

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SARAH SILVEIRA MENDES

**ESTUDO DA DINÂMICA DE LUBRIFICAÇÃO EM UM SISTEMA  
MECÂNICO MANCAL DESLIZANTE**

JUIZ DE FORA  
2014

SARAH SILVEIRA MENDES

**ESTUDO DA DINÂMICA DE LUBRIFICAÇÃO EM UM SISTEMA  
MECÂNICO MANCAL DESLIZANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado a Faculdade de Engenharia  
da Universidade Federal de Juiz de Fora,  
como requisito parcial para a obtenção do  
título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Dr. Rogério de Almeida Vieira

Co-orientador: Dr. Luiz Henrique Dias Alves

JUIZ DE FORA

2014

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Mendes, Sarah Silveira .

Estudo da Dinâmica de Lubrificação em um Sistema Mecânico Mancal Deslizante / Sarah Silveira Mendes. -- 2014.  
97 p. : il.

Orientador: Rogério de Almeida Vieira

Coorientador: Luiz Henrique Dias Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2014.

1. Tribologia. 2. Mancais de Deslizamento. 3. Lubrificação.  
I. Vieira, Rogério de Almeida , orient. II. Alves, Luiz Henrique Dias, coorient. III. Título.

# **ESTUDO DA DINÂMICA DE LUBRIFICAÇÃO EM UM SISTEMA MECÂNICO MANCAL DESLIZANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado a Faculdade de Engenharia  
da Universidade Federal de Juiz de Fora,  
como requisito parcial para a obtenção do  
título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_\_\_.

## **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Rogério de Almeida Vieira  
Universidade Federal de Juiz de Fora

---

Prof. Dr. Luiz Henrique Dias Alves  
Universidade Federal de Juiz de Fora

---

Prof. Vitor Mainenti Leal Lopes  
Universidade Federal de Juiz de Fora

## **AGRADECIMENTOS**

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais , Fernando e Rejane, pelo apoio, incentivo e amor incondicionais, sempre.

À minha irmã e amiga, Paula.

À Lúcia e Ana Vitória pelo apoio e companheirismo.

Aos meus avós pelo incentivo e amor.

Aos amigos Guilherme, Luis Fernando, Leonardo e Matheus, pelo apoio e ajuda possibilitando a realização deste trabalho.

Aos colegas das equipes UFJF Baja e Capivara pela ajuda prestada durante os ensaios e pela amizade.

Aos meus orientadores Professor Rogério Vieira e Luiz Henrique Alves , que me mostraram os caminhos a serem seguidos e me apoiaram nos momentos mais críticos.

A FCT, em especial ao Professor Marcos Borges, pela ajuda financeira prestada a este trabalho.

## RESUMO

MENDES, Sarah Silveira, *Estudo da Dinâmica de Lubrificação de um Sistema de Mecânico Mancais Deslizante*, Juiz de Fora: Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Juiz de Fora, 2014.

No presente estudo realizou-se a construção de um dispositivo de testes visando mapear e avaliar a superfície da bucha após ensaios em um sistema tribológico mancais deslizante. Objetivou-se verificar a importância da lubrificação em contatos metálicos como o encontrado no dispositivo mecânico em questão. Para isso, desenvolveu-se um equipamento com um eixo girante acoplado a um mancal de munhão. Foram fabricados corpos de prova no Laboratório de Processos de Fabricação na Faculdade de Engenharia da UFJF utilizando bronze TM 23 como material da bucha e aço 1045 como material do eixo. O experimento, realizado no mesmo laboratório, contou com 18 ensaios sendo, 6 combinações de parâmetros tribológicos e 3 repetições de cada para análise comparativa. Após os ensaios as amostras foram preparadas para análise de superfície no Laboratório de Metalografia da referida Faculdade. Desta forma, foi possível verificar a necessidade e importância de uma lubrificação adequada para a maior vida útil dos equipamentos, para a diminuição da energia dissipada pelo atrito, para a manutenção das características superficiais dos materiais e, também, para economias principalmente no setor industrial.

*Palavras Chaves:*

Tribologia, Mancais de Deslizamento, Lubrificação

## **ABSTRACT**

MENDES, Sarah Silveira, *Study of the Dynamics of Lubrication in a Mechanical System Journal Bearing*, Juiz de Fora: Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Juiz de Fora, 2014.

In the present study it was carried out the construction of a test device to map and to analyze the surface of the bearing liner after tests in a tribological system journal bearing. The aim of this study was to verify the importance of lubrication in metal contacts as found in mechanical device in question. For this reason, it was developed a device with a rotating shaft coupled to a journal bearing. Tests specimen were manufactured in the Laboratory of Manufacturing Processes from the Faculty of Engineering at Federal University of Juiz de Fora using bronze TM 23 as the material of the bearing liner and steel 1045 in the shaft. The experiments were conducted in the same laboratory, were performed 18 tests, 6 combinations of tribologicals parameters and 3 repetitions of each for comparative analysis. After testing them, the samples were prepared for analysis of their surface in the Laboratory of Metallography of the Faculty of Engineering. This way, it was possible to verify the need and importance of a proper lubrication for the life of the equipment, for the reduction of the energy dissipated by friction, to the maintenance of superficial characteristics of the materials and, also, for economies mainly in the industrial sector.

*Keywords:*

Tribology, Journal Bearing,, Lubrication

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Economias apresentadas pelo relatório Josh ( Stoeterau, 2014).....	16
Figura 2 - Desenvolvimento da locomoção através da história ( Stoeterau, 2014) ...	18
Figura 3 - Baixo relevo restaurado, Kouyunjik, 700 A.C. (Frene, 1977) .....	22
Figura 4 - Estátua sendo transportada, tumba de Djehutihotep, El-Bersh -Bershed, 1800 ac (Al-Ahram Weekly, 5-11 August 2004, issue 702) .....	22
Figura 5 - Dispositivos de teste para os estudos sobre atrito, Leonardo da Vinci (Frene, 1977).....	23
Figura 6 - Dispositivos utilizados por Coulomb para o estudo do atrito ( Frene, 1977) .....	24
Figura 7 - Representação esquemática do mancal parcial utilizado por Tower (Budynas, 2011) .....	26
Figura 8 - Curva de Striebeck (Frene, 1977) .....	29
Figura 9 - Vista esquemática de uma interface entre duas superfícies (Stoeterau, 2014) .....	34
Figura 10 - Topografia e camadas superficiais de uma peça usinada (Stoeterau, 2014) .....	35
Figura 11 - Termos básicos para a medição de uma superfície (Stoeterau, 2014) ...	36
Figura 12 - Definição de rugosidade Ra (Stoeterau, 2014) .....	37
Figura 13 - Parâmetro de rugosidade Rz (Brunetti, 2012).....	38
Figura 14 - Experimento para a determinação da força de atrito (Stoeterau, 2014)..	39
Figura 15 - Ilustração esquemática de filmes em uma superfície metálica ( Stoeterau, 2014) .....	40
Figura 16 - Marca típica causada por atrito severo (Stoeterau, 2014) .....	41
Figura 17 - Marcas típicas produzidas por atrito moderado (Stoeterau, 2014) .....	41
Figura 18 - Diagrama de barras mostrando os coeficientes de atrito para as diferentes condições de lubrificação (Vieira, 2011) .....	44
Figura 19 - Lubrificação do mancal de munhão. As folgas do mancal estão exageradas (Juvinal,2013) .....	45
Figura 20 - Diagrama viscosidade-temperatura em unidades usadas nos Estados Unidos ( Shigley, 1984) .....	47



Figura 21 - Mancal de munhão com anel lubrificador (Juvinal, 2013) .....	51
Figura 22 - Mancal com anel lubrificador (Juvinal, 2013) .....	51
Figura 23 - Diagrama polar da distribuição da pressão do filme mostrando a notação utilizada (Juvinal, 2013).....	56
Figura 24 - Carta para a variável coeficiente de atrito (Juvinal, 2013).....	56
Figura 25 - Carta para a determinação da pressão máxima do filme ( Juvinal, 2013) .....	57
Figura 26 - Carta para as posições de pressão máxima do filme e término do filme (Juvinal, 2013).....	57
Figura 27 - Carta para a variável espessura mínima do filme (Juvinal, 2013).....	58
Figura 28 - Carta para a determinação da posição da espessura mínima do filme (Juvinal, 2013).....	58
Figura 29 - Carta para a variável fluxo .....	59
Figura 30 - Carta para a relação entre o fluxo lateral e o fluxo total (Juvinal, 2013).	60
Figura 31 - Exemplo de tabela que fornece os valores de dureza Brinell normal, em função de um diâmetro de impressão d (Fonte: Norma ABNT NBR NM ISO 6506-1:2010).....	64
Figura 32 - Fatores de carga para o ensaio de dureza Brinell ( Fonte: Adaptado na Norma ABNT NBR NM ISO 6506-1:2010) .....	64
Figura 33 - Escalas de Dureza Rockwell ( Callister, 2005) .....	65
Figura 34 - Técnicas de ensaio de dureza (Shackelford, 2008). .....	67
Figura 35 - Comparação entre várias escalas de dureza (Callister, 2007).....	68
Figura 36 - Equipamento de Análise de Dureza Rockwell C do Laboratório de Resistência dos Materiais da Faculdade de Engenharia de Juiz de Fora .....	71
Figura 37 - Equipamento de Análise de Dureza Vickers e Brinell do Laboratório de Resistência dos Materiais da Faculdade de Engenharia de Juiz de Fora .....	72
Figura 38 - Mancal utilizado nos ensaios ( Fonte: Autora) .....	74
Figura 39 - Motor com 1750 rpm utilizado na primeira fase dos ensaios ( Fonte: Autora) .....	74
Figura 40 - Motor com 3400 rpm utilizado na segunda fase dos ensaios ( Fonte: Autora) .....	75
Figura 41 - Acomplamento utilizado nos ensaios ( Fonte: Autora).....	75
Figura 42 - Equipamento com o ensaio de banho de óleo e motor 1750 rpm ( Fonte: Autora) .....	76

