrência de falha.

A abordagem baseada em níveis de tensão é indicada para $N > 10^3$, ou seja, fadiga de alto ciclo (FAC). Todavia, é o procedimento menos preciso principalmente em aplicações onde a vida é de $1 \leq N \leq 10^3$, esses casos são denominados de fadiga de baixo ciclo (FBC). Essas abordagens também se diferem pelo nível de tensão envolvido. Nos casos em que o nível de tensão está próximo do limite de escoamento, envolvendo deformações plásticas significativas, a abordagem por deformação é

recomendada. Em contrapartida, quando o nível de sollicitação está abaixo da tensão de escoamento a abordagem por tensão é indicada.

2.3.2 ABORDAGEM DE TOLERÂNCIA AO DANO

O uso da mecânica da fratura para o projeto de fadiga parte do pressuposto de que os componentes já contêm falhas intrinsecamente. Estas podem ser determinadas por ensaios não-destrutivos como líquido penetrante, raio-X, métodos ultra-sônicos, magnéticos ou acústicos. A vida a fadiga é definida através do número de ciclos para a propagação de uma trinca a partir de um tamanho inicial até uma dimensão crítica (Suresh, 1998).

A tenacidade a fratura define o tamanho crítico da trinca para cada material. De acordo com as simplificações admitidas pela Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE), o método de tolerância ao dano é aplicável somente onde a zona de plastificação na ponta da trinca é bem pequena em relação às dimensões do componente em análise.

2.3.2 CRITÉRIO DE VIDA SEGURA E FALHA SEGURA

As abordagens de vida segura e falha segura foram desenvolvidas por engenheiros aeroespaciais (Suresh, 1998). Gurney (1968) notou que métodos de vida segura se fundamentam na prevenção do início de trinca para uma vida quista. Ou seja, um componente pode estar submetido a sollicitações dinâmicas e alcançar uma vida específica sem o desenvolvimento de trincas de fadiga até a fratura. Contudo, segundo Suresh (1998) o conceito de falha segura é fundamentado no argumento de que se existir uma falha na estrutura a mesma deve ter integridade estrutural suficiente para operar seguramente até que a trinca seja detectada (*apud* Britner, 2004).

2.4 ABORDAGEM TENSÃO-VIDA

Como citado anteriormente, a maneira mais comum de determinar as resistências à fadiga de um material, bem como o seu limite, é a partir do levantamento da curva S – N do material. Tal curva trata-se de um gráfico que estabelece a relação entre a amplitude da tensão aplicada - eixo y – e o número de ciclos até a ruptura para uma determinada razão entre a tensão mínima e máxima (R) - eixo x.

A fadiga pode ser de dois tipos quanto ao número de ciclos: de baixo ciclo, correspondente aos pontos da curva até cerca de 1000 ciclos, ou alto ciclo, referente a mais de 1000 ciclos. Grande parte (maioria) dos estudos sobre carregamentos dinâmicos não faz uma análise do material na fadiga de baixo ciclo, já que a aplicação do componente estudado é bastante curta nessa região. As regiões de baixo e alto ciclo podem ser observadas na Figura 2.5 a seguir.

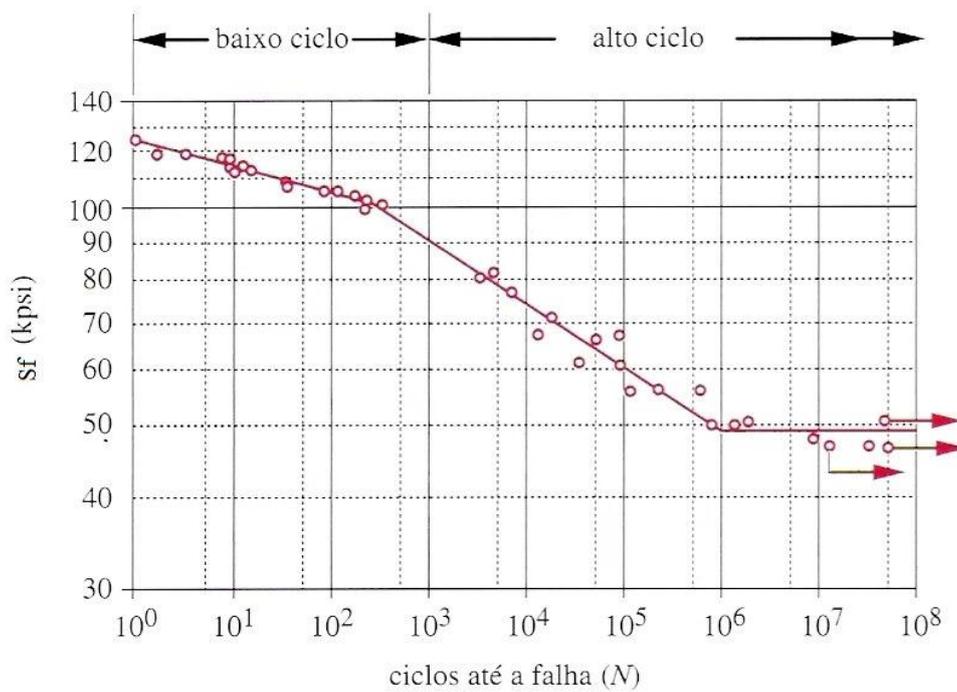


Figura 2.5. Diagrama S-N padrão de um material com limite de resistência à fadiga definido

Para sua obtenção, deve-se ensaiar um determinado número de corpos de prova em diferentes níveis de tensão de acordo com a norma ASTM E 739 - 91.

A razão de tensões - R - é representativa da tensão média. Quando $R = -1$, a tração aplicada no corpo de prova é igual à compressão e a tensão média igual a 0, no caso de $R = 0$, a tensão trativa será predominante no material, elevando a média dos esforços para metade da amplitude. Assim, o ensaio de fadiga para vários R serve para fazer uma comparação de como o material reage de acordo com a tensão média. A Figura 2.6 mostra as algumas possibilidades de sollicitações periódicas com vários níveis de tensão média.

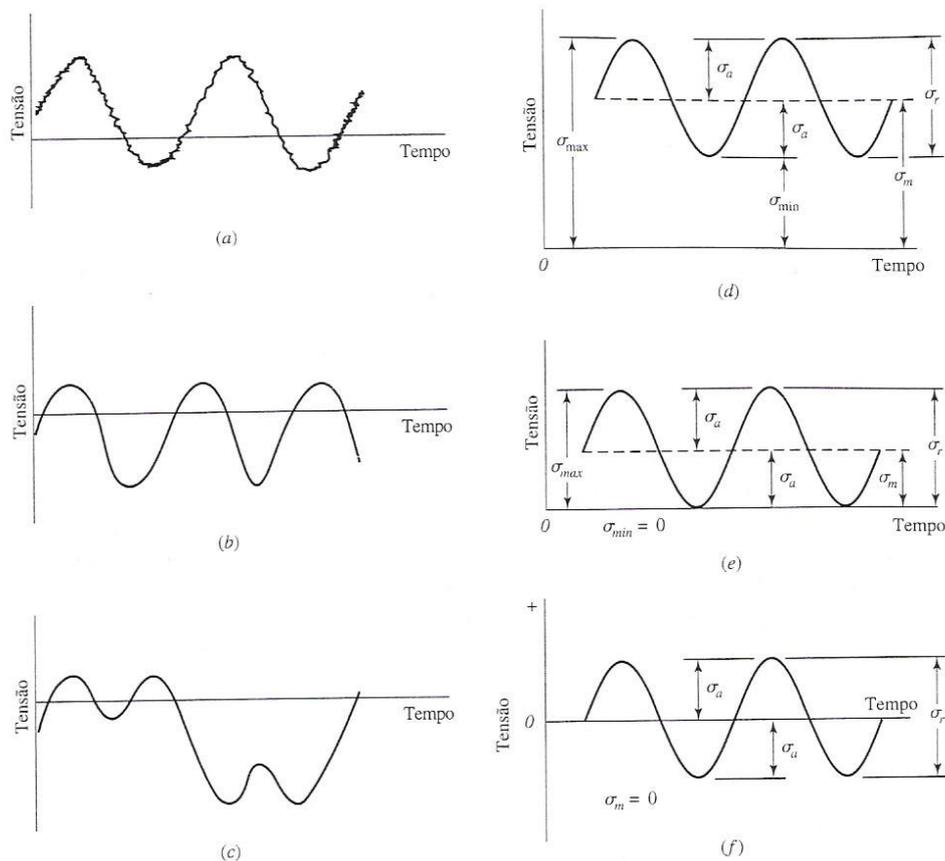


Figura 2.6. Algumas relações de tensão-tempo: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência; (b e c) tensão flutuante não senoidal; (d) tensão flutuante senoidal; (e) tensão senoidal alternada ($\sigma_{min} = 0$); (f) tensão senoidal alternada ($\sigma_m = 0$). (De Oliveira, 2004).

É possível notar, a partir da Figura 2.6, a importância de se mostrar a razão de tensões R em uma curva S-N, visto que os resultados para diferentes R são bastante diferentes.

Com base na análise dos resultados experimentais, verifica-se que o número de ciclos vividos pelo material muda, proporcionalmente, bem mais intensamente que a variação da amplitude da tensão. Isso dificulta a construção do gráfico em escala linear, principalmente quando o número de ciclos é pequeno, o que ocorre quando os níveis de tensão são altos. Sendo assim, adotou-se como padrão traçar o eixo x, correspondente à vida, em a escala logarítmica e o eixo y, correspondente à amplitude de tensão, em escala linear. Observe a Figura 2.7.

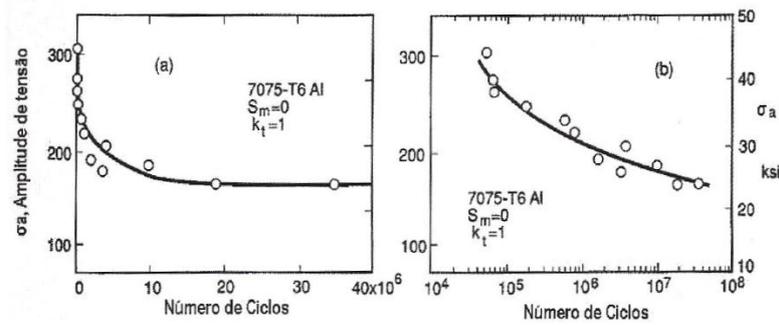


Figura 2.7. Diagrama S-N de uma liga de alumínio (a) com número de ciclos em escala linear; (b) com número de ciclos em escala logarítmica (De Oliveira, 2004).

Para alguns materiais, a curva S – N apresenta duas regiões bem características. Uma delas é representada por uma reta de coeficiente angular negativo que mostra como a vida do material varia de acordo com a tensão alternada. Qualquer par ordenado nesta região é composto de (N, S_f) , onde S_f é a resistência à fadiga e N é a vida. A outra região é caracterizada por uma reta horizontal que representa a vida infinita do material. Quando o material resiste mais do que 10^7 ciclos (dada uma determinada amplitude de tensão), diz-se ele atingiu vida infinita. Qualquer par ordenado nessa região é composto de (N, S_e) , onde S_e é o limite de resistência à fadiga do material (De Oliveira, 2004).

A reta inclinada pode ser representada matematicamente pela equação:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N)^2 \quad (2.1)$$

que linearizada, é expressa da seguinte maneira:

$$\log(\sigma_a) = b \cdot \log(2N) + \log(\sigma'_f) \quad (2.2)$$

Onde b é o expoente de resistência em fadiga, σ'_f é o coeficiente de resistência à fadiga e N corresponde ao número de ciclos até a falha.

Em outros materiais como, por exemplo, o Alumínio, não há limite de resistência à fadiga definido, sendo assim, segundo Suresh (1998), um valor mínimo para o qual o material resiste de 10^6 a 10^7 ciclos é adotado (*apud* De Oliveira, 2004). A Figura 2.8 mostra o comparativo entre esses dois tipos de material.

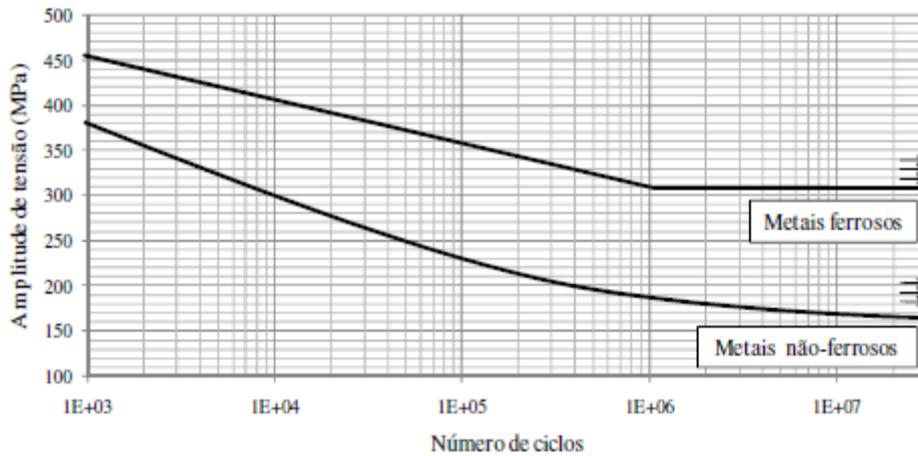


Figura 2.8. Curva S-N típicas para materiais ferrosos e não-ferrosos (Shigley, 2005).

No entanto, Marvin (1962) identificou fatores que quantificavam os efeitos da condição de superfície, K_a ; tamanho, K_b ; carregamento, K_c ; temperatura, K_d ; confiabilidade, K_e e efeitos variados, K_f , na tentativa de ajustar o limite de resistência por correções subtrativas ou multiplicativas. A proposta de Marin é então descrita pela Equação 2.3, onde S'_e é o limite de resistência do corpo de prova e S_e é o limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (2.3)$$

2.4.1 EFEITO DA TENSÃO MÉDIA

Como citado anteriormente, a tensão média representa a maneira que o material está sendo solicitado. Se a tensão média tiver seu valor nulo, é dito que o carregamento é do tipo alternado, se seu valor for exatamente igual a amplitude de carregamento, este é denominado variado ou repetido e se o valor da tensão média não se enquadrar em nenhum desses casos, o carregamento é dito flutuante ou pulsante (De Oliveira, 2004). A Figura 2.9, onde σ_a é a amplitude do carregamento e σ_m é a tensão média, representa as três possíveis situações.

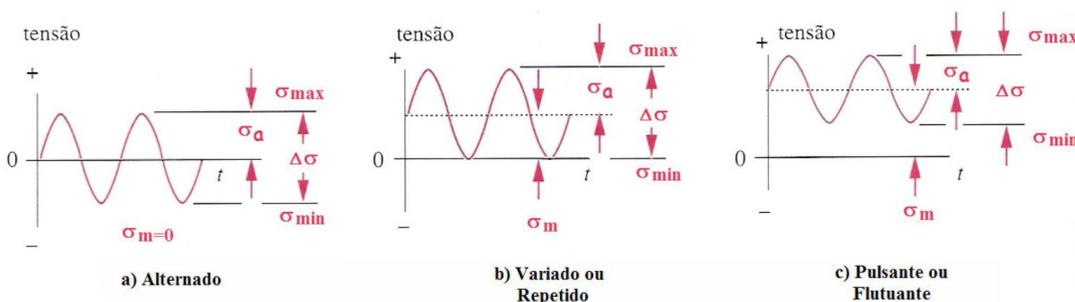


Figura 2.9. Os três tipos comuns de carregamento dinâmico (De Oliveira, 2004)

As relações matemáticas que representam estes gráficos são:

Faixa de tensões, correspondente à tensão máxima menos a tensão mínima.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.4)$$

Tensão média, que representa a média aritmética entre a tensão máxima e mínima.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.5)$$

Tensão alternada ou amplitude de tensão, que é uma das entradas mais importantes em um gráfico S-N e tem como valor a metade da faixa de tensão $\Delta\sigma$.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.6)$$

Tensão máxima e mínima, correspondentes à tensão média mais ou menos a amplitude, respectivamente.