Figura 43 - Equipamento com o ensaio de graxa e motor 3400 rpm( Fonte: Autora)	76
Figura 44 - Eixos recém cortados (Fonte: Autora).....	79
Figura 45 - Tarugo de bronze TM 23 ( Fonte: Autora).....	79
Figura 46 - Bucha de bronze padrão e parte do mancal ( Fonte: Autora) .....	80
Figura 47 - Bancada de análise do Laboratório de metalografia - UFJF (Fonte: Autora) .....	82
Figura 48 - Software utilizado para a aquisição das imagens do microscópio ( Fonte: Autora) .....	83
Figura 49 - Rugosímetro utilizado nas análises ( Fonte: Autora).....	84
Figura 50 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 1750 prm ( Fonte: Autora) .....	87
Figura 51 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 3400 rpm - detalhe da usinagem da borda ( Fonte: Autora).....	88
Figura 52 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora) .....	88
Figura 53 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de graxa e rotação de 1750 prm ( Fonte: Autora) .....	89
Figura 54 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de graxa e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora) .....	90
Figura 55 - Superfície da bucha ensaiada sem lubrificação e rotação de 1750 rpm ( Fonte: Autora) .....	91
Figura 56 - Superfície da bucha ensaiada sem lubrificação e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora) .....	92
Figura 57- Valores médios de Rz para cada condição ensaiada .....	94
Figura 58 - Valores médios de Ra para cada condição ensaiada .....	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros comuns utilizados na caracterização de contatos tribológicos ( Stachowiak, 2004).....	32
Tabela 2 - Desvios de forma de superfícies técnicas DIN 4760 (Stoeterau, 2014) ...	36
Tabela 3 - Comparação da lubrificação com graxa e a óleo ( NTN, 2014).....	54
Tabela 4 - Escala de Mohs 1822 ( Adaptado pela autora de Calister 2007) .....	62
Tabela 5 - Composição química do bronze de acordo com o fabricante (Termomecânica, 2010) .....	69
Tabela 6 - Características mecânicas médias do bronze de acordo com o fabricante (Termomecânica, 2010) .....	70
Tabela 7 - Composição química preferencial do aço 1045 ( Gerdau, 2014) .....	70
Tabela 8 - Propriedades do óleo SAE 20W-50 de acordo com o fabricante (Cosan Combustíveis e Lubrificantes, 2009) .....	77
Tabela 9 - Propriedades da graxa de acordo com o fabricante (Lubrax, 2012).....	77
Tabela 10 - Valores das propriedades do mancal a partir das cartas de Raimondi e Boyd .....	78
Tabela 11 - Valores das propriedades do mancal a partir das cartas de Raimondi e Boyd .....	78
Tabela 12 - Valores calculados para o mancal a partir das Tabelas 9 e 10 .....	78
Tabela 13 - Tabela com as combinações de parâmetros testadas .....	80
Tabela 14 - Medição da Dureza Brinell do eixo e da bucha .....	85
Tabela 15 - Medição da Dureza Vickers do eixo e da bucha .....	86
Tabela 16 - Medição da Dureza Rockwell C do eixo .....	86
Tabela 17 - Valores médios de Rz e Ra das superfícies ensaiadas .....	95

## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

M.K.S. - Sistema de unidades, acrônimo maiúsculo para metro–kg (quilograma)–segundo

C.G.S. - Sistema de unidades, acrônimo maiúsculo para centímetro–grama–segundo

Ar- Área real de contato

Aa - Área de contato aparente

$\lambda$  - Coeficiente de atrito

C - Carbono

cSt - centiStokes

$\varepsilon$  - Espessura média da película lubrificante

EHD - Lubrificação elasto-hidrodinâmica

D - Diâmetro de impressão do penetrador na peça

D - Diâmetro do penetrador

f - Força de atrito

F - Força

H – Espessura de filme de óleo

HB – Dureza Brinell

HD – Lubrificação hidrodinâmica

HRC - Dureza Rockwell C

HRB – Dureza Rockwell B

HV – Dureza Vickers

Kgf - Quilograma força

Lm – Linha média

Lr – Trecho de Lm

Mn – Manganês

Mr1 – Fração de contato mínimo no núcleo do perfil

Mr2 – Fração de contato máxima no núcleo do perfil

$\mu$  – Viscosidade

N – Velocidade de rotação

P – Fósforo

P- Pressão média do filme

pmax- Pressão máxima na película de lubrificante

Q – Contato

Ra - Rugosidade média dos desvios do perfil

Rk – Rugosidade média do núcleo do perfil

Rmax – Rugosidade máxima

Rpk – Rugosidade média dos picos

Rvk – Rugosidade média dos vales

Rz – Rugosidade média das rugosidades singulares

rpm - Rotação por minuto

S - Enxofre

V - Velocidade

W - Carga no mancal

# SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	4
<b>RESUMO</b> .....	5
<b>ABSTRACT</b> .....	6
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	7
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	10
<b>LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS</b> .....	11
<b>SUMÁRIO</b> .....	13
<b>1- INTRODUÇÃO</b> .....	15
1.1- JUSTIFICATIVA.....	17
1.2- OBJETIVO.....	18
<b>1.2.1- Objetivo Geral</b> .....	18
<b>1.2.2- Objetivos Específicos</b> .....	18
1.3- METODOLOGIA.....	19
1.4- ESTRUTURA DO TRABALHO.....	19
<b>2- REVISÃO DE LITERATURA</b> .....	21
2.1- HISTÓRICO.....	21
2.2. - TRIBOLOGIA.....	31
<b>2.2.1- Tribossistema</b> .....	31
<b>2.2.2 – Natureza das Superfícies</b> .....	33
<b>2.2.3 - Rugosidade</b> .....	35
<b>2.2.4 - Atrito</b> .....	38
<b>2.2.5 - Lubrificação</b> .....	42
<b>2.2.6 - Viscosidade</b> .....	46
<b>2.2.7 – Desgaste</b> .....	47
<b>2.2.8 – Análise de superfícies</b> .....	49
2.3 – MANCAIS DE DESLIZAMENTO.....	50
<b>2.3.1 - Tipos de Mancais</b> .....	51
<b>2.3.2 - Buchas</b> .....	52
<b>2.3.3 - Provedimento de lubrificação em um mancal</b> .....	53
<b>2.3.4 – Cartas de Projeto para Mancais</b> .....	54

2.5 - PROPRIEDADES MECÂNICAS .....	60
<b>2.5.1 – Deformação</b> .....	60
<b>2.5.2 - Dureza</b> .....	61
<b>3- METODOLOGIA, EQUIPAMENTOS E MATERIAIS</b> .....	69
3.1. CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS .....	69
<b>3.1.1 – Ensaio de Dureza</b> .....	71
3.2. ENSAIOS DE DESGASTE.....	73
<b>3.2.2 - Descrição do equipamento</b> .....	73
3.3. ELABORAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA.....	77
3.4. ENSAIOS DE DESGASTE.....	80
3.5. ANÁLISE DAS SUPERFÍCIES DESGASTADAS.....	81
<b>4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	85
4.1. VALORES DE DUREZA OBTIDOS .....	85
4.2. FOTOMICROGRAFIA DAS SUPERFÍCIES ENSAIADAS .....	86
4.3. ANÁLISE DE RUGOSIDADE DAS SUPERFÍCIES.....	93
<b>5- CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	96
5.1- CONCLUSÃO .....	96
5.2 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	96
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	98

## 1- INTRODUÇÃO

No início dos anos 1960 houve um aumento acentuado no relato de falhas das instalações e das máquinas devido ao desgaste e causas associadas, algumas causando pesadas perdas financeiras. Esta tendência foi reconhecida por especialistas interessados nos temas de atrito, desgaste e lubrificação. Inúmeros trabalhos abordando várias facetas destes temas foram apresentados desde então.

A palavra tribologia, definida na década de 1960 como "a ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo e assuntos e práticas relacionados", vem do grego *τριβω* 'tribo' significando "esfregar, atritar, friccionar", e *λόγος* 'logos' significando 'estudo'. Na Inglaterra, a aceleração recente no campo da tribologia se deve muito ao relatório, publicado em 1966, pelo Departamento de Educação e Ciência, *Lubrication (Tribology, Education and Research)* (STOETERAU, 2014; BHUSHAN, 2013). Esse relatório, chamado de relatório Jost, sugeriu que esse país poderia economizar 515 milhões de libras por ano com a aplicação de melhores práticas tribológicas. Essa soma enorme resulta das parcelas de economia mostradas na Figura 1, devendo-se lembrar que tais custos incluem a perda de produção conseqüentes das falhas tribológicas na indústria (STOETERAU, 2014).



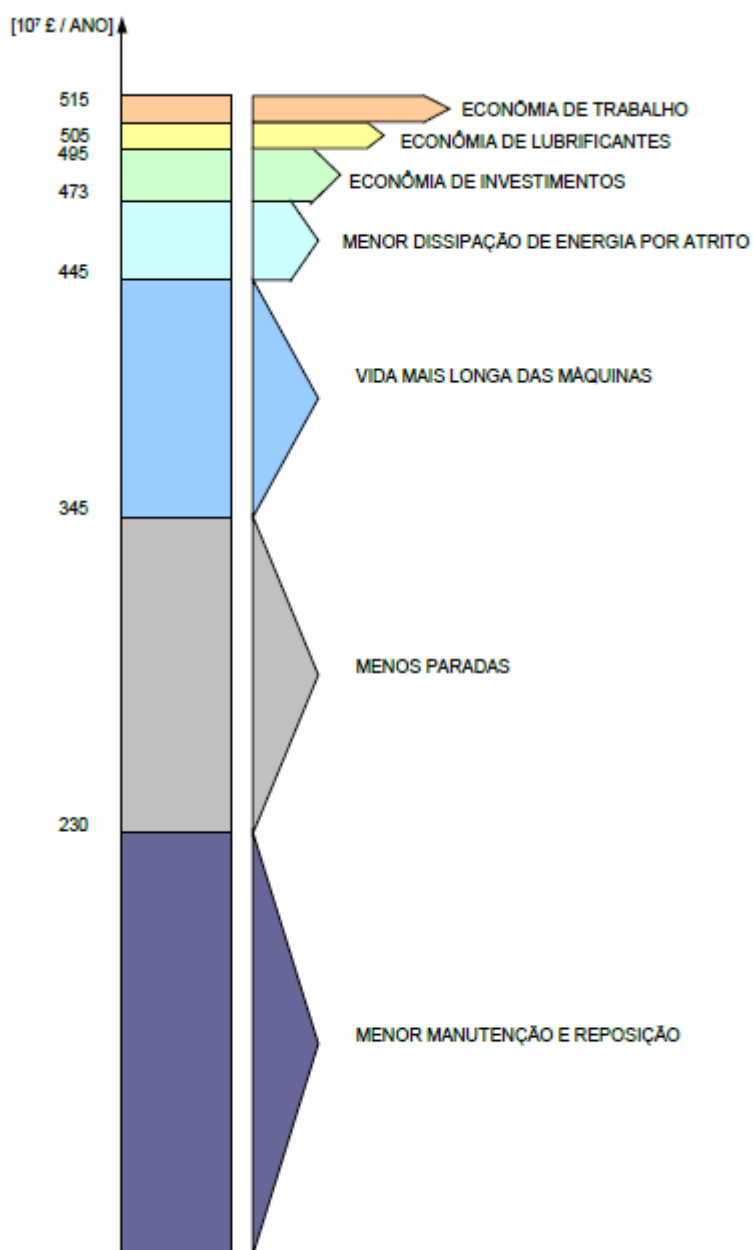


Figura 1 - Economias apresentadas pelo relatório Josh ( Stoeterau, 2014)

A economia obtida em casos individuais devido a aplicação dos conhecimentos tribológicos é muito pequena. Porém, devido à enorme quantidade de contatos tribológicos nas máquinas, uma pequena economia em cada um deles permite alcançar somas significativas. É sabido que cerca de metade da energia produzida no mundo é utilizada para vencer o atrito, o que permite deduzir que melhores projetos tribológicos têm significado considerável no futuro da própria humanidade.

O estudo de máquinas rotativas ocupa uma posição destacada no contexto de máquinas e estruturas em vista da significativa quantidade de fenômenos típicos na operação desses equipamentos. A existência de um componente rotativo apoiado em mancais e transmitindo potência cria uma família de problemas que são encontrados nas mais diversas máquinas, tais como compressores, turbinas, bombas, motores, turbinas de grande e pequeno porte, entre outros. Estes equipamentos muitas vezes são parte integrante de plantas de produção ou centrais de geração de energia, sendo que uma parada imprevista pode acarretar grandes perdas financeiras, perdas materiais e perdas de vidas. Por esse motivo, fica evidente a necessidade de amplo entendimento dos fenômenos ligados às máquinas rotativas, mais significativamente, em relação aos componentes de interface entre componentes fixos e móveis, como se configuram os mancais hidrodinâmicos (Castro, 2007).

### 1.1- JUSTIFICATIVA

A necessidade de nosso envolvimento com problemas tribológicos de atrito e desgaste é perfeitamente justificável pois esses fenômenos afetam quase todos os aspectos de nossa vida. Não estão restritos as máquinas que usamos e a seus mancais. Nos seres humanos e animais a ação de juntas é uma situação tribológica e a cura de doenças como a artrite é devida, em grande parte, ao conhecimento dos tribologistas.

Devido a natureza essencial da lubrificação em sistemas mecânicos rotativos, o entendimento de seus modelos, seus mecanismos, suas funções e seus conceitos torna-se fundamental.

Podemos verificar o efeito do atrito na evolução considerando o desenvolvimento do movimento de translação sobre a superfície terrestre ao longo do tempo. Na Figura 2 a resistência à translação é representada pela relação resistência/peso, a qual pode ser considerada como um coeficiente de atrito equivalente  $\lambda$ . O gráfico mostra, ao longo da linha G, como evoluiu a facilidade translação com o tempo, desde os primeiros movimentos rastejantes, até o movimento dos atletas modernos. Note-se que as escalas na figura não são lineares mas logarítmicas, o que torna a forma das curvas um tanto enganosas. O homem moderno, a partir de cerca de 10.000 anos atrás, usou sua inventividade para obter

melhores desempenhos do que o permitido pelo desenvolvimento fisiológico dos animais. O uso de lubrificantes e o desenvolvimento da roda mostraram-se muito vantajosos, como pode ser verificado pela linha M (STOETERAU, 2004).

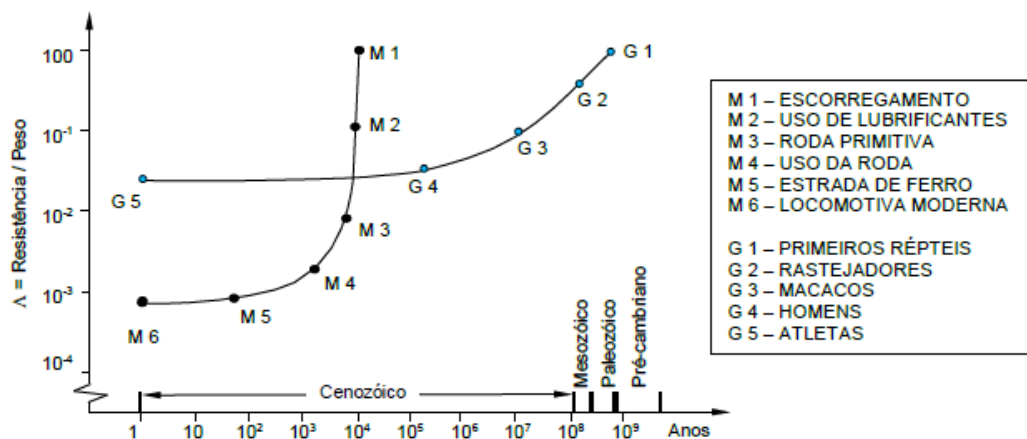


Figura 2 - Desenvolvimento da locomoção através da história (Stoeterau, 2014)

Sabe-se que desde os primórdios da humanidade, o ser humano busca desenvolver modos de superar o atrito, devido a impossibilidade de se acabar completamente com o mesmo. Uma lubrificação adequada previne o desgaste precoce de peças e o aquecimento indesejado. Desse modo, entender e estudar a importância e os benefícios advindos do estudo do desgaste ocorrido após testes experimentais em mancais hidrodinâmicos é extremamente importante.

## 1.2- OBJETIVO

### 1.2.1- Objetivo Geral

O presente estudo tem por intuito analisar a importância da lubrificação através de um sistema mecânico eixo-bucha em um mancal de deslizamento.

### 1.2.2- Objetivos Específicos

- Estudar o desgaste superficial ocorrido na bucha do par bucha-eixo de um mancal de deslizamento.

- Analisar a superfície resultante na bucha da variação dos parâmetros encolhidos (material da bucha, material do eixo, velocidade de rotação e lubrificação).

### 1.3- METODOLOGIA

Com o intuito de avaliar o desgaste em diferentes condições de operação, foi necessário projetar e fabricar um sistema tribológico em que alguns parâmetros variavam. Os parâmetros escolhidos devido as limitações de estrutura para serem variados foram a rotação e a condição de lubrificação. Foram mantidos constantes o material do eixo e da bucha, a força aplicada no sistema.

Foi fornecido pela Universidade material para a fabricação do sistema de lubrificação e para a fabricação dos corpos de prova. O espaço cedido para os ensaios foi o Laboratório de Processos de Fabricação. Para a análise dos corpos de prova após os ensaios, foi utilizado o microscópio do Laboratório de Metalografia do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica.

### 1.4- ESTRUTURA DO TRABALHO

O conteúdo deste trabalho inicia-se com o Capítulo 1 - Introdução apresentando a justificativa da escolha do tema abordado, os objetivos e a metodologia . Uma revisão bibliográfica que consta no Capítulo 2 sobre a tribologia, desde os primórdios da humanidade com a invenção da roda para superar o atrito no transporte de grandes objetos até o desenvolvimento das definições, das equações e dos modelos utilizados atualmente para a criação de sistemas mecânicos.

Uma revisão dos conceitos básicos também é apresentada no Capítulo 2, tais como tribologia, natureza das superfícies, tipos de lubrificação e lubrificantes, viscosidade, desgaste, mancais de deslizamento, dureza e análise das superfícies.

No Capítulo 3, é descrita a metodologia, os equipamentos e os materiais. Os ensaios de dureza com os materiais dos corpos de prova são discriminados. A fabricação das peças do equipamento e montagem dele são especificadas juntamente

com a fabricação dos corpos de prova e descrição do dispositivo de testes. Por fim a metodologia dos ensaios é apresentada e especificada.

No Capítulo 4, denominado Apresentação e Discursão dos Resultados, são apresentados os diversos resultados obtidos. São expostos e analisadas as superfícies das buchas após os ensaios. Os resultados das diferentes combinações de parâmetros são comparados entre si, e também com a teoria apresentada no Capítulo 2.

Finalmente, no Capítulo 5, serão apresentados conclusões e comentários pertinentes.

## 2- REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1- HISTÓRICO

A superação do atrito é uma necessidade existente desde os primórdios da história e afetou o desenvolvimento da civilização de várias formas. Uma das primeiras soluções para este fenômeno foi a criação da roda, cuja invenção data de aproximadamente 4000 a.c.. É conhecido o uso de brocas durante o período paleolítico, que eram apoiadas em mancais feitos de chifres ou ossos e serviam para fazer furos e produzir fogo. É possível supor que o desenvolvimento dos primeiros mancais progrediu a partir do momento em que o homem começou a empregar o movimento rotativo. As rodas de oleiro, utilizadas em 2.000 A.C. empregavam mancais de pedra polida. O mais antigo registro do uso de rodas em veículos provem de tábuas da Suméria, na antiga Babilônia, e datam de 3.500 A.C.. Os lubrificantes foram, também, empregados neste período, o que foi constatado pela abertura de tumbas do Egito antigo. Uma carruagem lá encontrada continha lubrificante animal, possivelmente sebo de boi ou de carneiro nos mancais das rodas ( STOETERAU, 2014).