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2.7)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2.8)$$

Razão de tensões, fator que representa o tipo de carregamento e é uma entrada indireta, porém importante, da curva S-N.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.9)$$

A tensão média é um fator que faz a curva S – N se alterar de maneira notável. São raros os casos de componentes mecânicos e estruturas em que a tensão média tem valor nulo. O efeito funciona da seguinte maneira: quanto maior for a tensão média trativa, em menos tempo o material tenderá a falhar para uma mesma tensão alternada, já quando as tensões médias são compressivas, o material se romperá em um número maior de ciclos para a mesma amplitude de tensão aplicada. A explicação para este comportamento é que tensões médias trativas ajudam na abertura da trinca e em sua propagação, enquanto que tensões médias compressivas dificultam esses acontecimentos. Quando a tensão média é nula, a curva se situa entre estes dois casos (De Oliveira, 2004). A Figura 2.10 explicita esse fenômeno.

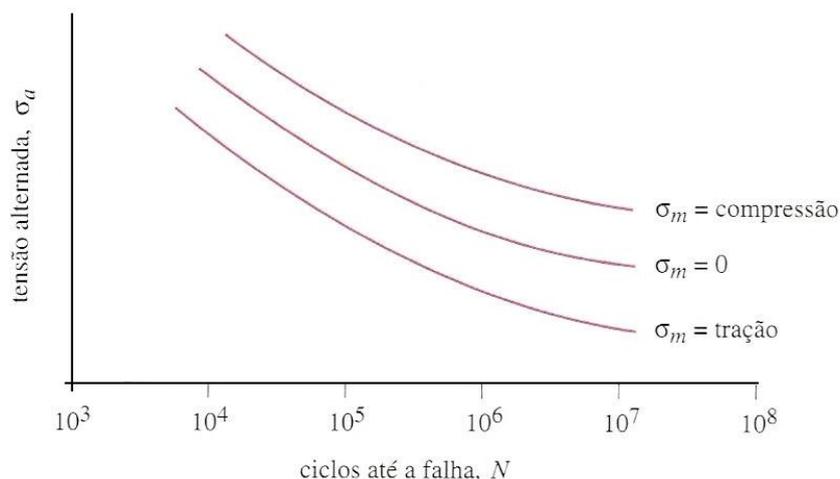


Figura 2.10. Efeito da tensão média na vida de fadiga (De Oliveira, 2004)

Uma maneira bastante comum de relacionar a vida de um material com sua tensão média e sua tensão alternada foi dada por Goodman, Gerber e Sorderberg. Esses três cientistas propuseram, cada um, uma maneira de traçar em um gráfico uma linha de falha do material. A leitura das curvas se dá da seguinte maneira: a partir das tensões alternada e média de projeto, aponta-se no gráfico a localização de seu ponto. Se ele ficar abaixo a linha de critério adotada, considera-se que o material não falhará antes de atingir sua vida infinita.

A curva de Gerber é a que melhor se adapta aos dados existentes na literatura, enquanto que a curva de Goodman, que representa o comportamento mínimo dos materiais é um método mais conservador, se apresentando como uma alternativa comumente usada para projeto. Já a curva de Sorderberg é ainda mais conservadora que a de Goodman e geralmente não é usada como critério de projeto. A Figura 2.11 mostra as três linhas traçadas no gráfico $\sigma_a \times \sigma_m$.

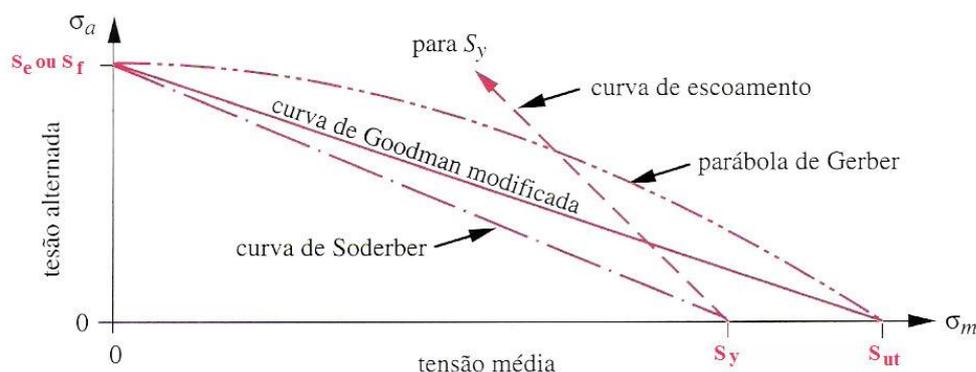


Figura 2.11. Diversas curvas de falha para tensões pulsantes (De Oliveira, 2004).

Como pode – se perceber, a curva de Sorderberg é a mais conservadora das três por ligar a tensão de escoamento S_y com o limite de resistência à fadiga e S_e . Enquanto isso, a curva de Goodman liga a Tensão última à tração com S_{ut} , se mostrando uma metodologia que engloba mais pontos admissíveis

para projeto. Um cuidado ao se adotar a curva de Goodman, é verificar se as tensões de projeto não excedem a tensão de escoamento do material, o que geraria uma falha (seja de que tipo for, a falha não é desejável). As equações a seguir mostram esses três critérios de falha.

$$\text{Gerber: } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m^2}{S_{ut}^2} \right) \quad (2.10)$$

$$\text{Goodman: } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (2.11)$$

$$\text{Sorderberg: } \sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (2.12)$$

Os parâmetros com valores conhecidos são: S_e , S_{ut} e S_y . Desta maneira, a tensão média, para se atingir a vida infinita é função da tensão alternada a s (ou o contrário). Vale ressaltar que como o intuito das equações é facilitar as decisões de projeto, e S é o limite de resistência à fadiga quando o tipo de carregamento é alternado ($R = -1$), um parâmetro de fácil acesso na literatura, do contrário haveria sempre a necessidade de se obter uma nova curva $S - N$ para o R de projeto.

2.5 EXTENSÔMETRO (*STRAIN GAGE*)

A harmonia entre segurança e economia é um dos fatores mais importantes a serem considerados durante o projeto de uma nova estrutura. Para o desenvolvimento de um componente seguro, do ponto de vista de falhas, é necessário que se conheçam os esforços presentes em cada parte do material. No entanto, não existe, atualmente, uma tecnologia capaz de medir diretamente esses esforços. Por tanto, utiliza-se da deformação como uma forma de medir indiretamente os esforços internos presentes na estrutura.

Uma forma de determinar a deformação de uma estrutura, e conseqüentemente conhecer os esforços aos quais ela está submetida, é a utilização de "Strain Gages" (Extensômetros). Existem muitos tipos de "Strain Gages", e, de maneira geral, são compostos por um pequeno filamento metálico resistivo (elemento sensor), cuja espessura varia de 3 a 6 μm , colocado sobre um filme plástico (base) de 15 a 16 μm de espessura, e coberto por uma camada de filme laminado. O elemento sensor é formado, geralmente, de uma liga metálica de cobre e níquel. A composição básica de um extensômetro pode ser observado na Figura 2.12.

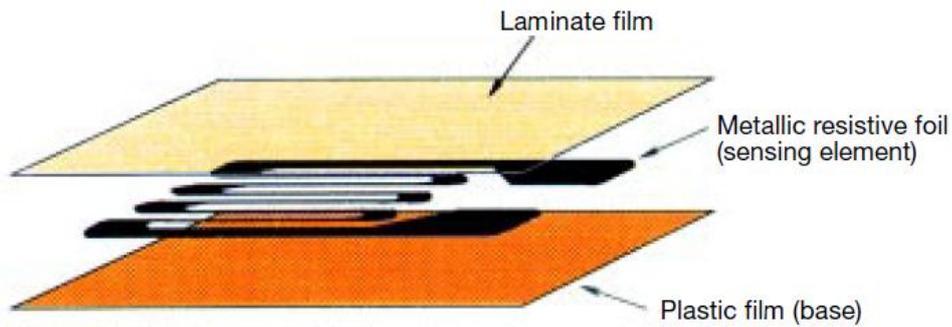


Figura 2.12: Composição de um extensômetro (KYOWA)

O “Strain Gage” é colado no objeto de medição e assim o elemento sensor sofre as mesmas deformações sofridas pela estrutura. Como muitos materiais metálicos ao serem deformados alteram a sua resistência elétrica é possível então relacionar essa variação de resistência elétrica com a sua deformação por meio de uma constante de proporcionalidade (gage factor), que depende do material do qual é feito o filamento resistivo. Essa relação pode ser observada na Equação 2.13 seguinte:

$$\frac{\Delta R}{R} = K \cdot \epsilon \quad (2.13)$$

Onde R é a resistência original do “Strain Gage”, Ω (ohm); ΔR a variação da resistência, Ω (ohm); e K a constante de proporcionalidade (Gage Factor); ϵ : Deformação

Como a variação da resistência elétrica ocorrida no extensômetro é muito pequena, para que sua medição seja mais precisa utiliza-se um circuito elétrico amplificador capaz de detectar pequenas alterações de resistência elétrica chamado de Ponte de Wheatstone. Tal dispositivo é formado pela combinação de quatro resistores como ilustra a Figura 2.13.

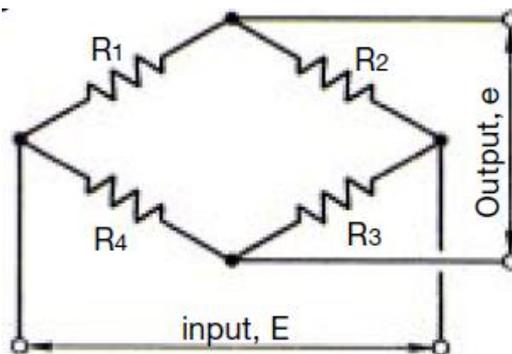


Figura 2.13: Ponte de Wheatstone (KYOWA)

Supondo $R_1=R_2=R_3=R_4$ ou $R_1 \times R_3=R_2 \times R_4$, qualquer voltagem aplicada na entrada (E), a saída (e) será zero. Diz-se então que se trata de uma ponte “equilibrada”. Por outro lado, quando a ponte perde tal equilíbrio, obtém-se como resposta uma voltagem correspondente à mudança de resistência.

A Figura 2.14 mostra um “Strain Gage” conectado no lugar da resistência R1.

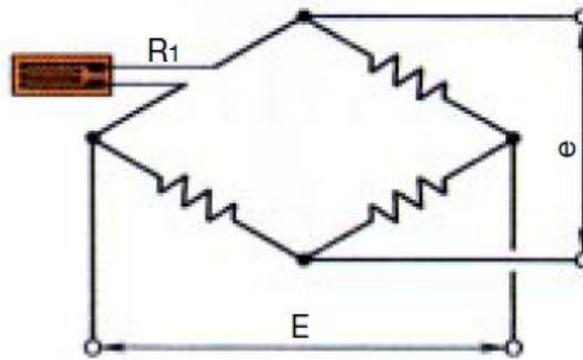


Figura 2.14: Extensômetro conectado a uma Ponte de Wheatstone (KYOWA)

Dessa maneira, quando o extensômetro sofre uma deformação (variação da resistência elétrica), a ponte de Wheatstone registra a voltagem correspondente, e (Equações 2.14 e 2.15).

$$e = \frac{1}{4} \times \frac{\Delta R}{R} \times E \quad (2.14)$$

$$e = \frac{1}{4} \times K \times \varepsilon \times E \quad (2.15)$$

O Sistema anteriormente descrito pode ter também 2 (dois) ou 4 (quatro) extensômetros associados a ele (Figuras 2.15, 2.16), podendo apresentar assim diversas configurações. A quantidade de sensores acoplados à ponte de Wheatstone depende do tipo de aplicação.

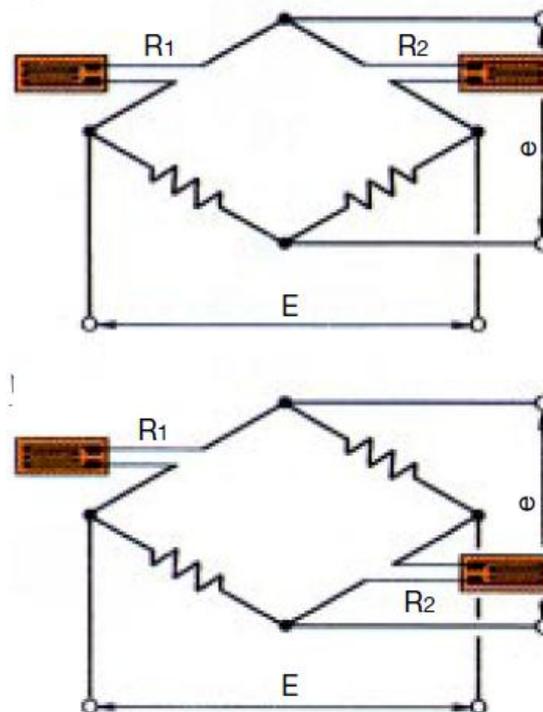


Figura 2.15: Arranjos de Ponte de Wheatstone com 2 extensômetros (KYOWA)

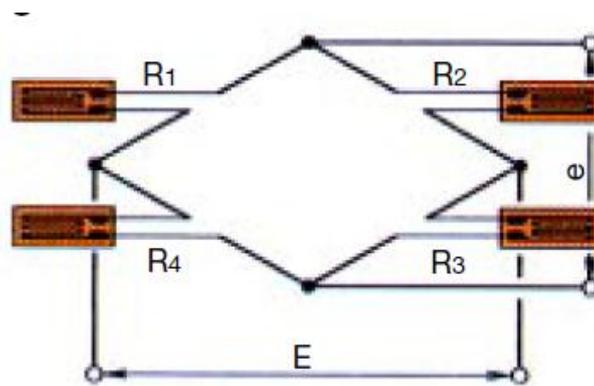


Figura 2.16: Ponte de Wheatstone com 4 extensômetros (KYOWA)

2.5 CÉLULAS DE CARGA

Os extensômetros, descritos no tópico anterior, são a alma de outro dispositivo denominado Célula de Carga. O princípio de funcionamento das Células de Carga baseia-se na variação da resistência ôhmica do extensômetro ou *strain gage*, quando submetido a uma deformação. Utiliza-se comumente em células de carga quatro extensômetros ligados entre si segundo a ponte de Wheatstone e o desbalanceamento da mesma, em virtude da deformação dos *strain gages*, é proporcional à força que a provoca. É através da medição deste desbalanceamento que se obtém o valor da força aplicada.