Os egípcios antigos são conhecidos por terem usado troncos e água para movimentar objetos. Um baixo-relevo assírio em Kouyunjik, datado de 700 a.c., mostra claramente o uso rolos de madeira para mover uma estátua (Figura 3). Essa técnica, conhecida por mais de 5.000 anos, permite que o atrito seja diminuído com a substituição por material rolante. O trabalho de Bowden e Tabor de 1950 fornecem os seguintes valores para o coeficiente de atrito entre madeira e madeira: 0,2 para madeira molhada e de 0,25 a 0,50 para madeira seca e limpa ( STOETERAU, 2014).

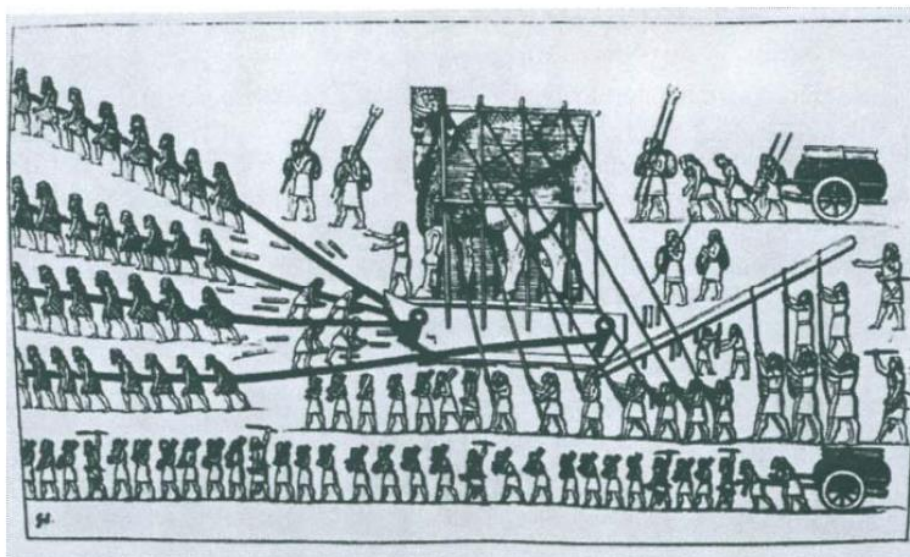


Figura 3 - Baixo relevo restaurado, Kouyunjik, 700 A.C. (Frene, 1977)

Cientistas da FOM Foundation e da Universidade de Amsterdã publicaram em 29 abril 2014 na *Physical Review Letters* a descoberta que os egípcios antigos utilizavam uma pequena quantidade de água e areia na locomoção de grandes objetos. Uma pintura de parede descoberta no antigo túmulo de Djehutihotep (Figura 4), que remonta a cerca de 1800 a.c., evidência o uso de lubrificantes para auxiliar no transporte de objetos, retrata 172 homens a transportar uma imensa estátua usando cordas ligadas a um trenó e um homem aplicando alguma espécie de lubrificante na frente do trenó.

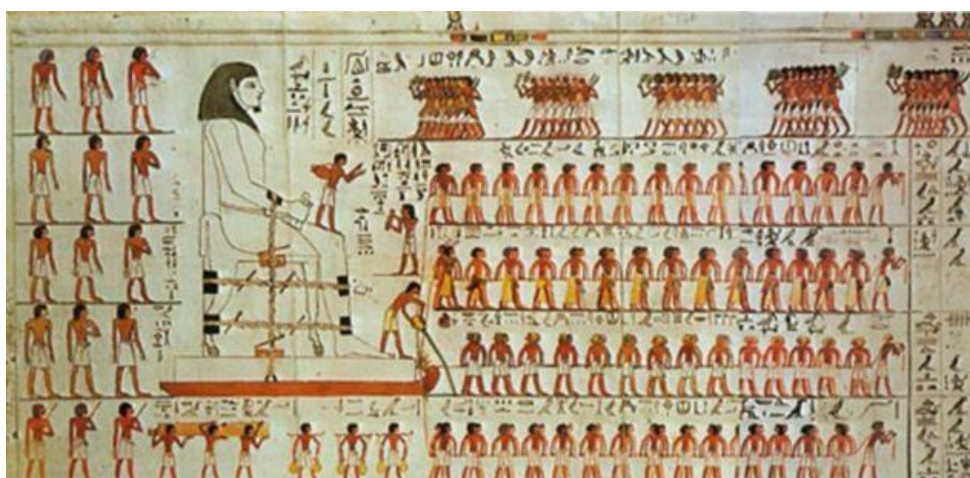


Figura 4 - Estátua sendo transportada, tumba de Djehutihotep, El-Bersh -Bershed, 1800 ac (Al-Ahram Weekly, 5-11 August 2004, issue 702)

Durante a Renascença, em 1495, foram postuladas leis empíricas para o atrito pelo pensador italiano Leonardo Da Vinci (1452-1519) ( Figura 5).

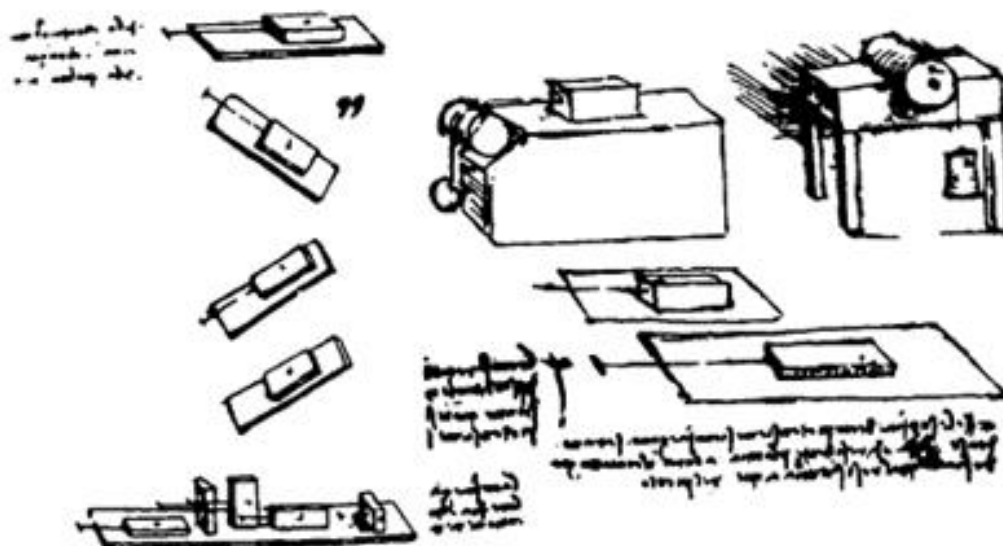


Figura 5 - Dispositivos de teste para os estudos sobre atrito, Leonardo da Vinci (Frene, 1977)

Nelas foi estabelecido que o atrito é independente da área de contato e é proporcional ao carregamento. Estas leis básicas também foram estudadas em 1699 pelo físico francês Guillaume Amontons (1663-1705).

Porém, somente com o posterior estudo das mesmas pelo engenheiro militar francês Charles August Coulomb (1736-1806), em 1785, que adquiriram-se, assim, a forma atual. Em seu trabalho, Coulomb teceu primeiramente sobre o deslizamento de superfícies, em seguida sobre a rigidez de cordas e finalmente sobre o atrito de partes rotativas conforme dado na Figura 6.



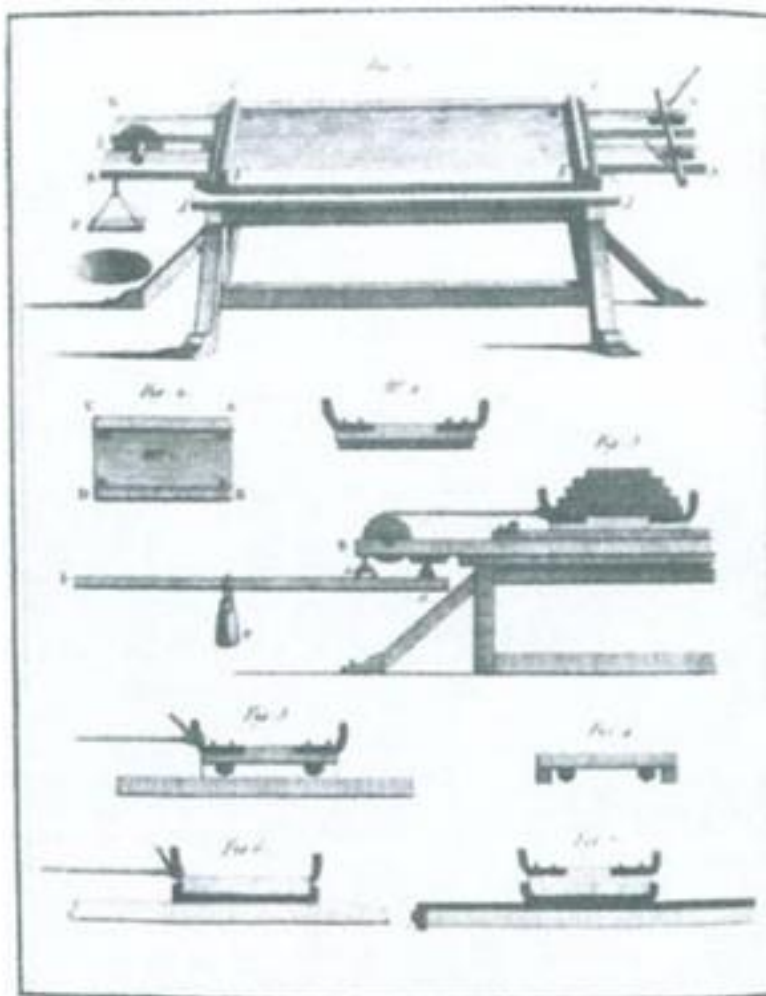


Figura 6 - Dispositivos utilizados por Coulomb para o estudo do atrito ( FRENE, 1977)

Também, postulou uma terceira lei, que afirma que a força de atrito independe da velocidade uma vez o movimento iniciado, estabelecendo assim, a diferença entre atrito estático e o atrito dinâmico. As conclusões de Coulomb sobre a natureza do atrito dominaram o pensamento no campo por mais de um século e meio, e vários de suas concepções continuam em uso.

As equações governantes do fluxo de fluido dentro de um tubo de pequeno diâmetro foram estabelecidas, entre os anos de 1840 e 1846, por Jean Louis Marie Poiseuille (1799-1869), descrevendo, assim, o fluxo sanguíneo em vasos. O nome Poiseuille foi dado para a unidade de medida da viscosidade dinâmica no sistema M.K.S.. E desde 1913 é adotado o nome Poise para a viscosidade dinâmica no sistema C.G.S..

Muitos trabalhos referentes a lubrificação remetem ao final do século 19, provenientes da necessidade de obtenção de maiores conhecimentos sobre esta área devido a Revolução Industrial. Os pioneiros neste campo foram dois britânicos Osborne Reynolds (1842- 1912) e Beauchamp Tower (1845-1904) e o russo Nicolai P. Petrov (1836- 1920), sendo que seus trabalhos são válidos até os dias atuais.

A concepção dos conceitos inciou-se quando Petrov formulou, em 1883, o elo entre força de atrito e os parâmetros de um mancal. Postulou que a principal propriedade de um fluido, para o atrito, é a viscosidade, e que a natureza do atrito em um mancal não era resultado do contato entre duas superfícies, mas sim do cisalhamento interno do fluido na interface. Ou seja, Petrov propôs a natureza do atrito hidrodinâmico em mancais. Sua mais notável contribuição foi a demonstração de que o atrito  $F$  do mancal é proporcional a velocidade  $v$ , a área de contato  $Q$  e a viscosidade  $\mu$ ; propondo assim a relação:

$$F = \frac{(\mu \cdot v \cdot Q)}{\epsilon + \frac{\mu}{\lambda_1} + \frac{\mu}{\lambda_2}} \quad (1)$$

Onde  $\epsilon$  representa a espessura média da película lubrificante e  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  coeficientes a serem levados em conta a possibilidade do fluido deslizar nas paredes. Nesta lei, conhecida como lei de Petrov, o caso geral aproximado para mancais sem carregamento com  $\mu/\lambda_1 + \mu/\lambda_2 = 0$ , já que não existe deslizamento nas paredes.

Entretanto, Petrov não foi capaz de expandir sua visão da natureza do atrito para a da capacidade de carga em mancais. Esse fundamento foi descoberto por Beauchamp Tower.

A partir de 1882 Tower empregado pelo *The Institution of Mechanical Engineers* realizou pesquisas sobre o atrito em mancais de deslizamento de estradas de ferro. Em seus experimentos Tower utilizou um mancal parcial (Figura 7), possuindo diâmetro de 101,6 mm, um comprimento de 152,4 mm, um arco de mancal de 157° e utilizando lubrificação do tipo banho de óleo (SHIGLEY 1981).

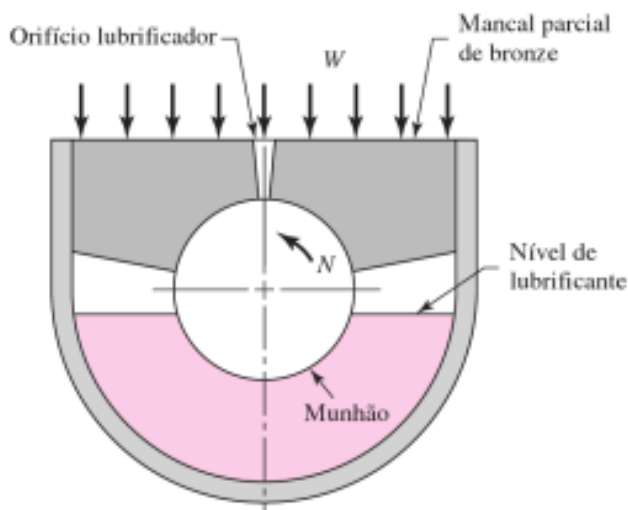


Figura 7 - Representação esquemática do mancal parcial utilizado por Tower (Budynas, 2011)

Durante estes testes foi observado um coeficiente de atrito bastante baixos. Em sua primeira publicação - *First Report on Friction Experiments* (1883) - Tower concluiu que as leis de atrito líquido eram mais adequadas do que as de atrito sólido (leis de Coulomb). Além disso, foi estabelecido, por Tower, que o atrito depende um pouco da carga, aumenta com a velocidade e diminui rapidamente com o aumento da temperatura (FRENE, 1990).

Na fase final de sua pesquisa, Tower decidiu usar um furo de lubrificação no topo de 12,7 mm de diâmetro (TOWER apud SHIGLEY, 1981). Ao pôr o aparato em movimento o lubrificante fluiu através do orifício para fora. Foi, então, introduzida uma rolha no orifício para impedir o vazamento, esta, porém, foi ejetada do furo. Estas observações juntamente com a incapacidade de medir a alta pressão do fluido no orifício provaram pela primeira vez a existência da pressão hidrodinâmica em um mancal. Em sua segunda publicação – *Second Report on Friction Experiments* (1885), Tower apresentou as distribuições de pressão e medidas no mancal.

Apesar de terem criado o conceito de lubrificação hidrodinâmica, Petrov e Tower obtiveram seus resultados apenas de maneira experimental. O desenvolvimento da base teórica foi elaborado por Osborne Reynolds.

O. Reynolds publicou, em 1886, o estudo intitulado “*On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower’s Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*” em que estabeleceu a teoria moderna da lubrificação hidrodinâmica a fim de explicar os resultados obtidos por Tower.

Na parte inicial do seu estudo Reynolds discorre sobre os resultados obtidos por Tower. Demonstrou que quando um fluido lubrificante separa completamente as superfícies (apesar dessa concepção não ser nova, sendo anteriormente proposta por Leupold em 1735, Leslie em 1804, Rennie em 1829, Adams em 1853 e Hirn em 1854 (STACHOWIAK, 2004), o atrito não é proporcional a velocidade, já que o aumento na temperatura do filme reduz o valor da viscosidade do fluido e com isso o atrito.

Na segunda seção de seu estudo Reynolds analisa películas simples entre planos paralelos deslizantes. É dada por ele a explicação física para a capacidade de carga sendo devida a conservação do fluxo na cunha de óleo.

Reynolds também apresenta em seu estudo as hipóteses básicas da lubrificação hidrodinâmica, determinando assim a equação diferencial que representa o perfil de pressões entre duas superfícies em movimento devido à variação da pressão interna no filme de fluido existente entre essas duas superfícies. Em seu trabalho esta equação foi apontada com o seguinte aspecto

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left\{ (U_0 + U_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 2V_1 \right\} \quad (2)$$

Onde  $x$  é a coordenada na direção de  $U$ ,  $z$  é a coordenada normal a  $U$ ,  $h$  é a espessura de filme de óleo,  $p$  é a pressão hidrodinâmica,  $\mu$  é a viscosidade do fluido,  $U_0$  e  $U_1$  as velocidades lineares do alojamento e do eixo, respectivamente, e  $V$  é a velocidade na direção normal. Esta equação diferencial conhecida pelo nome de Equação Reynolds foi obtida a partir de algumas simplificações nas equações de Navier-Stokes.

Na parte final de seu estudo, Reynolds integra a equação para o caso de um mancal infinitamente longo numa tentativa de obter uma solução. Porém, sem sucesso, dado a natureza laboriosa e a solução ser apenas aceita para os casos de mancais de carregamento leve (FRENE, 1990).

Assim, Arnold Johannes Wilhelm Sommerfeld (1868-1951), em 1904, utilizou a simplificação para mancais infinitamente longos e obteve sucesso no desenvolvimento da expressão analítica explícita para a distribuição de pressão, carregamento, lugar geométrico do eixo e coeficiente de atrito desconsiderando vazamento lateral. Entretanto, as condições de contorno adotadas por Sommerfeld

não levavam em conta a ruptura da película lubrificante e a distribuição de pressão é negativa na zona divergente do filme, não correspondendo assim a realidade.

Em 1932, Herbert Walker Swift (1894-1960) e, em 1933, W. Stieber apresentaram condições de contorno representando a saída do filme mais realísticas, sendo até hoje universalmente usadas para o cálculo de mancais com carga constante. Um método numérico para a solução da equação de Reynolds utilizando as condições de contorno propostas por Swift e Stieber foi formulada por Christopherson em 1941.

A primeira aproximação teórica dos efeitos térmicos da lubrificação hidrodinâmica foram realizados, em 1933, por Kingsbury, e em 1962 Duncan Dowson apresentou a equação geral da lubrificação termo-hidrodinâmica.

As soluções numéricas para mancais finitos da equação de Reynolds foram primeiramente propostas por Cameron e Wood em 1949, e depois por Pinkus (1956), Raymondi e Boyd em 1958. Sendo que Pinkus foi o primeiro a utilizar os computadores para resolver a equação de Reynolds completa, com as condições de contorno adequadas. Ele obteve a solução para mancais circulares, e também para mancais elípticos e trilobados (FRENE, 1980).

A utilização de fluidos com baixa viscosidade como lubrificantes juntamente com o aumento da velocidade e o tamanho do mancal leva a mudanças no regime de fluxo da película lubrificante. Noticiado primeiramente por M. Couette em 1890 (fluxo entre dois cilindros coaxiais) e posteriormente analisado por G. I. Taylor em 1923, este fenômeno foi enfatizado em 1950 por Donald Wilcock.

L.D. Girard, em 1865, demonstrou o efeito da separação de superfícies e diminuição do atrito devido a injeção de óleo sob pressão, este fenômeno é conhecido como lubrificação hidrostática. Lord Rayleigh, em 1917, tornou-se pioneiro neste campo ao calcular a carga e o torque de atrito de um mancal hidrodinâmico. Os sistemas hidrostáticos são utilizados atualmente em máquinas de alta precisão e instrumentos de medidas.

O contato entre um cilindro e um plano e entre uma esfera e um plano foi estudado, em 1881, por Heinrich Rudolph Hertz (1857-1894). Em seus trabalhos foram calculados teoricamente as tensões e deformações do contato entre os objetos sem atrito. Por não levar em conta o fluido lubrificante, a Teoria de Hertz não descreve completamente a operação de um contato lubrificado.