Os extensômetros são colados a uma peça metálica (alumínio, aço ou liga cobre-berílio), denominada corpo da célula de carga e inteiramente solidários à sua deformação. A força atua, portanto, sobre o corpo da célula de carga e a sua deformação é transmitida aos extensômetros, que por sua vez medirão sua intensidade. Obviamente que a forma e as características do corpo da célula de carga devem ser objeto de um meticuloso cuidado, tanto no seu projeto quanto na sua execução, visando assegurar que a sua relação de proporcionalidade entre a intensidade da força atuante e a consequente deformação dos extensômetros seja preservada tanto no ciclo inicial de pesagem quanto nos ciclos subsequentes, independentemente das condições ambientais. A forma geométrica, portanto, deve conduzir a uma "linearidade" dos resultados.

Considerando-se que a temperatura gera deformações em corpos sólidos e que estas poderiam ser confundidas com a provocada pela ação da força a ser medida, há necessidade de se "compensar" os efeitos de temperatura através da introdução no circuito de Wheatstone de resistências especiais que variem com o calor de forma inversa a dos extensômetros.

Um efeito normalmente presente ao ciclo de pesagem e que deve ser controlado com a escolha conveniente da liga da matéria-prima da célula de carga é o da "histerese" decorrente de trocas térmicas com o ambiente da energia elástica gerada pela deformação, o que acarreta que as medições de cargas sucessivas não coincidam com as descargas respectivas (Figura 2.17). Outro efeito que também deve ser controlado é a "repetibilidade", ou seja, indicação da mesma deformação decorrente da aplicação da mesma carga sucessivamente, também deve ser verificada e controlada através do uso de materiais isotrópicos e da correta aplicação da força sobre a célula de carga (Figura 2.18).

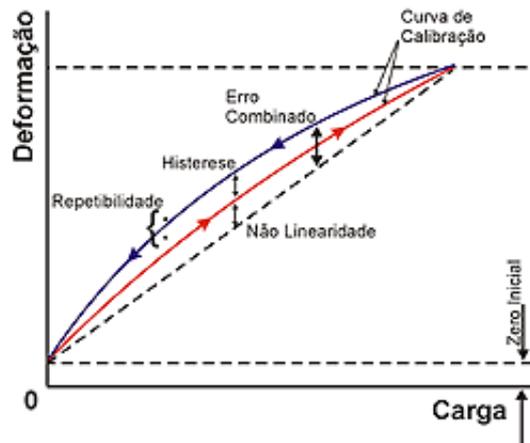


Figura 2.17: Gráfico de Deformação x Carga, mostrando Histerese, repetibilidade e não linearidade (Portal células de carga).

Finalmente, deve-se considerar o fenômeno da "fluência" ou creep, que consiste na variação da deformação ao longo do tempo após a aplicação da carga. Este efeito decorre de escorregamentos entre as faces da estrutura cristalina do material e apresenta-se como variações aparentes na intensidade da força sem que haja incrementos na mesma (Figura 2.18).

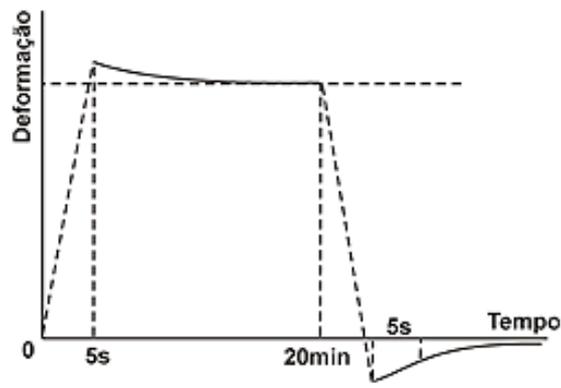


Figura 2.18: Gráfico de Deformação x Tempo, mostrando a fluência ou *creep*. (Portal células de carga)

Alguns critérios devem ser utilizados na escolha de uma célula de carga como: capacidade nominal, sensibilidades, precisão, formato, ambiente de trabalho, dispositivos de montagem, tempo de pesagem e limites de sobrecarga e deslocamentos.

3 ENSAIOS DE FADIGA

Neste terceiro capítulo são descritos os principais tipos de ensaios mecânicos de fadiga e as características gerais dos equipamentos utilizados.

3.1 ENSAIOS DE FADIGA

Os ensaios de fadiga consistem em submeter uma série de corpos de prova a cargas variáveis (tensão máxima e mínima) e que levem o corpo de prova à ruptura após certo número de ciclos que é registrado. É um meio pelo qual é possível especificar limites de tensão e de tempo de uso de uma peça ou de um elemento de uma máquina. É utilizado também para definir aplicações de diferentes materiais.

É preferível, em geral, ensaiar a própria peça, feita em condições normais de produção. É o caso de molas, barras, rodas de automóveis, pontas de eixo etc. Esses produtos são geralmente submetidos a ensaio de fadiga.

Muitas vezes, porém, não é possível ensaiar o próprio produto, ou se deseja comparar materiais. Nesses casos os ensaios são realizados em corpos de prova padronizados.

As máquinas utilizadas em ensaios de fadiga são constituídas por um sistema de aplicação de cargas, que permite alterar a intensidade e o sentido do esforço, e por um contador de número de ciclos.

O teste termina no momento em que o corpo de prova se rompe, havendo a interrupção do sistema excitador.

O ensaio pode ser realizado de diversas maneiras, de acordo com o tipo de esforço que se deseja aplicar. Os ensaios mais comuns são os seguintes:

- tração-compressão;
- flexão rotativa;
- torção.

3.2 ENSAIO DE FADIGA POR TRAÇÃO-COMPRESSÃO

O teste de fadiga por força axial (tração-compressão) é usado para determinar o efeito da variação em diferentes materiais, geometrias, acabamentos superficiais, níveis de tensão entre outros parâmetros, da resistência à fadiga dos materiais sujeitos a tensões diretas dentro de um número relativamente grande de ciclos. Os resultados também podem ser utilizados como um guia que auxilia na seleção de materiais metálicos destinados à trabalharem sob condições de oscilação nos níveis de tensão.

Resumidamente, a sequência de ensaio de fadiga por tensões uniaxiais de tração e compressão é a seguinte:

- Submete-se corpo de prova ao ciclo alternado de tensões, sob amplitude de tensão máxima relativamente grande (cerca de 2/3 do limite estático de resistência a tração).
- Conta-se o número de ciclos até a ocorrência da falha.
- Repete-se o procedimento anterior em um número de CPs capaz de garantir uma amostragem significativa.
- Repete-se o procedimento anteriormente descrito com outros corpos de prova usando-se amplitudes máximas de tensão progressivamente menores.
- Os dados são plotados, para cada CP, na forma de Amplitude de tensão σ_a x Logaritmo do Número de Ciclos N até a falha.

A fim de verificar se os dados obtidos a partir desse teste são comparáveis, reproduzíveis, e correlacionados entre laboratórios, é necessário observar o fenômeno desde um ponto de vista estatístico. Para isso é indispensável o controle ou equilíbrio dos parâmetros que frequentemente podem influenciar as variáveis de ensaio; por exemplo, dureza, limpeza, tamanho dos grãos, composição, tensão residual, acabamento superficial, entre outros.

3.2.1 MAQUINA DE ENSAIO E CORPO DE PROVA

O equipamento utilizado para a realização do ensaio de fadiga por tração pode variar de acordo com o fabricante, com o objetivo do teste, capacidade e etc., mas o importante é que todas possuem características em comum. Nesse relatório será caracterizada a máquina de ensaio universal MTS 810. Por meio dessa máquina podem ser feitos ensaios de tração, de fadiga com qualquer tipo de carregamento, seja ele alternado, flutuante ou pulsante. Existe também a possibilidade de realização de ensaios de fadiga com controle de deslocamento, que é uma característica importante para o levantamento da curva ϵ -N do material.

A parte funcional da máquina é composta de duas garras de pressão hidráulica em cada um dos extremos. Na garra superior é conectada uma célula de carga, a qual é ligada a um sistema de computador que controla a força, frequência do ensaio e outras funções. A parte inferior da máquina tem uma garra que é conectada a um sistema hidráulico e sobre o qual é fixado rigidamente o dispositivo de teste inferior (Figura 3.1).

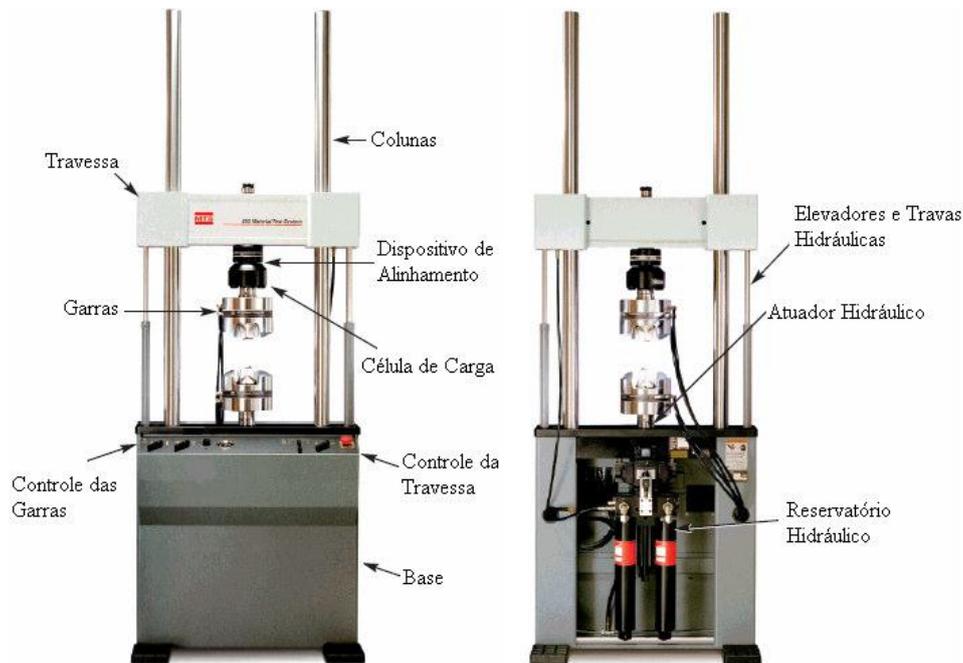


Figura 3.1. Máquina de ensaio universal MTS 810 [De Oliveira, 2004]

Os resultados do teste de fadiga por força axial são adequados para aplicação somente quando as condições de teste do corpo de prova (CP) simulam de forma realística as condições de serviço ou alguma metodologia de cálculo para as condições de serviço está disponível e claramente definida.

O corpo de prova usado depende do objetivo do teste, do tipo de equipamento, da capacidade do equipamento, e da forma na qual o material está disponível.

Para a realização do ensaio de tração e dos ensaios dinâmicos de Tensão – Vida e Deformação – Vida, há a necessidade da construção de CPs que estejam de acordo com as normas pré-estabelecidas. Em geral, essas normas definem as dimensões principais, dimensões mínimas e também especificam as condições de realização dos testes. Neste relatório serão apresentados dois corpos de prova que podem ser utilizados nos ensaios mecânicos de fadiga (corpos de prova cilíndricos).

O corpo de prova cilíndrico deve ser fabricado de acordo com a norma ASTM E – 606 – 04, que especifica os CPs para testes de fadiga de carregamento uniaxial com controle de deformação, sendo então aplicáveis tanto para o levantamento da curva S – N quanto da curva ϵ – N do material em questão.

Os tipos básicos de corpos de prova previstos pela norma são dois: cilíndrico com seção de teste de perfil reto e cilíndrico com seção de teste inteiramente definida por um raio de concordância (Tipo Ampulheta). O segundo tipo exige maiores cuidados durante a sua fabricação, visto que devido a sua geometria pode ocorrer de haverem incertezas na análise e na interpretação dos dados obtidos.

O corpo de prova cilíndrico deve ser fabricado de acordo com a norma ASTM E – 606 – 04, que especifica os CPs para testes de fadiga de carregamento uniaxial com controle de deformação, sendo então aplicáveis tanto para o levantamento da curva S–N quanto da ϵ –N do material em questão.

A grande recomendação que a norma fornece com relação ao projeto do CP se refere ao diâmetro mínimo da seção de teste. A recomendação é de que ele seja superior à 6,35mm. A partir daí, as outras dimensões devem seguir os limites impostos pela Figura 3.2.

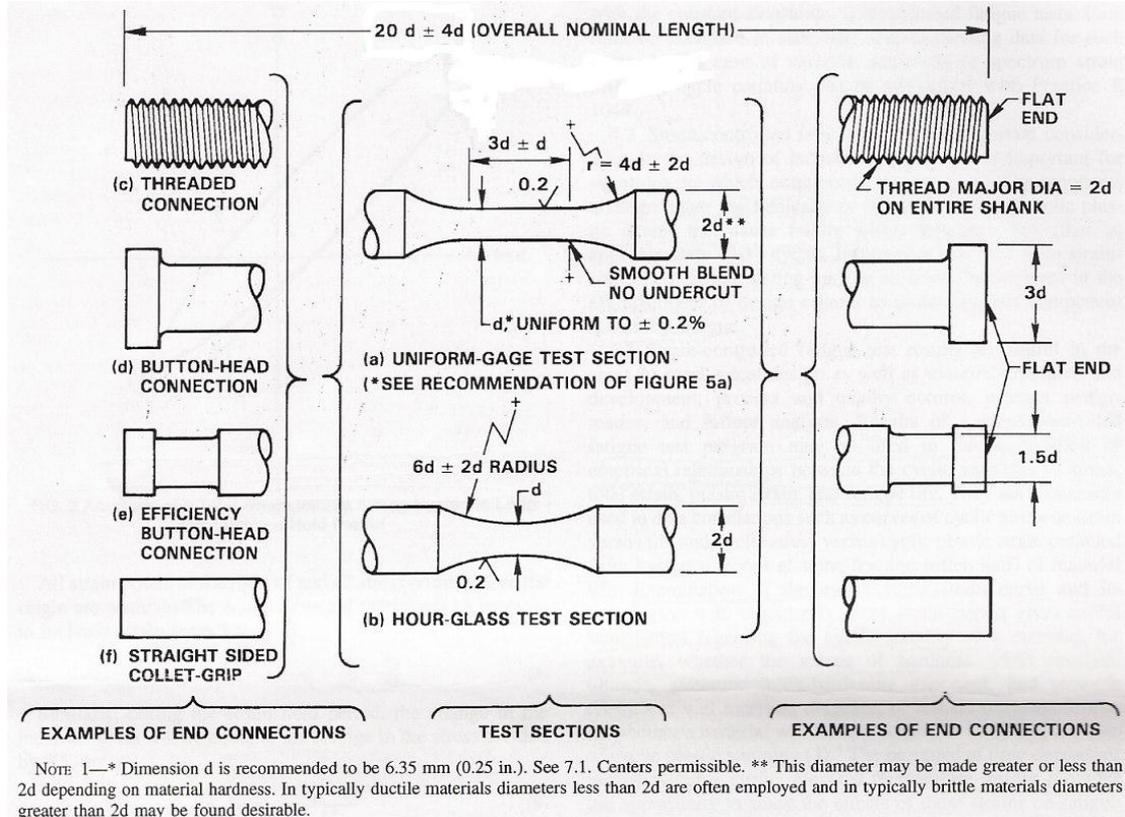


Figura 3.2. Dimensões do CPs segundo a norma ASTM 606-04 (De Oliveira, 2004)

3.3 ENSAIO DE FADIFA POR FLEXÃO ROTATIVA

Consiste em submeter um corpo de prova a solicitações de flexão, enquanto o mesmo é girado em torno de um eixo, por um sistema motriz com conta-giros, numa rotação determinada e constante, conforme ilustra a Figura 3.3.