Convenientemente a curva de atrito versus espessura do filme (Figura 8 ), primeiramente obtida por Richard Striebeck (1861-1950), em 1902, é ainda utilizada na representação de diversos tipos de lubrificação.

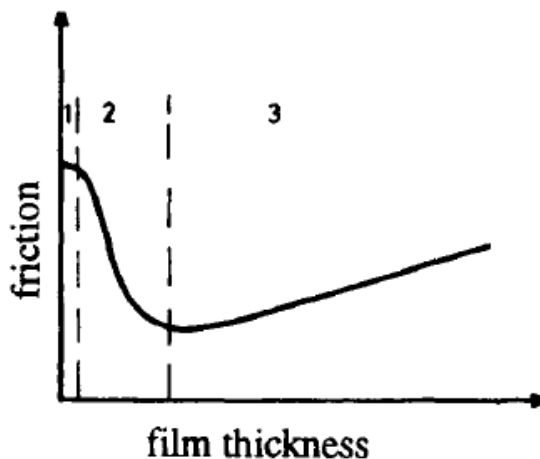


Figura 8 - Curva de Striebeck (Frene, 1977)

Esta curva representa a variação ocorrida no coeficiente de atrito de acordo com as condições de lubrificação, sendo a região 1 caracterizada pela lubrificação limite, a região 2, pela lubrificação mista e na região 3 pela lubrificação hidrodinâmica.

Em aplicações que apresentam atrito seco, os resultados de Coulomb ainda são válidos. Em 1938, Holm, obteve um importante progresso ao demonstrar que as asperezas superficiais são deformadas plasticamente.

Recentemente, com os trabalhos de Bowden e Tabor em 1950 e de Kragreleskii em 1965 a real superfície de contato foi definida. As superfícies de contato nunca são geometricamente perfeitas; a carga é distribuída entre os picos de asperezas da superfície submetidos a deformação plástica. A real área de contato é diretamente uma função da carga aplicada e também independente da área de contato aparente. Rabinowicz, em 1965, contribuiu com a noção de energia superficial de adesão para especificar o valor do atrito.

Estudos referentes ao desgaste remetem em sua maioria a 1960. Os fenômenos que abrangem o desgaste estão diretamente ligadas à degradação dos materiais e são categorizados de acordo com a natureza dos processos físicos envolvidos: adesão, abrasão, erosão, desgaste e fadiga.

Após mais de um século de intensa pesquisa, o comportamento dos mancais hidrodinâmicos já estava significativamente caracterizado, possibilitando, assim, obter-se, através de um processo de otimização, uma maior confiabilidade e tempo de vida útil, o que intensificou ainda mais suas aplicações. Entre essas aplicações, destacam-se os automóveis modernos que possuem cerca de 2000 contatos tribológicos. Vale ressaltar que grande parte dos mancais automotivos está localizada nos subsistemas que compõem o motor de combustão interna, como, por exemplo, comando de válvulas, virabrequim, biela-pistão e outros (VIEIRA, 2009).

## 2.2. - TRIBOLOGIA

A Tribologia, ciência focada no estudo do atrito, desgaste, lubrificação e interação entre superfícies com movimento relativo, é um campo relativamente novo, sendo que a maior parte dos conhecimentos atuais foram desenvolvidos após a Segunda Guerra Mundial.

A tribologia apresenta diferentes interesses nas diversas áreas do conhecimento tecnológico, com uma série de disciplinas científicas se ocupando de problemas tribológicos, tais como:

- a ciência dos materiais, com o desenvolvimento de materiais tribológicos especiais;
  - a química, com o estudo de lubrificantes, aditivos e problemas de camada limite;
  - a física, com estudos de novos materiais e processos de revestimentos, e estudo do atrito no nível atômico / quântico;
  - a fabricação, com estudo da qualidade de superficial proveniente da fabricação e suas relações com a tribologia;
  - a metrologia, com a qualificação superfícies tribológicas e a automação de sistemas;
  - o projeto, com a aplicação de superfícies tribológicas;
  - a automação, com o estudo da influência do atrito em sistemas de controle;
- entre outras .

Os principais objetos de estudo da Tribologia são as características de filmes de fluido entre superfícies com movimento relativo e as consequências de possíveis falhas do filme de fluido ou ausência deste, causadoras de desgaste e atrito excessivos.

### 2.2.1- Tribossistema

No estudo do atrito, desgaste e lubrificação percebe-se que a resistência ao desgaste e a força ou coeficiente de atrito não são dependentes apenas dos materiais envolvidos e suas composições. Essas medidas são afetadas também pelas condições dos ensaios, condições do ambiente, rugosidade superficial, presença de óxidos, lubrificantes ou abrasivos e tipo de desgaste envolvido. Em



decorrência é necessário especificar um sistema bem definido de modo a delimitar o campo de validade das propriedades tribológicas. A este sistema atribuímos o nome de “Tribossistema” ou “Sistema Tribológico”.

Segundo Horst Czichos (1978), criador das proposta de tribossistema, a estrutura do mesmo consiste em quatro elementos constituindo o sistema: Corpo, Contra-Corpo, Meio Interfacial e Ambiente.

As características de qualquer contato tribológico variam de acordo com as condições impostas a ele. Existe um grande número de fatores de controle para um dado sistema tribológico, por exemplo, uma carga aplicada a um contato é relacionado a um parâmetro como a tensão de contato e a variação da carga com o tempo (caso existir). Com o intuito de alcançar uma aproximação entre os testes e um contato tribológico real os parâmetros de operação, do material, do ambiente e da lubrificação devem ser caracterizados. Um sumário dos parâmetros utilizados na caracterização de um contato tribológico encontra-se na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros comuns utilizados na caracterização de contatos tribológicos ( Stachowiak, 2004)

	Parâmetro básico	Parâmetros relacionados	
<b>Parâmetro de Operação</b>	Carga	Tensão de contato Força de Impacto	Oscilação da carga
	Velocidade de deslizamento	Velocidade de rotação	Velocidade média
	Distância de deslizamento	Amplitude de deslizamento	Frequência de deslizamento
	Temperatura	Temperatura transiente	Temperatura interna
	Acabamento Superficial	CLA	RMS
	Tipo de Contato	Conforme	Não-conforme
<b>Parâmetro do Material</b>	Dureza	Microdureza	Força de cisalhamento
	Resistência	Tamanho médio do grão	Tensão Limite
	Ponto de fusão	Temperatura de transição vítrea	
	Conductividade Térmica	Difusidade térmica	Calor específico
	Potencial Eletroquímico	Potencial	Densidade de corrente
<b>Parâmetro do Ambiente</b>	Umidade relativa[%]	Umidade absoluta	
	Pressão atmosférica [Pa]	Pressão parcial de oxigênio	
	Nível de Radiação		
<b>Parâmetro da Lubrificação</b>	Viscosidade [Paxs]	Coeficiente de pressão viscosidade	
	Fluxo[m <sup>3</sup> /s]	Pressão de alimentação	Velocidade de alimentação
	Conductividade Termica	Difusidade térmica	Calor específico
	Acidez	Reatividade Química	
	Ponto de ebulição	Momento dipolo	
	Ponto de solidificação		
	Calor de oxidação		
Solubilidade em água/oxigênio			

A lista de parâmetros apresentada na Tabela 1 é uma lista não exaustiva devido ao fato de que sempre haverá parâmetros particulares para experimentos específicos.

No presente trabalho foram variadas a condição de lubrificação em lubrificação de banho de óleo, graxa e sem lubrificação; e a condição de rotação do eixo, utilizando o motor de 1750 rpm e após o motor de 3400 rpm.

### 2.2.2 – Natureza das Superfícies

As superfícies dos sólidos apresentam uma estrutura e propriedades complexas dependentes da natureza do sólido, do método de preparação da superfície e da interação entre ela e o ambiente. Essas propriedades da superfície são cruciais nas interações pois afetam a real área de contato, o atrito, o desgaste e a lubrificação (BHUSHAN, 2013). Os processos de atrito e de desgaste ocorrem na superfícies e interfaces, e são manifestações das características físicas e químicas dos materiais (LIANG, 2004).

Superfícies sólidas, independente de sua formação, possuem irregularidades de diversas ordens. Até mesmo superfícies mais macias, tais como as obtidas por clivagem<sup>1</sup> em alguns cristais, possuem irregularidades com alturas superiores às distâncias interatômicas<sup>2</sup>. Na análise dos desvios da superfície real em relação à superfície geométrica (ideal, de projeto), pode-se distinguir os seguintes erros: erros macro-geométricos ou erros de forma: podem ser medidos com instrumentos de medição convencionais; erros micro-geométricos: podem ser medidos somente com instrumentos especiais tais como rugosímetros, perfilógrafos. Estes instrumentos podem ser óticos, a laser ou eletromecânicos.

Quando colocamos duas superfícies em contato, somente os picos das rugosidades de uma superfície estão em contato com os da outra (Figura 9). Estas regiões são denominadas de junções, e a soma das áreas destas junções constituem a área real de contato -  $A_r$ . A área de interferência total consiste da área real de contato e da área que aparenta estar em contato, mas não está, ou seja, é uma área de contato aparente –  $A_a$ .

---

<sup>1</sup> Clivagem é uma propriedade física que certos corpos minerais possuem de se quebrarem/dividirem com maior facilidade seguindo planos os quais estão relacionados com suas estruturas atômicas (internas), produzindo superfícies planas reticulares definidas (planos de clivagem/ superfícies de clivagem) e paralelas entre si.

<sup>2</sup> Distância interatômica ou distância de equilíbrio é a distância na qual a força de atração iguala a força de repulsão entre dois átomos.