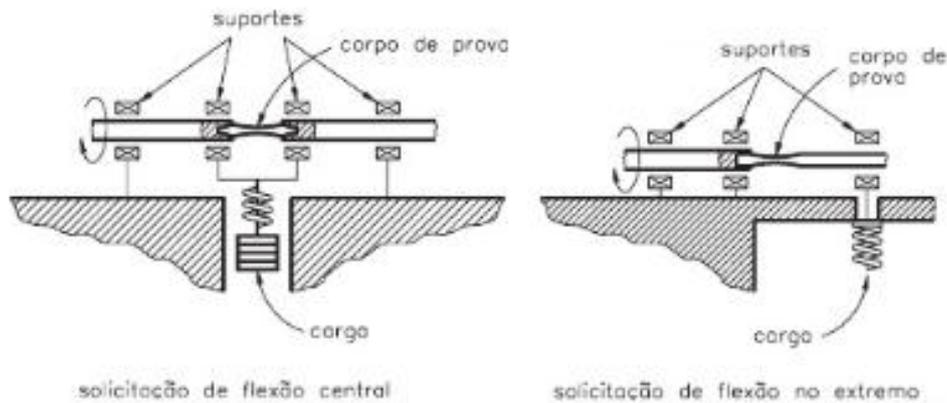


Figura 3.3. Princípio do ensaio de fadiga por flexão rotativa (Scarlet)

O ensaio é iniciado em um nível de tensão particular, até o corpo de prova falhar, então o número de ciclos até a ruptura e o nível de tensão aplicada são registrados. O ensaio é repetido com diversos corpos de prova de mesmo material e solicitados a níveis diferentes de tensão. Os dados coletados são, posteriormente, plotados como resistência à fadiga normalizada S_f/S_{ut} em função do número de ciclos, N , (normalmente em coordenadas logarítmicas, log-log) para obter-se o diagrama S-N.

Esse tipo de ensaio é o mais relevante para esse relatório, tendo em vista que o objetivo do trabalho é a revitalização do equipamento BUDD RBF-200 para ensaios de fadiga por flexão rotativa, localizado nas dependências do bloco SG-9 pertencente ao departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília.

3.3.1 MÁQUINA DE ENSAIO DE CORPO DE PROVA

Assim como no caso de qualquer outro ensaio mecânico, o equipamento utilizado para a realização de ensaios de fadiga por flexão rotativa varia de acordo com o fabricante, objetivos do teste, capacidade de cargas requeridas no ensaio entre outros aspectos. Apesar disso, as máquinas empregadas nesse tipo de ensaio apresentam muitas características em comum.

Em geral, esses equipamentos são compostos por um contador de rotação, um motor, um dispositivo aplicador de carga, e suportes para os corpos de prova. O contador de rotação é o dispositivo responsável pela contagem do número de ciclos ocorridos até o momento da ruptura do CP. O motor gera a rotação necessária para a realização dos testes. Para que a flexão ocorra é necessário um dispositivo que aplique uma determinada carga sobre o corpo de prova, e isso é feito por meio de um dispositivo aplicador de carga. Por fim, os corpos de prova são acoplados ao sistema através de suportes e pinças.

Um diagrama esquemático de equipamento para o teste de fadiga por flexão rotativa é apresentado abaixo na Figura 3.4.

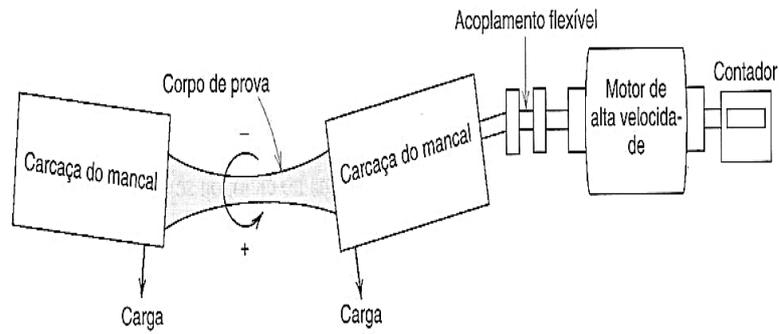


Figura 3.4. Características gerais de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa (Scarlet)

Uma opção alternativa ao esquema apresentado acima é a aplicação da carga apenas em uma das extremidades do corpo de prova (CP). Veja a figura (3.5) a seguir.

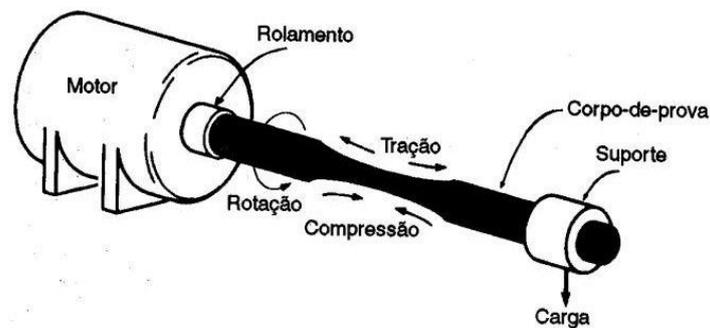


Figura 3.5. Máquina de teste de fadiga por flexão rotativa com carga na extremidade do corpo de prova (Scarlet)

A Máquina BUDD RBF-200 possui uma configuração semelhante ao esquema apresentado na Figura 3.5 e o seu detalhamento será apresentado no capítulo seguinte (capítulo 3).

O ensaio de flexão rotativa é realizado em corpos de prova extraídos de barras ou perfis metálicos. Os CPs utilizados nos ensaios são padronizados por normas, podendo apresentar diferentes geometrias de acordo com os objetivos dos testes, fabricante e modelo do equipamento, etc. Vale lembrar que as condições em que os ensaios são realizados também são padronizadas.

Nesse relatório serão apresentados os corpos de prova aceitáveis pelo equipamento BUDD MBF-200. Segundo o manual, a máquinas apresenta três formatos distintos para os corpos de prova e estes podem ser observados nas Figuras 3.6, 3.7 e 3.8.

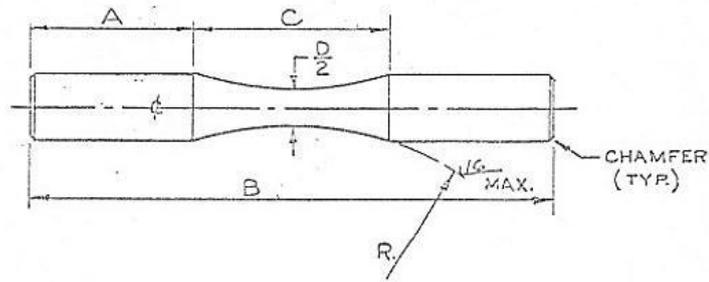


Figura 3.6. Corpo de prova tipo I utilizado na máquina BUDD MBF-200 (Manual BUDD MBF-200)

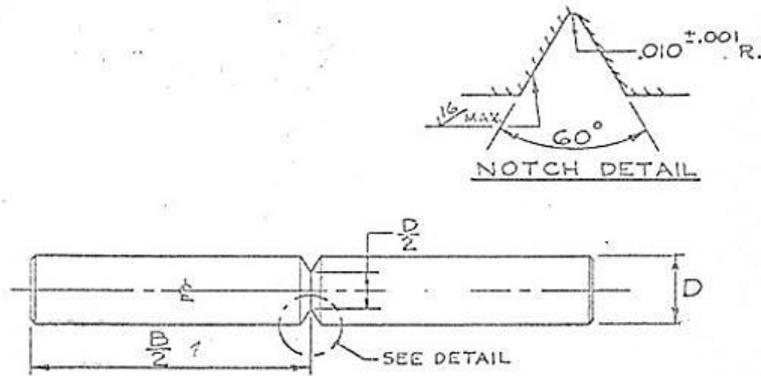


Figura 3.7. Corpo de prova tipo II utilizado na máquina BUDD MBF-200 (Manual BUDD MBF-200)

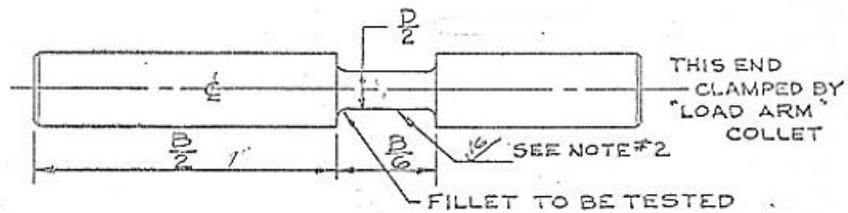


Figura 3.8. Corpo de prova tipo III utilizado na máquina BUDD MBF-200 (Manual BUDD MBF-200)

Nesse projeto serão utilizados corpos de prova como o apresentado na Figura 3.6. O detalhamento dos CPs usados será apresentado no capítulo quatro.

3.4 ENSAIO DE FADIGA POR TORÇÃO

É realizado em corpos de prova cilíndricos sujeitos a um esforço de tensão torção alternado. Os pontos de falha para flexão e torção alternadas, em ensaios sob estado duplo de tensão, encontram-se plotados na Figura 3.9, onde os eixos de coordenadas correspondem aos valores de $\sigma_1 - \sigma_3$.

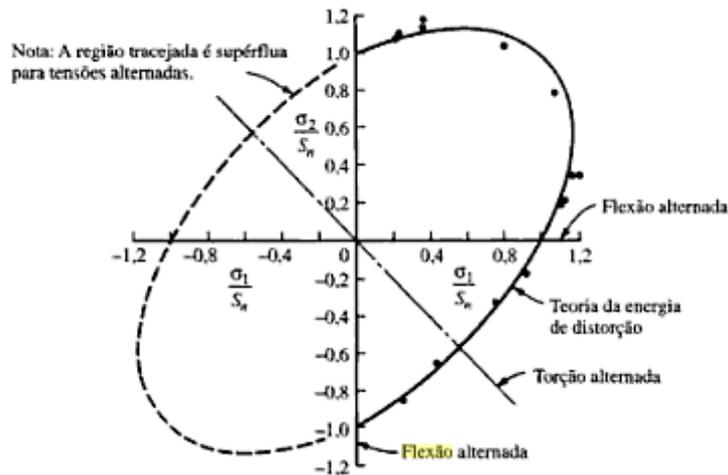


Figura 3.9. Pontos de falha para flexão e torção alternada (Norton 2004).

Através dele se determina a resistência à fadiga sob torção (ou limite de fadiga sob torção). Para um material dúctil o valor esperado é de aproximadamente 0.577 (58%) da resistência à fadiga sob flexão.

O equipamento utilizado nesse tipo de ensaio é semelhante ao utilizado no ensaio de fadiga por tração-compressão e o que difere é apenas o tipo de esforço aplicado. Ou seja, é possível utilizar a máquina de ensaio universal MTS 810.

4 PROPOSTA DE MODERNIZAÇÃO DA MÁQUINA

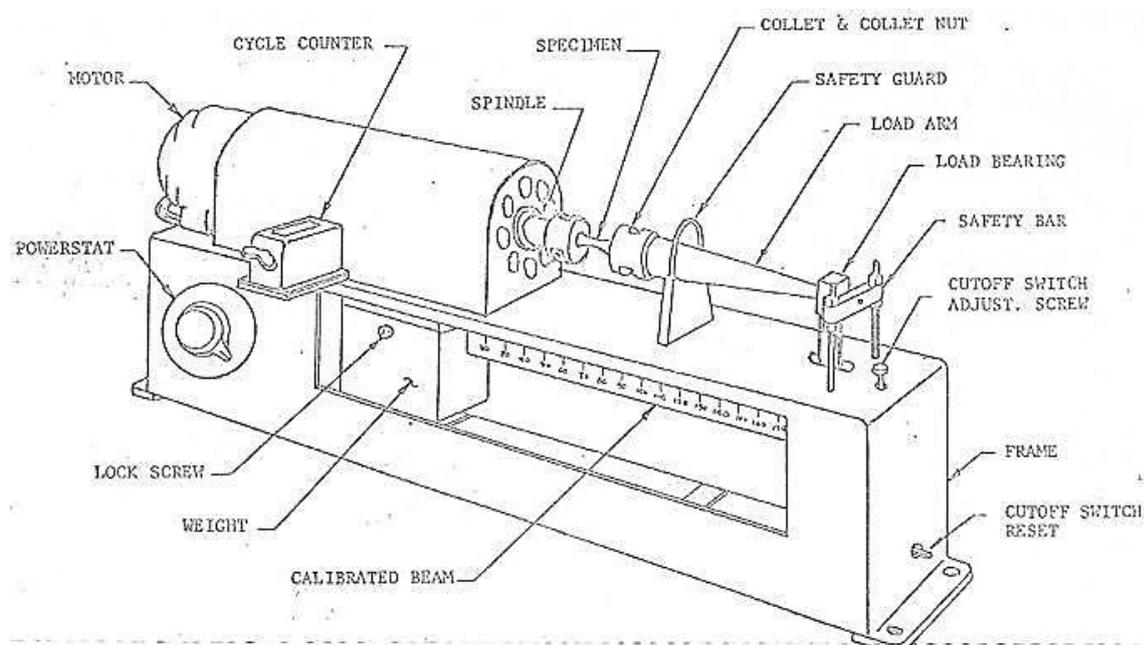
Este capítulo apresenta uma descrição geral da máquina de flexão rotativa BUDD RBF-200 bem como de seus elementos. Também é falado da condição inicial da máquina antes de iniciados os trabalhos e as alterações feitas.

4.1 APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA DE ENSAIO

A máquina utilizada no presente trabalho é uma máquina de ensaios de flexão rotativa em corpos de prova, fabricada pela empresa *THE BUDD COMPANY*, modelo RBF-200. Suas dimensões aproximadas são, de acordo com seu manual: comprimento = 838 mm (33 pol); largura = 279 mm (11 pol) e altura = 279 mm (11 pol). Tem peso aproximado de 56,7 kgf (125 lbf). Tem capacidade máxima de 22,59 N.m.

A máquina possui voltagem de 115 v, por isso é utilizado um transformador de voltagem para que seja utilizada na corrente de 220 v, utilizada em Brasília.

É composta por uma estrutura de ferro que comporta seus elementos, um contador de ciclos analógico com capacidade máxima de contagem de 999.999.900 ciclos, um seletor de velocidades, que varia a rotação do motor de 500 a 12.000 rpm, uma régua com um peso que pode ser deslocado por ela funcionando como um braço de balança, permitindo que seja aplicado um momento de até 22,59 N.m (200 lbf.in) no corpo de prova. A Figura 4.1 apresenta uma visão geral da máquina RBF-200.



4.1 - Visão geral da máquina BUDD RBF-200 (Manual BUDD MBF-200)

Figura

Originalmente possuía três tamanhos de pinças para segurar os corpos de prova, sendo seus diâmetros 6,35; 9,52 e 12,7 mm (1/4, 3/8 e 1/2 pol). Na situação atual da máquina restaram 2 pares de pinças completos com diâmetros de 1/4 e 1/2 pol.

4.2 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES

4.2.1 MOTOR

Os motores elétricos são utilizados para transformar energia elétrica em energia mecânica. Chama-se motor universal um tipo de motor de funciona tanto em corrente contínua quanto em corrente alternada. Na verdade, um motor universal é um motor CC com excitação série, ou seja, um motor CC cujos enrolamentos de campo e de armadura estão conectados em série, podendo, portanto ser alimentado por uma única fonte, que pode ser contínua ou alternada monofásica.

Os motores universais possuem características de desempenho muito interessantes, o que determina o tipo de aplicação em que é usado. Essas características estão mostradas na Figura 4.2 abaixo, em que se apresentam as curvas de torque e de velocidade em função da corrente de armadura. Geram altos valores de torque para baixas velocidades.

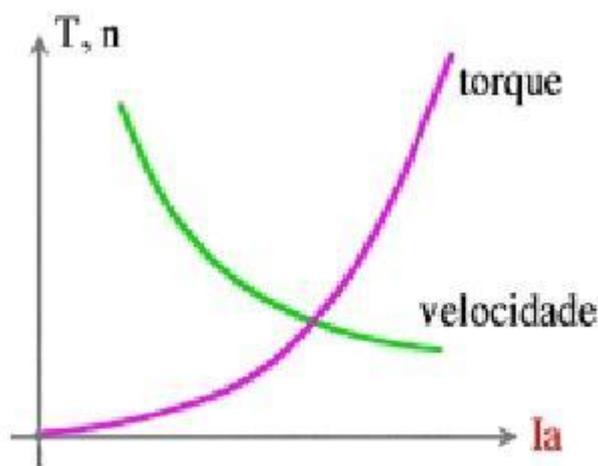


Figura 4.2 – Característica de desempenho de motores universais.

O motor utilizado na máquina RBF-200 é um motor universal monofásico da fabricante General Electric. Possui potência de 248 W (1/3 HP) e tensão de 115 volts. Sua velocidade máxima de rotação é 10.000 rpm. A velocidade do motor é regulada por um seletor de velocidades (Figura 4.3).

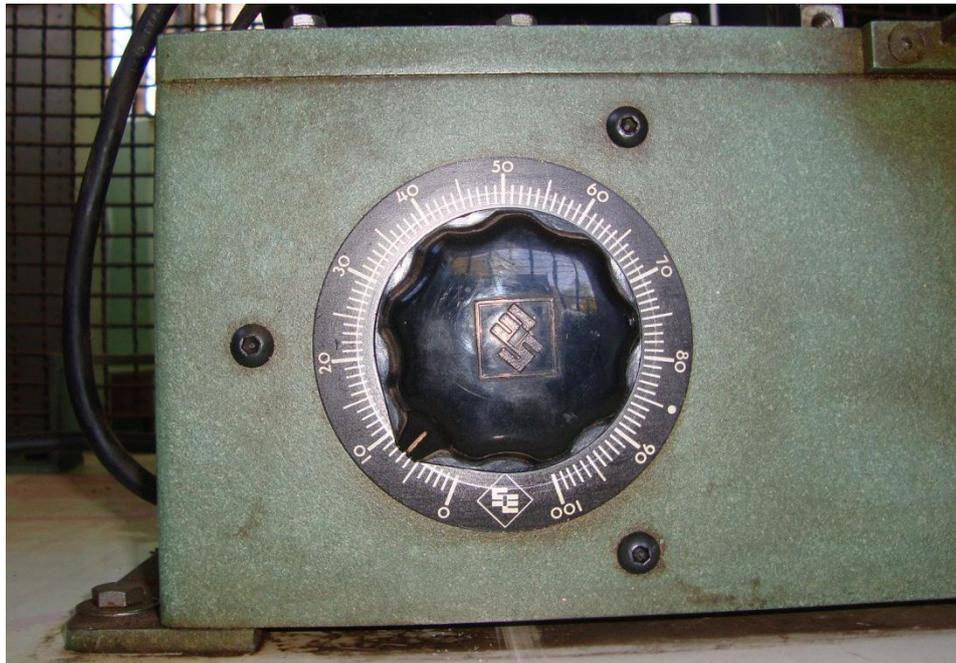


Figura 4.3 – Botão seletor de velocidade

4.2.2 DISPOSITIVO DE APLICAÇÃO DE CARGA

A intensidade do momento fletor que é aplicado ao corpo de prova é selecionada através do conjunto régua peso, localizados na parte inferior da máquina. Esta régua funciona como um braço de balança, que possui uma escala com valores de torque numerados de 0 a 200 lbf.pol (22,6 N.m), a menor escala utilizada é de 1 lbf.pol (0,11 N.m). Então para selecionar o torque a ser usado no ensaio basta mover o peso que fica preso ao braço de balança até a posição equivalente ao momento desejado. Existe um parafuso de fixação no peso para que ele seja firmado na posição desejada, evitando variação da carga durante a realização dos ensaios. A Figura 4.4 representa o conjunto régua peso.



Figura 4.4 – Conjunto régua peso

A relação entre o momento fletor aplicado no corpo de prova e a tensão em seu ponto de menor diâmetro, parte central, é dada pela seguinte equação:

$$M = \frac{\pi S D^3}{32} = 0.0982 S D^3 \quad (3.1)$$

Onde:

M – Momento aplicado no corpo de prova

S – Nível de tensão desejado na menor seção do corpo de prova

D – Diâmetro na menor seção do corpo de prova

A régua do dispositivo, apresentada na figura (4.4) é ligada ao braço de carga. O braço de carga tem a função de fixar uma das extremidades do corpo de prova e transferir o momento fletor selecionado no conjunto régua peso para o corpo de prova. Em uma das extremidades do braço de carga o corpo de prova é fixado através de uma das pinças (diâmetro 6,35; 9,52 ou 12,7 mm). As pinças são presas no braço de carga por uma rosca. A outra extremidade do braço de carga é composta por uma estrutura em formato de cubo. Inscrito ao cubo existe um rolamento que permite que o torque rotacional fornecido pelo motor não seja transferido para o apoio do braço de carga. A Figura 4.5 mostra uma imagem do braço de carga.



Figura 4.5 – braço de carga

A ligação entre o conjunto régua peso e o braço de carga era feito, inicialmente, por uma peça de aço carbono em formato retangular. Esta peça é de fundamental importância por ser o elo de ligação entre o peso e o braço de carga. A Figura 4.6 apresenta o dispositivo de aplicação de carga completo.

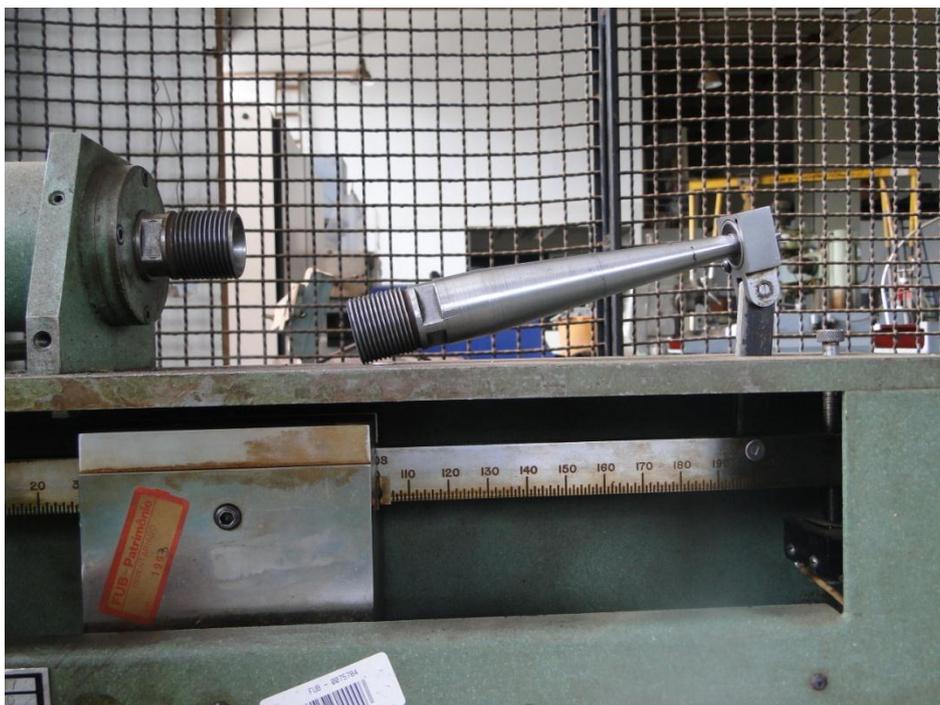


Figura 4.6 – dispositivo de aplicação de carga completo

4.2.3 DISPOSITIVO DE SEGURANÇA

A máquina possui três dispositivos de segurança para que sejam evitados acidentes durante a realização de ensaios. Sendo um dispositivo elétrico e dois mecânicos. Como os ensaios na RBF-200 são feitos com velocidade de rotação de até 10.000 rpm faz-se necessário que haja os dispositivos de segurança.

Os dispositivos mecânicos, como apresentado na Figura (4.1), são o *safety guard* e o *safety bar*. O primeiro é uma estrutura em formato de anel que previne que o braço de carga seja lançado da direção radial quando ocorrer o rompimento do corpo de prova. Já o segundo é uma barra rígida na direção horizontal e na altura da extremidade do braço de carga. Sua fixação é feita na estrutura da RBF-200 por dois parafusos. Este dispositivo previne que o braço de carga seja lançado na direção axial após o rompimento do corpo de prova.

O componente *safety guard* pode ser observado na Figura 4.7 e consiste de um anel metálico de aço inoxidável que protege o usuário da máquina (e ela própria) no momento da ruptura do corpo de prova.



Figura 4.7 – Dispositivo de segurança *Safety Guard*

O terceiro dispositivo de segurança corta a corrente de alimentação da máquina assim que o corpo de prova ensaiado se rompe. Esse dispositivo é um interruptor que fica localizado na extremidade do conjunto peso régua. Quando o corpo de prova se rompe a régua sofre um movimento descendente. Um parafuso que fica enroscado na extremidade da régua pressiona o interruptor do dispositivo de segurança. Com isso a máquina tem a corrente elétrica cortada, parando o motor elétrico. Após o interruptor ser pressionado uma vez é necessário “resetá-lo” para que a volte o funcionamento. Para “resetar” é necessário pressionar o interruptor localizado na extremidade direita da máquina na parte externa. A Figura 4.8 apresenta o dispositivo de segurança corta-corrente.



Figura 4.8: Dispositivo de segurança corta-corrente

4.2.4 CONTADOR DE CICLOS

O contador de ciclos, como o nome já explica, é um dispositivo que conta a quantidade de rotações que o motor elétrico realizou. O eixo que sai do motor elétrico é ligado a uma engrenagem, essa engrenagem é ligada ao contador de ciclos por um pino, a cada rotação completa da engrenagem o contador marca uma unidade em seu mostrador. A Figura 4.9 mostra o contador de ciclos e a ligação entre o eixo do motor e a engrenagem.



Figura 4.9 – Contador de ciclos original

O valor máximo de ciclos que é possível ser mostrado pelo contador original é 999.999.900. O mostrador apresenta, porém, uma contagem máxima de 9.999.999, sendo que a primeira casa tem a proporção de 100:1 em relação ao ciclo. Ou seja, quando a máquina girar cem rotações o contador de ciclos mostrará uma unidade. O contador pode ser resetado a qualquer momento pressionando o Botão de “reset” localizado em sua extremidade.

4.2.4 CORPO DE PROVA

Segundo o manual de utilização da máquina de ensaio rotativos RBF-200, podem ser utilizados três tipos de corpos de prova diferente como citado no capítulo três desse relatório. Foi dito também que os corpos de prova a serem usados são como os apresentados a seguir na Figura 4.10.

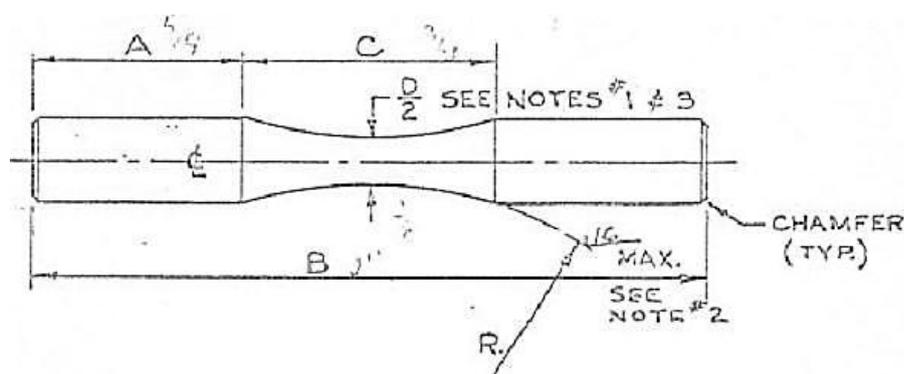


Figura 4.10 – desenhos dos corpos de prova (Manual BUDD MBF-200)

Podem ser utilizados nos ensaios corpos de prova (CPs) de três tamanhos diferentes e as suas dimensões estão de acordo com a tabela (4.1) apresentada abaixo. No manual original as unidades utilizadas são inglesas.

Tabela 4.1: Medidas dos CPs com base na Figura 4.10

D	A	B	C
in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)
0.250 (6.35)	5/8 (15.875)	2 (50.80)	3/4 (19.05)
0.375 (9.52)	1 (25.40)	3 (76.20)	1 (25.40)
0.500 (12.70)	1 1/4 (31.75)	4 (101.60)	1 1/2 (38.10)

*A tolerância para D é de [-0.00, +0.001] in e para a dimensão D/2 de [-0.0003, +0.0002] in

4.3 DESCRIÇÃO DA MÁQUINA NO INÍCIO DO TRABALHO

No início do projeto não era sabido em que situação de conservação a máquina se encontrava. A máquina não estava sendo utilizada por um bom tempo, por isso sua aparência inicial era de abandono.

O equipamento inicialmente se encontrava no laboratório de ensaio de cabos, localizado no prédio SG 9 da Universidade de Brasília, campus Darcy Ribeiro. Logo em seguida foi transferido para o laboratório de ensaios destrutivos, localizado no mesmo prédio, pois neste local havia melhor espaço para que o trabalho fosse realizado.

Foi encontrada muita dificuldade no início por nunca nenhum dos integrantes da dupla ter tido contato com o equipamento anteriormente, assim não se sabia como manusear nem se todas as peças necessárias para seu funcionamento estavam junto à máquina.

Percebeu-se que estava faltando algumas peças da máquina, o que impossibilitava seu uso. Dos três pares de pinças existentes originalmente restaram dois pares completos, os de 1/4 e 1/2 pol. A pinça de intermediária, de 3/8 pol, possuía apenas uma peça do par. O dispositivo de aplicação de carga (Figura 4.6) estava sem a peça que liga o conjunto peso balança com o braço de carga, tornando assim impossível aplicação de momento fletor no corpo de prova.

Os dispositivos de segurança *Safety Guard* e *Safety Bar* também não foram encontrados e com isso tiveram que ser refeitos a fim de garantir, posteriormente, a segurança durante os ensaios a serem realizados.

Era necessário saber que componentes elétricos e que componentes mecânicos necessitariam de manutenção. Com o auxílio dos técnicos do laboratório SG 9 foi feita uma revisão na parte elétrica da máquina de ensaio. Foi constatada que a fiação elétrica da máquina estava toda comprometida, tanto da RBF-200, quanto do transformador de voltagem que liga a máquina a corrente 220 V.