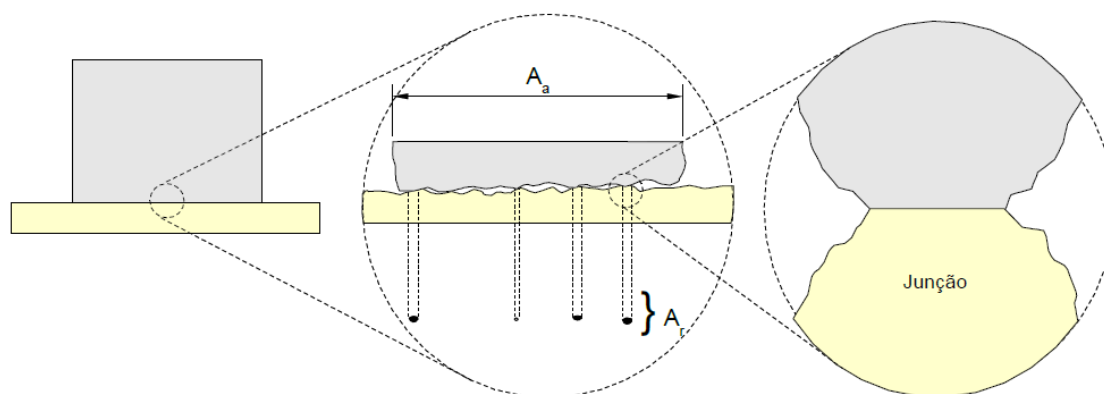


Figura 9 - Vista esquemática de uma interface entre duas superfícies (STOETERAU, 2014)

Do ponto de vista tribológico uma superfície deixa de ser um simples plano geométrico que separa dois meios, e passa a ser reconhecida como a camada externa ao sólido com propriedades físicas de elevado significado funcional. A camada superficial dos metais consiste de várias zonas com características físico-químicas estranhas ao material de base do componente propriamente dito (STOETERAU, 2014).

#### 2.2.2.1- Natureza das Superfícies Metálicas

As características das superfícies metálicas é uma consequência direta do processo de fabricação a que foram submetidas. Posto que um mesmo processo pode produzir peças com uma ampla gama de qualidades superficiais diferentes, em termos microscópios cada processo deixa suas marcas características.

Segundo Stoeterau (2014) em geral, a estrutura de uma superfície metálica é constituída das seguintes camadas: Camada de sujeira: aproximadamente 3 nm; camada adsorvida: aproximadamente 0,3 nm; camada oxidada: aproximadamente 1 a 10 nm; camada deformada aproximadamente 5  $\mu\text{m}$ .

Devido ao fato de que os processos de usinagem representam um dos principais processos de fabricação na indústria, variando de 60% a 70%, torna-se pertinente a apresentação das características superficiais de uma peça usinada (Figura 10). Esta pode ser dividida em três camadas distintas, uma denominada de camada superficial externa, que apresenta um filme de lubrificante (graxa/óleo) e uma camada revestimento reativo, uma segunda camada, denominada de camada superficial interna, constituída principalmente de material encruado (resultado do

processo) e/ou termicamente afetado, e a área não afetada, onde se encontra o material de base da peça.

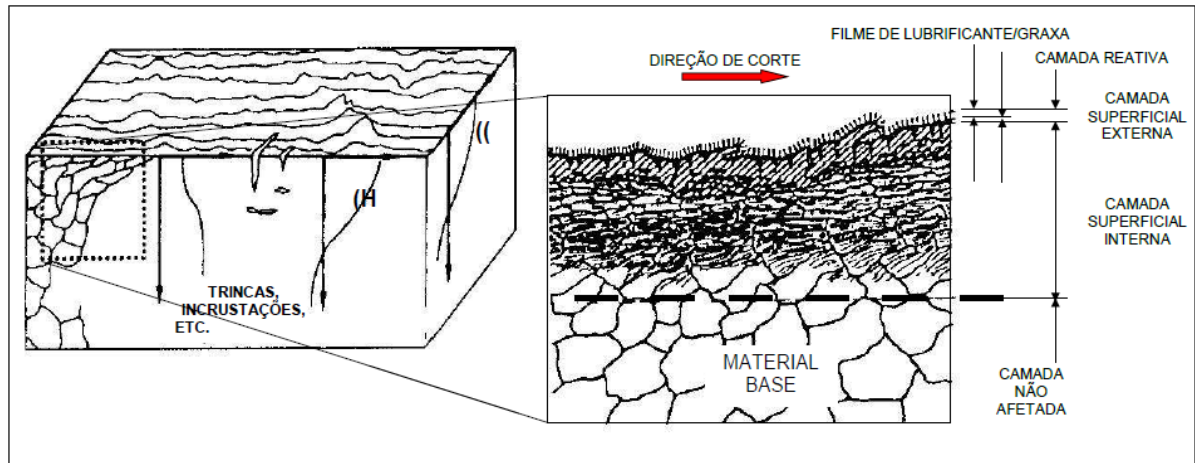







Figura 10 - Topografia e camadas superficiais de uma peça usinada (STOETERAU, 2014)

### 2.2.3 - Rugosidade

A rugosidade superficial é função do tipo de acabamento, da máquina-ferramenta ou do processo de fabricação utilizado. Superfícies de peças, mesmo que aparentemente lisas, quando são observadas pelo microscópio apresentam regiões com maior ou menor planicidade, a qual é definida como sendo rugosidade (Norma DIN 4760). desvio total entre a superfície real e superfície idealizada no projeto, é definido como sendo o desvio de forma da superfície, estes por sua vez podem ser grosseiros ou finos. Segundo a norma DIN 4760 esses desvios de superfície podem ser classificados em seis ordens, conforme a Tabela 2.

Tabela 2 - Desvios de forma de superfícies técnicas DIN 4760 (STOETERAU, 2014)

DESVIOS DE FORMA (REPRESENTADO NUMA SEÇÃO DE PERFIL)	EXEMPLO PARA OS TIPOS DE DESVIOS	EXEMPLO PARA A CAUSA DA ORIGEM DO DESVIO
1ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	NÃO PLANO OVALADO	DEFEITO EM GUIAS DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS, DEFORMAÇÕES POR FLEXÃO DA MÁQUINA OU DA PEÇA, FIXAÇÃO ERRADA DA PEÇA, DEFORMAÇÕES DEVIDO A TEMPERATURA, DESGASTE
2ª ORDEM: ONDULAÇÃO 	ONDAS	FIXAÇÃO EXCÊNTRICA OU DEFEITO DE FORMA DE UMA FRESA, VIBRAÇÕES DA MÁQUINA-FERRAMENTA, DA FERRAMENTA OU DA PEÇA
3ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	RANHURAS	FORMA DO GUME DA FERRAMENTA, AVANÇO OU PROFUNDIDADE DE CORTE
4ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	ESTRIAS ESCAMAS RESSALTOS	PROCESSO DE FORMAÇÃO DE CAVACO (CAVACO ARRANCADO, CAVACO DE CISLHAMENTO, GUME POSTIÇO DE CORTE), DEFORMAÇÃO DO MATERIAL POR JATO DE AREIA, FORMA RESSALTOS POR TRATAMENTO GALVÂNICO
5ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA	PROCESSO DE CRISTALIZAÇÃO, MODIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE POR AÇÃO QUÍMICA (EX: DECAPAGEM), PROCESSO DE CORROSÃO
6ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA RETICULADA DO MATERIAL	PROCESSOS FÍSICOS E QUÍMICOS DA ESTRUTURA DO MATERIAL, TENSÕES E DESLIZAMENTOS NA REDE CRISTALINA.
		POSIÇÃO DOS DESVIOS DE FORMA DE 1ª E 4ª ORDEM

### 2.2.3.1 Parâmetros de Rugosidade

O perfil de uma superfície pode ser definido como a linha produzida pela apalpação de uma agulha sobre a superfície (STOETERAU, 2014). A maioria das técnicas de medição dos desvios de superfície se atem aos desvios de 2ª ordem ou superiores. No sistema da linha média, todas as grandezas são definidas a partir de uma linha de referência, chamada de linha média (Figura11).

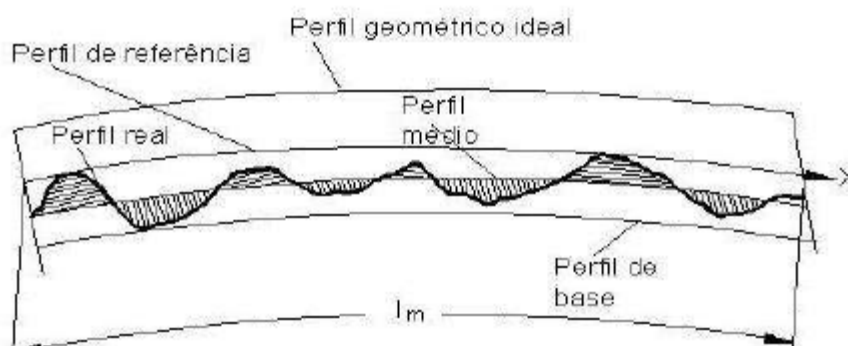


Figura 11 - Termos básicos para a medição de uma superfície (STOETERAU, 2014)

Existem diversos parâmetros para caracterizar a rugosidade, de acordo com Brunetti (2012) os mais comuns são:

- **Ra:** Rugosidade média, valor médio aritmético de todos os desvios do perfil de rugosidade da linha média, dentro do comprimento de medição (Figura 12). Este parâmetro tem a desvantagem de não esclarecer ou caracterizar a variabilidade dos diferentes valores locais da rugosidade sobre o perfil analisado.