A tomada utilizada estava remendada com fita adesiva e possuía um formato que não era possível ligá-lo a rede elétrica do laboratório de ensaios destrutivos. Era uma tomada simples com duas vias, uma fase e um neutro, como de equipamentos domésticos.

A fiação elétrica tanto do transformador de voltagem quanto da máquina estavam deteriorados pela ação do tempo e umidade, como mostra a Figura 4.11.

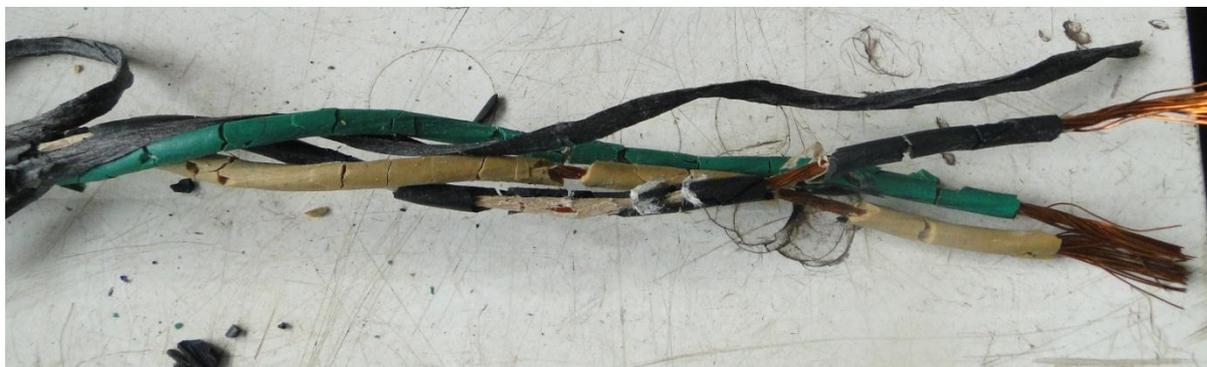


Figura 4.11 – imagem das condições da fiação elétrica da RBF-200

4.4 PROPOSTAS DE MODERNIZAÇÃO

A intenção deste trabalho é em primeiro lugar fazer com que o equipamento volte a funcionar e depois que seja feita alterações no projeto original a fim de modernizá-lo. O equipamento continua com mesmo funcionamento, porém alguns elementos foram substituídos com a intenção de facilitar a utilização e tornar mais preciso os resultados fornecidos.

As alterações propostas para a modernização da máquina são:

- Substituição do contador de ciclos analógico por um digital;
- Substituição do dispositivo seletor de velocidade de rotação original por um novo;
- Modernização do sistema de aplicação de carga ao corpo de prova

O detalhamento das alterações realizadas na máquina pode ser observado no Capítulo 5 deste relatório.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta as modificações realizadas na máquina RBF-200 e expõe o motivo que levou à modificação.

5.1 DESCRIÇÃO DOS REPAROS INICIAIS

No início do projeto, os esforços foram concentrados em fazer com que a máquina RBF-200 voltasse a funcionar pelo menos como na sua concepção original. Haja vista necessidade de recuperação de sua parte elétrica e mecânica. As alterações realizadas serão detalhadas nos tópicos seguintes.

5.1.1 RECUPERAÇÃO DA PARTE ELÉTRICA

Anteriormente, estava sendo utilizada uma tomada simples, como as utilizadas em equipamentos domésticos. O antigo tipo de tomada não permitia que o equipamento fosse ligado diretamente na rede elétrica do SG 09. A substituição foi feita por uma tomada do tipo industrial (Figura 5.1), compatível com as que são utilizadas no laboratório SG9.

Os fios que ficam internos ao cabo de energia elétrica estavam com a borracha protetora totalmente quebradiça, de forma que o metal dos fios ficava exposto. Foi feita a substituição dos fios e acrescentado um fio terra que faltava ao equipamento.



Figura 5.1 – Tomada industrial utilizada no laboratório do prédio SG 09

O motor utilizado na máquina, e já descrito nesse relatório, apresentava suas escovas completamente desgastadas. Tal fato era motivo de preocupação, pois a qualquer momento o motor poderia ser danificado. A fim de resolver o problema e evitar prejuízo ao projeto, as escovas gastas foram substituídas por novas, de carbono grafite (Figura 5.2), cujas dimensões são 15,25mm de altura, 9,4mm de largura e 6,45mm de espessura.

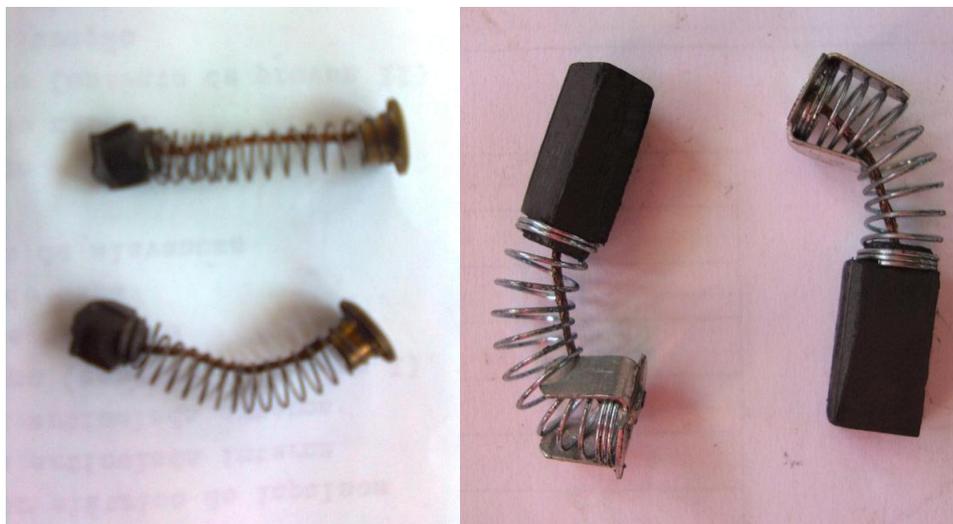


Figura 5.2 – Escovas gastas (esquerda) e escovas novas (direitas).

5.1.2 RECUPERAÇÃO MECÂNICA

Primeiramente, foi fabricada a peça que faz a ligação ente o conjunto peso régua e o braço de carga. Sem essa peça o dispositivo de aplicação de carga não funciona, por não ser possível transferir o momento gerado pelo peso, na parte inferior da máquina, para o corpo de prova que fica engastado no braço de carga. A Figura 4.5, no Capítulo 4, mostra o dispositivo de aplicação de carga montado com a peça fabricada.

A peça foi fabricada com uma chapa de aço doce de 55 mm de espessura e 90 mm de comprimento. A peça possui dois furos de 3 mm, onde é feita a ligação com uma extremidade da régua e com o braço de carga. Para fixar os elementos a peça fabricada utilizou-se parafusos de mesmo diâmetro do furo. O desenho da peça é apresentado em anexo juntamente com outros desenhos técnicos.

Além disso, foi retirado o suporte de realização de ensaio de fadiga em fios, por não haver interesse neste trabalho; e o nível de óleo foi repostado, utilizando um óleo lubrificante encontrado no laboratório e indicado pelos técnicos.

Após a realização das mudanças apresentadas foi realizado um teste de funcionamento da máquina de flexão rotativa. Observou-se que o motor elétrico, após os reparos, funciona corretamente e os demais elementos também não apresentaram qualquer problema.

Outro reparo importante e que deve ser citado foi a fabricação do dispositivo de segurança *Safety Guard* (Figura 4.6), que havia sido perdido durante o tempo em que a máquina esteve sem uso. Esse dispositivo serve como proteção durante o ensaio, mais especificamente, no momento de ruptura do corpo de prova, evitando e o braço de carga venha a ferir o operador. Tal componente foi fabricado a partir de um anel de aço inoxidável soldado a um parafuso de aço de ¼ pol e rosca total. O processo de soldagem utilizado para unir a argola e o parafuso foi soldagem a arco com eletrodo revestido. Para fixá-lo à base da máquina são utilizadas duas porcas como pode ser observado na Figura 5.3.



Figura 5.3 – Dispositivo de segurança *Safety Guard* instalado

5.2 DESCRIÇÃO DAS MODERNIZAÇÕES

Como mencionado no capítulo anterior (Capítulo 4), várias modernizações foram propostas como objetivo para realização deste Projeto de Graduação. O detalhamento das modernizações feitas na máquina RBF-200 são descritos nos tópicos a seguir.

5.2.1 SUBSTITUIÇÃO DO CONTADOR DE CICLOS

O contador de ciclos original era analógico e seu princípio de funcionamento foi apresentado no tópico 4.2.4 do presente relatório.

Diante da necessidade de um equipamento mais moderno e preciso, optou-se pela substituição do componente antigo por um contador de ciclos digital que também fornece a velocidade de rotação. Para atender a essas necessidades foi desenvolvido o aparato apresentado na Figura 5.4. Com esse equipamento além de contar os ciclos do ensaio também podemos ter com mais precisão a velocidade

que o ensaio é realizado, que anteriormente era determinada somente pelo seletor de velocidades, Figura 4.3.

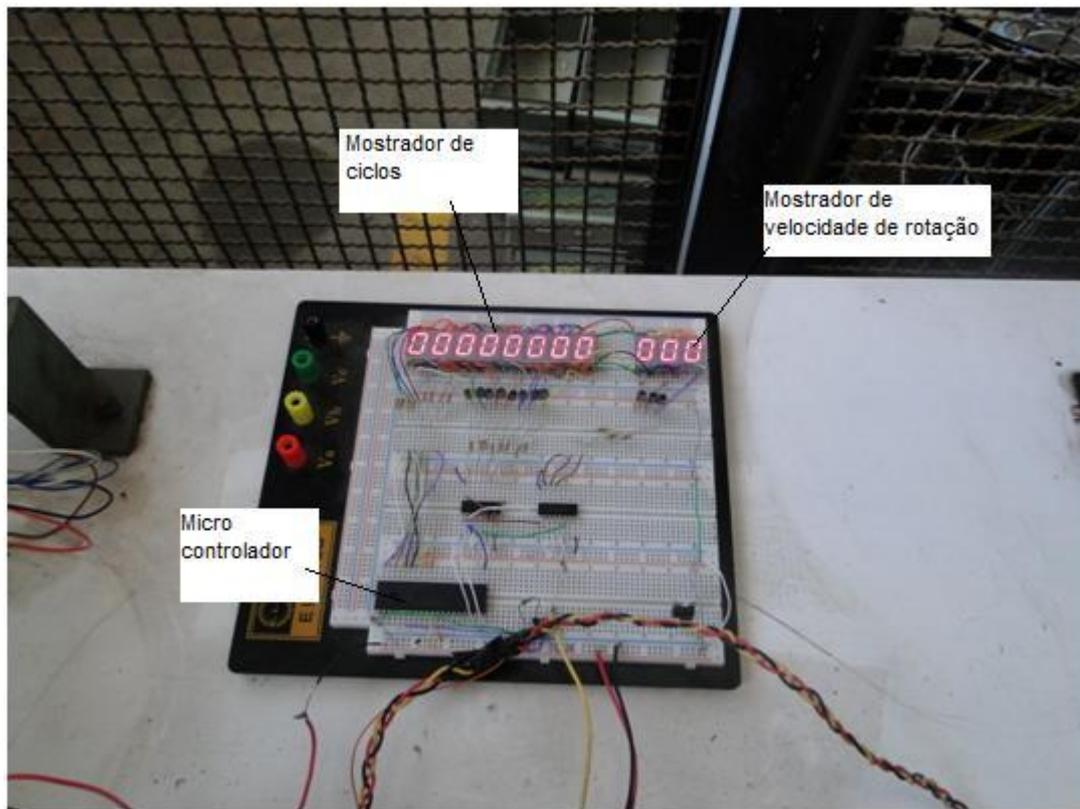


Figura 5.4 – Equipamento contador de ciclos e velocímetro.

O novo equipamento é composto basicamente por:

- 1 Sensor de efeito Hall bipolar, modelo SS40A, fabricante Honeywell Sensing Control: O sensor gera um pulso quando percebe a presença de campo magnético, que no caso é gerado por um ímã. O sensor utilizado é bipolar, quando na presença de um pólo norte do ímã gera um pulso e só gera outro pulso na presença de um pólo sul de um ímã.
- 12 ímãs de 3mm de diâmetro: Os ímãs têm a função de estimular o sensor de efeito Hall. Os ímãs foram colados em um disco, com espaçamento de 30° entre si, com polaridade de da face intercalada, ou seja o primeiro ímã tem a face com pólo norte virado para fora do disco, o ímã seguinte tem a face com polaridade sul voltada para fora do disco.
- Chapa de alumínio de 2,3 mm de espessura: A chapa foi cortada em formato circular e furada em 12 ponto onde os ímãs foram colados
- Micro controlador 8 Bits, modelo PIC16F887, fabricante Microchip: É o cérebro do equipamento, recebe as informações do sensor Hall, dispositivo de entrada, interpreta e passa as informações para o display, dispositivo de saída.

- Display de LED, modelo HDSP-A153, fabricante Avago Technologies: São os dispositivos de saída de informação. Para a contagem de ciclos foram utilizados 8 displays de 7mm cada e para a velocidade de rotação 3 displays também de 7mm cada.

Como já falado no item 4.2.4, há uma engrenagem que faz a ligação entre o eixo de saída do motor elétrico e o contador de ciclos, com razão 100:1. Para o contador de ciclos digital foi aproveitada essa engrenagem. Em sua face foi colada uma chapa de alumínio em formato circular. Na chapa foram feitos 12 furos de 3 mm cada e distantes 30° entre si para acomodar 12 imãs. Cada volta completa da engrenagem, equivalente a 100 ciclos do motor e corresponderá a 12 pulsos do sensor.

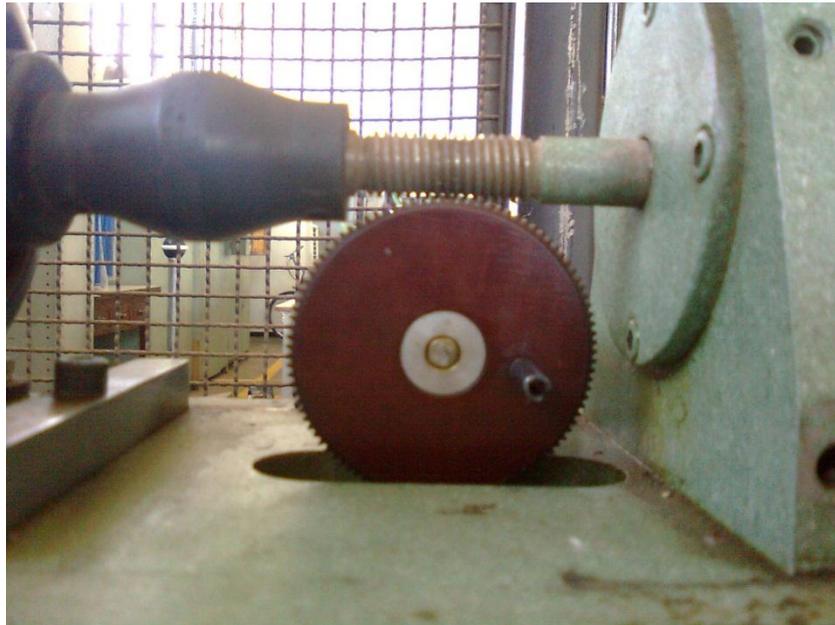


Figura 5.5 – Engrenagem sobre a qual será instalado a chapa de alumínio com os imãs

O disco de alumínio tem dimensões: 54mm de diâmetro, um furo central de 19,2mm e espessura de 2,3mm. Foram feitos doze furos que servem como uma “toca” para os imãs distribuídos ao seu redor, separados por ângulos de 30° como pode ser observado na Figura 5.6.



Figura 5.6 – Conjunto disco-imãs

A medida em que o disco de alumínio gira em função da rotação do motor, o sensor contabiliza o número total de ciclos até a ruptura do corpo de prova e consequente interrupção do ensaio. Cada volta completa da engrenagem será percebido 12 pulsos enviados do sensor para o micro controlador, esse repassa a informação para o display que apresentará 1 unidade a cada 100 ciclos completos do motor.

O display contador de ciclos tem capacidade para contar até 9.999.999.900 ciclos.

No Anexo II, é possível observar um desenho esquemático do circuito utilizado no equipamento acima descrito.

5.2.2 SELETOR DE VELOCIDADE

Inicialmente, pretendia-se substituir o botão seletor de velocidade de rotação por um que permitisse uma escolha mais precisa da velocidade do motor, porém seria um trabalho muito complexo para o tempo disponível para realização. Optou-se por manter o mesmo seletor de velocidades original e incluir um dispositivo que mostrasse a velocidade de rotação. A ideia é variar a velocidade do ensaio através do seletor de velocidades, que não apresenta um mostrador de velocidade confiável, e fazer a leitura velocidade por um display. Assim sabe-se a que velocidade efetivamente o ensaio estará sendo realizado.

O dispositivo apresentado no tópico anterior apresenta dois mostradores, uma para a contagem de ciclos e outro para a velocidade de rotação. Para velocidade de rotação são colocados 3 displays de LED. A velocidade máxima mostrada é de 9990 RPM, a menor casa apresentada é da dezena, então a velocidade de rotação mínima apresentada pelo display é 10 RPM.

O caminho da informação é o mesmo do contador de ciclos. O sensor percebe o campo magnético e polaridade do ímã e gera um pulso para o micro controla, esse por sua vez interpreta e passa para o display.

Para determinar a velocidade é necessária a noção de tempo decorrido, a referencia utilizada é a frequência interna do micro controlador. O Micro controlador utilizado tem frequência de 2MHz. Então realiza 2 milhões de ciclos por segundo. Tendo essa referência de tempo e sabendo que a cada 12 pulsos são 100 ciclos do motor, pode ser determinada a velocidade do ensaio.

Durante o ensaio seleciona-se a velocidade desejada e inicia-se o experimento. Após alguns segundo o *display* de velocidade apresenta o valor real da velocidade de rotação. A velocidade de ensaio vai ser definida pela leitura do mostrador digital.

5.2.3 MODERNIZAÇÃO DO SISTEMA DE APLICAÇÃO DE CARGA

Uma vez mais, a fim de modernizar e aumenta a confiabilidades dos ensaio realizados na máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa RBF-200, optou-se pela utilização de uma célula de carga e assim garantir resultados mais precisos.

O princípio de funcionamento das células de carga foi descrito no Capítulo 3 deste relatório.

A célula de carga utilizada é apresentada na Figura 5.7. É composta por dois extensômetros colocados na lateral da peça.



Figura 5.7 – Célula de carga utilizada no projeto

As dimensões da peça podem ser observadas no Anexo I.

A peça ligação entre o conjunto régua-peso e o braço de carga apresentada na figura (4.6) e fabricada anteriormente, foi então substituída por um novo dispositivo contendo a célula de carga (Figura 5.8). Para fixar a célula de carga na régua e no braço de carga foram colocados parafusos de

3/8 de diâmetro nas duas extremidades da célula de carga. Para fazer o encaixe no braço de carga e na régua foi preciso fazer um corte 1,5 mm em lados opostos do parafuso para que sua ponta ficasse com formato retangular e assim permitir o encaixe. Também foi necessário ampliar 15mm o rasgo onde a célula de carga passaria para permitir sua instalação, foi utilizada a fresadeira do SG9 para o serviço

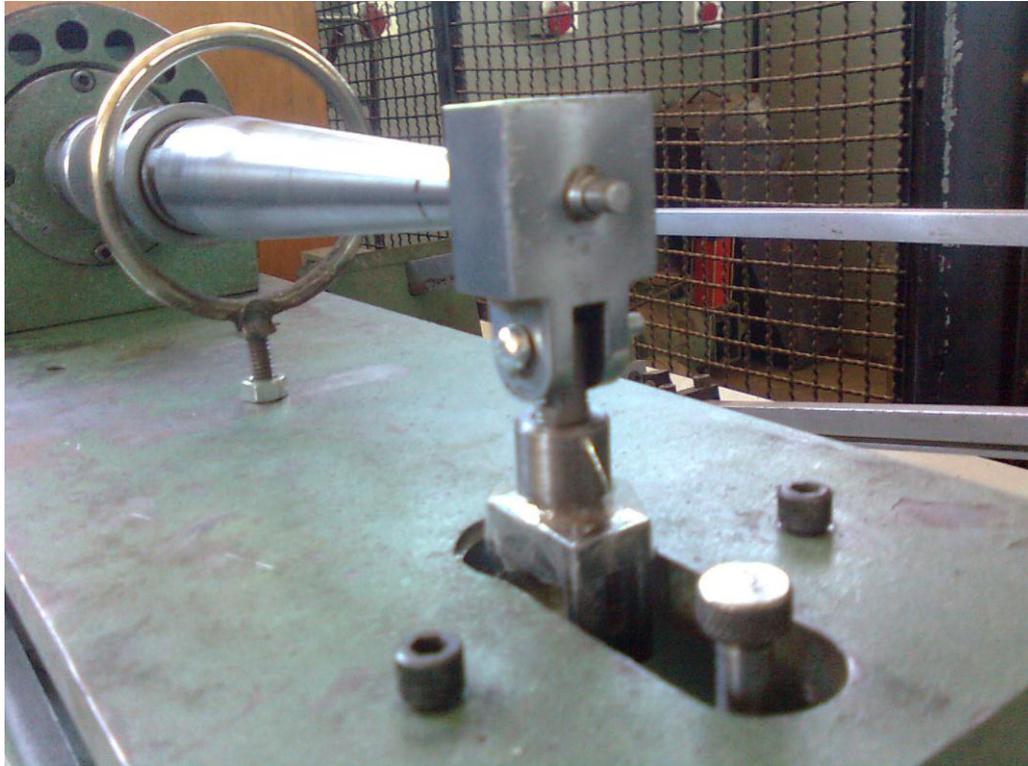


Figura 5.8 – Célula de carga instalada entre o conjunto régua-peso e o braço de carga.

Quando o peso localizado sob a régua é movido para a direita a intensidade do momento aplicado no corpo de prova aumenta. A célula de carga fornece o valor da força de tração que está sofrendo. Com o valor dessa força e o comprimento do suporte do corpo de prova sabe-se a intensidade do momento aplicado no corpo de prova.

Os extensômetros foram colados à peça, para isso foram necessários tomar alguns cuidados para que a colagem fosse bem feita evitando leituras erradas. Antes da colagem foi necessário desengordurar toda a peça, em seguida lixar o local onde seria feita a colagem; por se tratar de uma peça pequena, para facilitar a colagem, foram feitas (no laboratório de metrologia) marcações na peça para determinar com maior precisão a localização do centro da face onde os extensômetros seriam colados. Com a peça já marcada os *Strain Gages* foram colados no centro das faces.

A célula de carga é então conectada a um dispositivo de aquisição de dados, o qual fornecerá o valor da deformação ocorrida pelos extensômetros e conseqüentemente a força aplicada ao dispositivo em questão.

Primeiramente, a força desejada pode ser selecionada através do conjunto régua peso. O extensômetro, então, instalado entre o braço de carga e o conjunto régua-peso ao sofrer as devidas

deformações registra a carga realmente aplicada. Com isso obteremos resultados mais precisos e confiáveis. Os dados obtidos pela célula de carga são armazenados em um equipamento de aquisição de dados.

Nas Figuras 5.9 e 5.16 observam-se os resultados obtidos na simulação da célula de carga no programa *Solid Works*. Foram obtidos resultados para tensão e deformação do dispositivo.

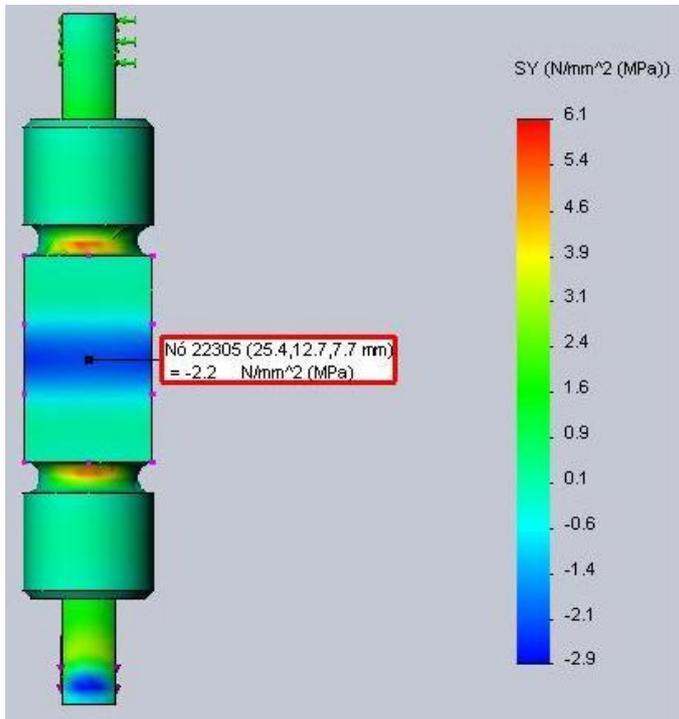


Figura 5.9 - Tensão na direção y e no ponto central da face direita

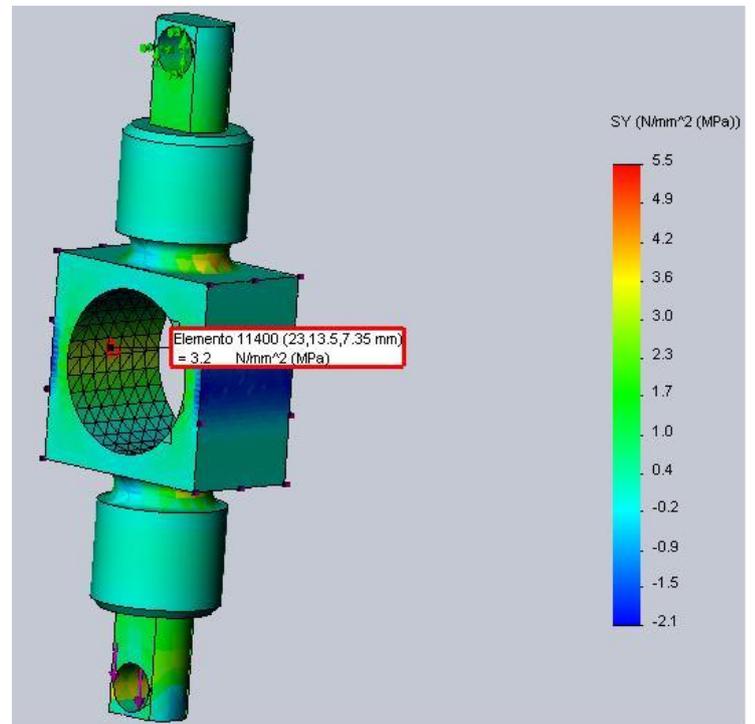


Figura 5.10 – Tensão na direção y e no ponto central interno da face direita

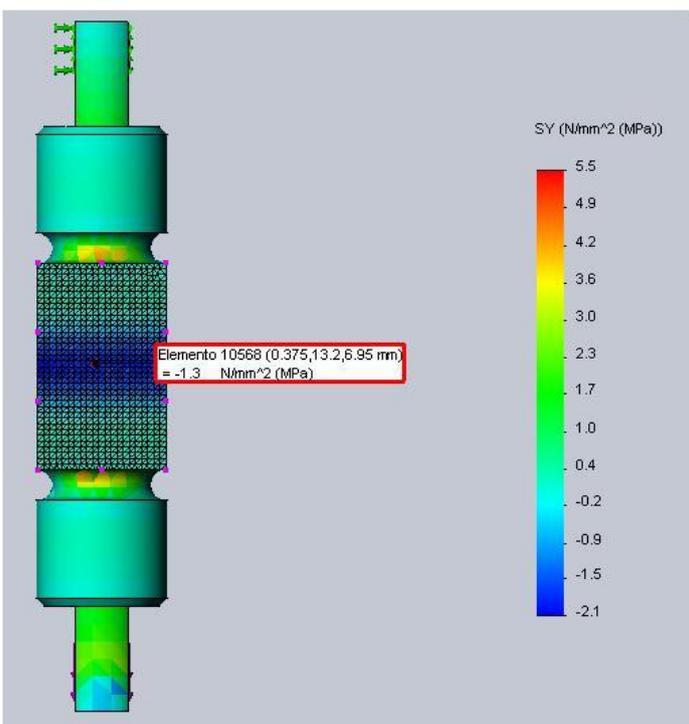


Figura 5.11 – Tensão na direção y e no ponto central da face esquerda

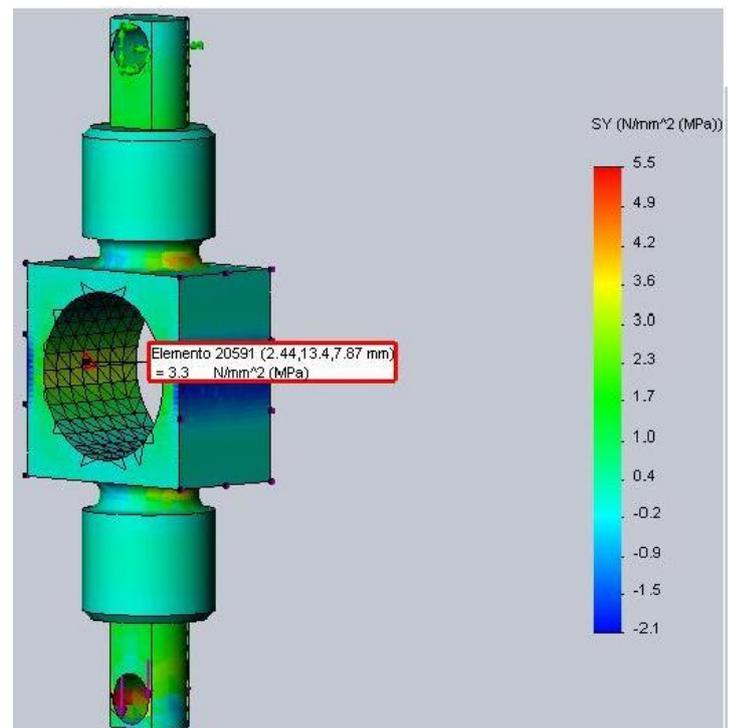


Figura 5.12 – Tensão na direção y e no ponto central interno da face esquerda

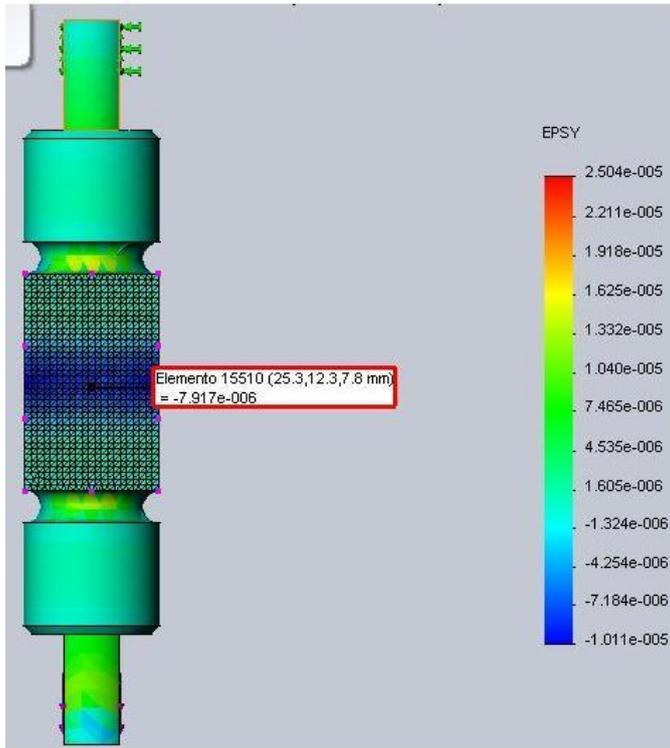


Figura 5.13 – Deformação na direção y no ponto central da face direita

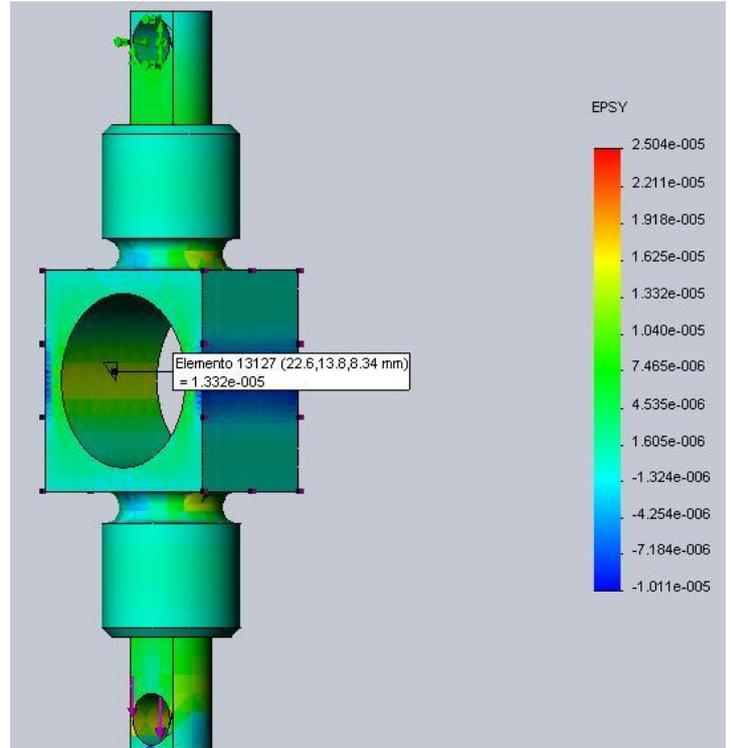


Figura 5.14 - Deformação na direção y no ponto central interno da face direita

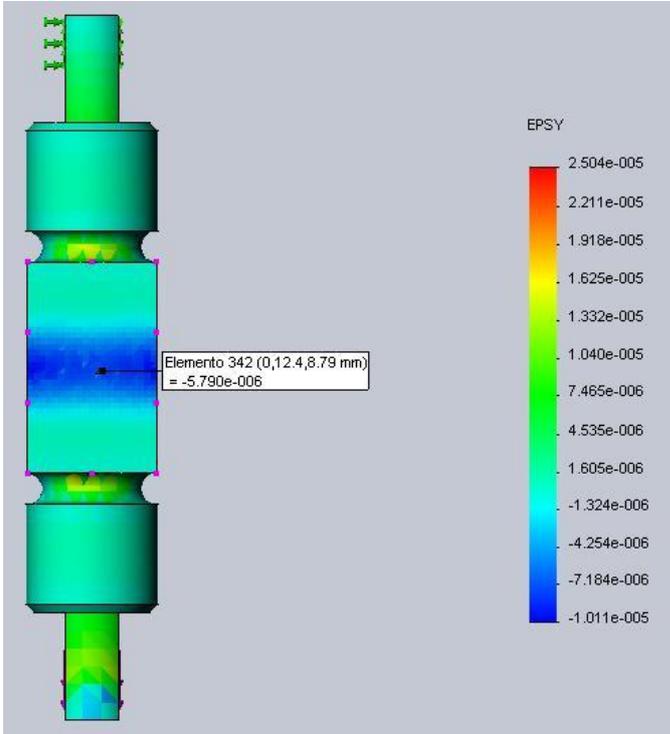


Figura 5.15 - Deformação na direção y no ponto central da face esquerda

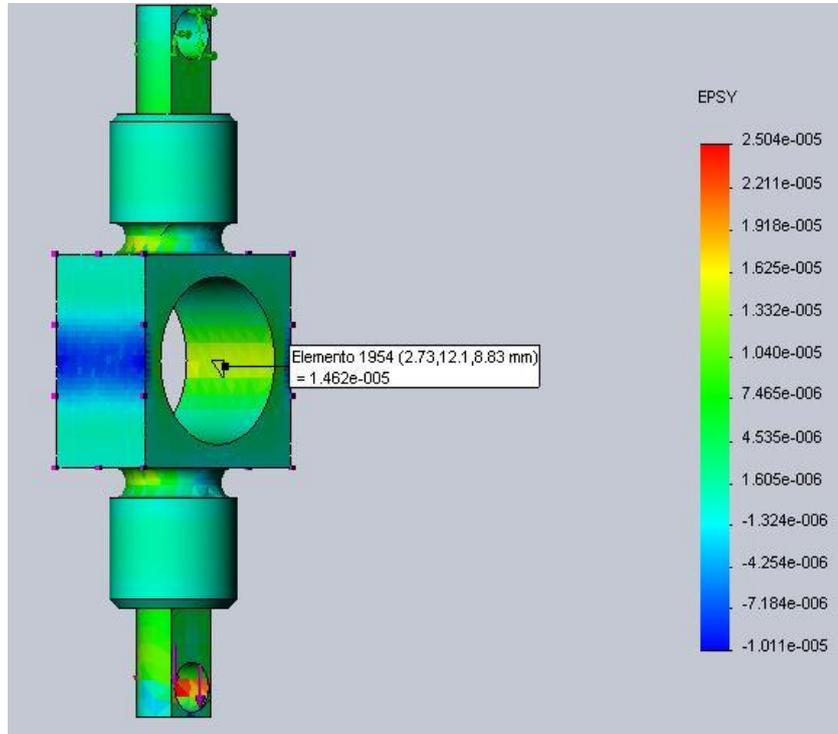


Figura 5.16 – Deformação na direção y no ponto central interno da face esquerda

A fim de validar o funcionamento da célula de carga, esta foi submetida a procedimento experimental com o auxílio de um equipamento aquisitor de dados ADS-2000 da Lynx tecnologia (Figura 5.17).



Figura 5.17 – Sistema de Aquisição de dados ADS-2000, Lynx tecnologia.

Para realização do experimento foram seguidos os seguintes passos:

- 1) Soldagem de fios elétricos aos extensômetros componentes da célula de carga. A soldagem foi realizada com a finalidade de formar a configuração de meia Ponte de Wheatstone, conforme indica o próprio aparelho de aquisição de dados.
- 2) Fixação da célula de carga em uma bancada propícia à realização do experimento;
- 3) Instalação e configuração do sistema de aquisição de dados. Para essas configurações foi utilizado o parâmetro Gage Factor $k = 2$ (indicado pelo fabricante dos extensômetros).

A banca pronta para os testes pode ser observada na Figura 5.18.

Ao se realizarem os testes, não foram obtidos resultados satisfatórios (nenhuma variação nos níveis de deformação). Isso se deve provavelmente a vários fatores como, por exemplo, níveis de deformação muito pequenos o que impossibilita a sua leitura pelo aparelho, ou seja, deformações abaixo do ruído do equipamento. O estudo dos possíveis causas da não obtenção de resultados é deixado como proposta de trabalhos futuros.

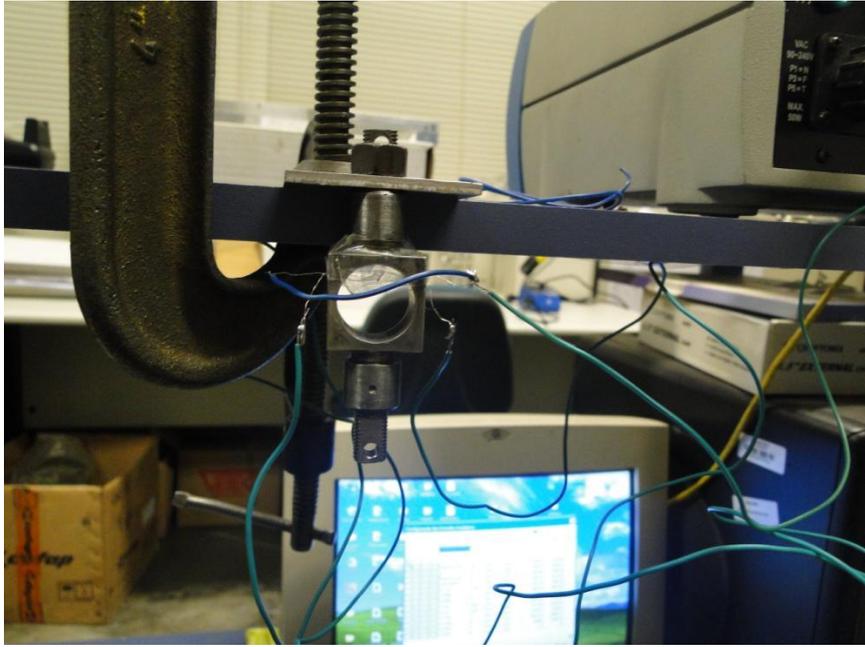


Figura 5.18 – Bancada de ensaio da célula de carga

6 CONCLUSÃO

Nas condições iniciais da máquina seria impossível a realização de ensaios. Por estar parada por um longo tempo tanto a parte mecânica quanto elétrica necessitavam de manutenção. Na parte mecânica além de um par de pinças estar incompleto, não era possível aplicar carga ao corpo de prova, pois faltava a peça que liga o braço de balança, local onde é escolhido a intensidade do momento que será aplicado ao CP através do peso, ao braço que apoia o corpo de prova. Essa peça é a ligação entre a carga e o objeto de ensaio. Em consequência disso, alguns reparos tiveram que ser realizados para então dar procedimento ao projeto e assim atingir todos os objetivos propostos.

Foram realizados reparos na parte elétrica e mecânica da máquina, esse reparos permitiram que a máquina voltasse a funcionar.

Modernizações como a inclusão de um contador de ciclos digital e principalmente o display que apresenta a velocidade de rotação, permitem que os ensaios sejam melhor controlados e como consequência geram resultados mais confiáveis.

Pode-se concluir que equipamentos antigos podem ter um destino diferente do lixo. Podendo se tornar uma ferramenta facilitadora do aprendizado com aplicação da teoria aprendida em sala de aula na prática.

Esperamos que a máquina BUDD MBF-200 volte a ter muita utilidade para o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília, tanto do ponto de vista didático, auxiliando na aprendizagem dos alunos, quanto para a realização de novos ensaios propriamente ditos.

Finalmente, realizou-se um ensaio de fadiga até a ruptura do corpo de prova (aço 1020 e diâmetro de 5/8 pol) e a máquina e seus componentes se comportaram exatamente como esperado.

7 TRABALHOS FUTUROS

A partir deste Projeto de Graduação, muitos outros trabalhos podem ser desenvolvidos. Deixamos aqui algumas propostas de trabalhos a serem desenvolvidos futuramente:

- Realização de novos ensaios a fim de validar o trabalho aqui desenvolvido e buscar possíveis correções do trabalho desenvolvido.
- Desenvolvimento de uma bancada definitiva para o dispositivo contador de ciclos e medidor de velocidade de rotação.
- Realização de ensaios comparativos para a máquina com ou sem as modernizações, tendo em vista que todas as melhorias realizadas são reversíveis.
- Levantamentos de curvas de calibração do equipamento de contagem de ciclo e medição de velocidades.
- Determinação dos limites de aplicação dos equipamentos, ou seja, suas limitações.
- Aperfeiçoamento de outros componentes da máquina.
- Conclusão do manual na máquina em português. Esse trabalho foi iniciado e precisa ser concluído.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AFONSECA JR., L. M., **Estudo da viabilidade de uma bancada para ensaios de fadiga em tubulações**, Projeto de graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, 68p
- BRITO, A. A. S., **A Mecânica da Fratura**, Ingenium, Dossier de comunicações metalúrgicas e de materiais, ed. 51
- DA SILVA, B. L., **estratégia alternativa para a determinação do limiar de propagação de trincas através da teoria da distância crítica**, Dissertação de mestrado em ciência mecânicas, publicação ENM.DM-137^a/09, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, 88p
- DE OLIVEIRA, F., 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 – CA6NM**, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, 2004
- ENSAIO DE FADIGA, **Aula 15**, <http://www.scribd.com/doc/3969906/Aula-15-Ensaio-de-fadiga> (Acesso em 03/01/2011)
- FARNELL NEWARK, <http://www.farnell.com.br/> (Acesso em 10/06/2011)
- HIBELLER, R. C., **Resistência dos Materiais**, 5^a Ed., Rio de Janeiro, LTC, 2006
- KYOWA, **What's a strain gage? – Introduction to strain gages**, <http://www.kyowa-ei.com> (Acesso em 01/06/2011)
- LEE, Y., PAN, J., HATHAWAY, R., BARKEY, M., **Fatigue testing and analysis**, Burlington, Elsevier, 2005
- NORTON, R. L., **Projeto de máquinas**, 2^a Ed., Porto Alegre, Bookman, 2004
- PORTAL CÉLULAS DE CARGA, <http://www.celulasdecarga.com.br> (Acesso em 25/05/2011)
- QM - PROPRIEDADES MECÂNICAS,
http://paginas.fe.up.pt/~mcnunes/QMAR0708/propr_mec_QM.pdf (Acesso em 05/01/2011)
- SCARLET, C. L., ALMEIDA JR, J. R., BERTOLO, P. S., **Ensaio mecânicos dos materiais – Ensaio de fadiga: conceitos e métodos de aplicação**, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, <http://189.57.119.178/~miranda/ensaios/fad.pdf> (Acesso em 03/01/2011)
- SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G., **Projeto de engenharia mecânica**, 7^a Ed., Porto Alegre, Bookman, 2005
- SHIMADZU DO BRASIL, <http://www.shimadzu.com.br> (Acesso em 03/01/2011)
- TEIXEIRA, R. S., **Metodologia de análise de fadiga em componentes estruturais de aço baseado na Mecânica da Fratura**, Dissertação de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, MG, 2004

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Desenho técnico da Célula de Carga	62
Anexo II	Desenho esquemático do circuito do sistema de contagem de ciclos e medidor de velocidade	63

ANEXO I: Desenho Técnico da Célula de Carga