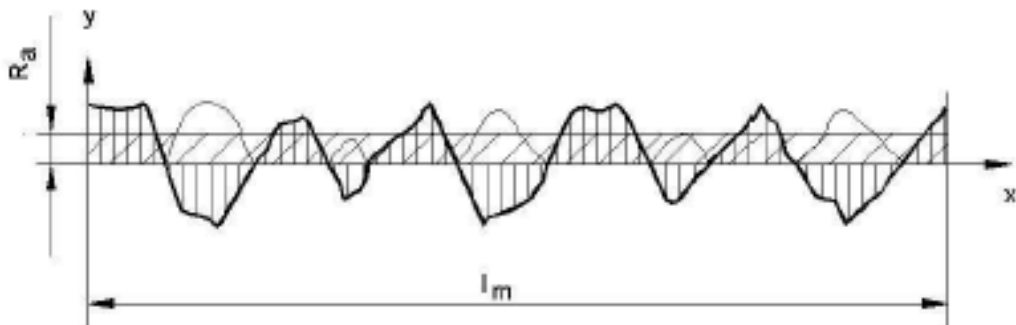


Figura 12 - Definição de rugosidade Ra (STOETERAU, 2014)

- **Rz:** Rugosidade média, valor médio aritmético das rugosidades singulares em cinco trechos ( $l_r$ ) (Figura 13) de medição sucessivos. Rz isoladamente pode ser considerado mais sensível a mudanças no acabamento superficial que Ra. Isso porque somente alturas máximas de perfis, e não suas médias, são comparadas e analisadas
- **Rmax** : rugosidade máxima, é o maior valor de rugosidade obtido ante avaliação de 5 comprimentos de medição unitários " $l_r$ "
- **Rpk**: valor da rugosidade média dos picos que estão acima da área de contato mínima do perfil, excluídos eventuais picos exagerados.
- **Rk**: valor da rugosidade média do núcleo do perfil (excluídos os picos mais altos e vales mais profundos)
- **Rvk**: valor da rugosidade média dos vales que estão abaixo da área de contato do perfil, excluídos eventuais vales mais profundos.
- **Mr1**: parâmetro que determina a fração de contato mínima no núcleo do perfil de rugosidade
- **Mr2**: parâmetro que determina a maior fração de contato no núcleo do perfil de rugosidade.

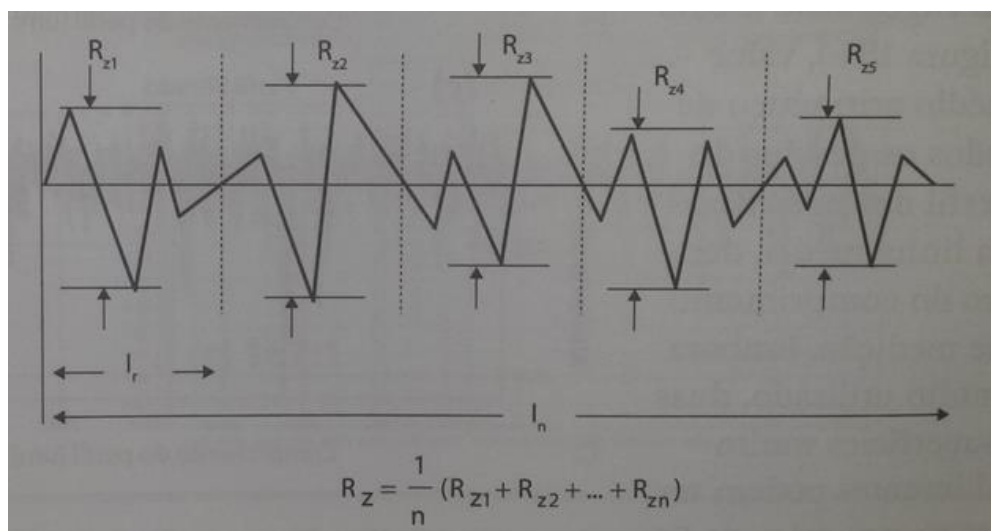


Figura 13 - Parâmetro de rugosidade  $R_z$  (Brunetti, 2012)

#### 2.2.4 - Atrito

Do latim *attrītu*, a palavra atrito refere-se à resistência que os corpos opõem quando se movem uns sobre os outros. Dá-se o nome de força de atrito àquela que resulta do atrito entre os corpos, isto é, que se opõe ao movimento de uma superfície sobre outra (de sentido contrário à componente da força que produz o deslocamento/movimento).

O atrito, enquanto força, é causado pelas irregularidades entre as superfícies em contato. Ainda que sejam microscópicas, essas irregularidades dão origem a um ângulo de fricção. É possível estabelecer uma distinção entre o atrito estático e o atrito dinâmico tomando por base a mais elementar das situações de movimento: dois corpos deslizando um sobre o outro. Conforme a Figura 14, se colocarmos um corpo sólido sobre uma superfície, a esse fixarmos de forma rígida uma escala de mola, e imprimirmos uma força  $F$ , podemos obter um registro da variação da força com o movimento.

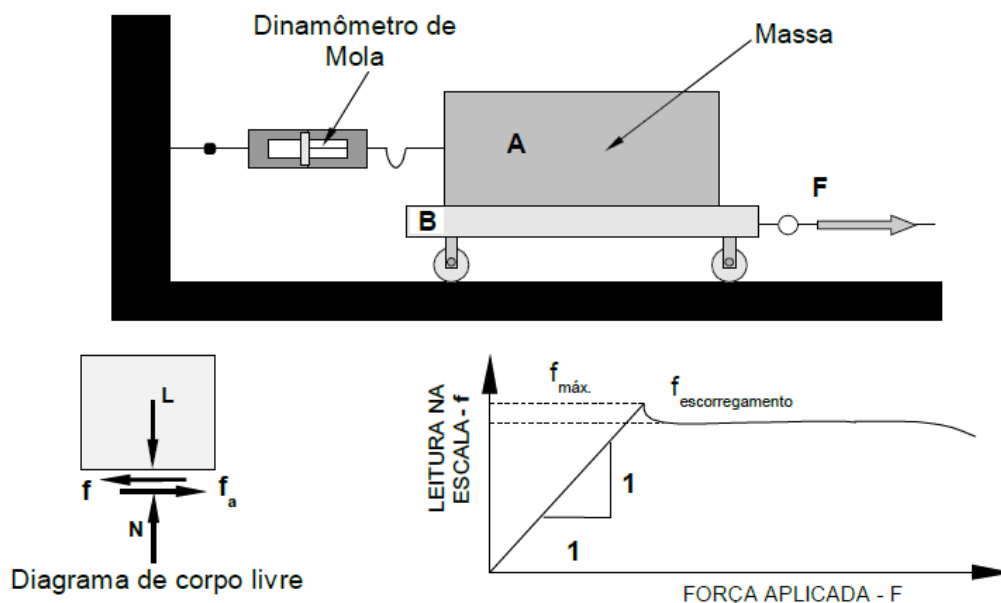


Figura 14 - Experimento para a determinação da força de atrito (STOETERAU, 2014)

Aplicando uma força  $F$  no corpo B, e realizando leituras da força  $f$  no dinamômetro de mola, observa-se que  $f$  aumenta proporcionalmente com o aumento de  $F$ , até o momento em que ocorre o escorregamento. Uma vez iniciado o escorregamento entre os blocos, o valor de  $f$  sofre uma pequena queda, permanecendo constante e independente da força  $F$ , que atua sobre o corpo B (STOETERAU, 2014).

Observando a relação entre as forças  $f$  e  $F$ , conforme o gráfico da figura 14, pode-se extrair que a relação entre a máxima força de atrito que age na interface das duas superfícies e a força normal é denominada de coeficiente de atrito estático. Após o escorregamento, é denominado de atrito dinâmico.

#### 2.2.4.1- Atrito nos metais

Na maioria das aplicações práticas, o contato metálico com o escorregamento ocorre na presença de substâncias lubrificantes como óleos, graxas, ou filmes sólidos lubrificantes. Considerando a situação, que ocorre com freqüência, em que é impossível ou impraticável o fornecimento de um lubrificante, ou esse fornecimento falha por acidente, ou o lubrificante é aquecido acima de sua temperatura de trabalho, e, então, os metais entram em contato sob condições essencialmente secas.

As propriedades de atrito de metais não lubrificadas são bastante afetadas pela presença de filmes superficiais nos metais, e que, em geral, um metal não



lubrificado encontrado em um ambiente industrial será recoberto por uma série desses filmes, conforme mostra a Figura 15.

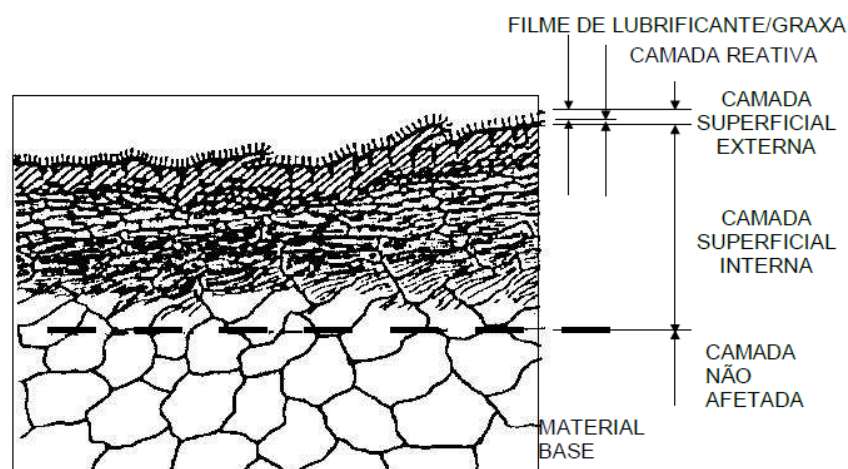


Figura 15 - Ilustração esquemática de filmes em uma superfície metálica ( STOETERAU, 2014)

Primeiramente encontramos, a partir do núcleo do metal, uma camada de óxido, produzida pela reação do oxigênio do ar com o metal, e presente em todos os metais com exceção dos metais nobres como ouro. A seguir vem uma camada absorvida da atmosfera, cujos principais constituintes são moléculas de vapor d'água e de oxigênio. Por último, tem-se uma camada contaminante constituída, geralmente, por graxa ou filmes de óleo, que pode substituir parcialmente a camada absorvida.

O atrito pode ser dividido em dois tipos: atrito severo e o atrito moderado. No atrito severo o coeficiente é elevado, normalmente na faixa de 2,0 a 0,9<sup>3</sup>. Uma inspeção de superfície após o escorregamento mostrará poucos sulcos causados por pontos salientes de uma superfície riscando a outra, mas esses sulcos são largos e, normalmente com lados irregulares (Figura 16). Inspeções através de um microscópio revelarão partículas grandes (com diâmetro excedendo 50 micrometros) transferidas de uma superfície para a outra.

<sup>3</sup> O Coeficiente de atrito, geralmente representado pela letra  $\mu$ , é uma grandeza adimensional (não apresenta unidade de medida) que relaciona a força de atrito e a força de compressão entre dois corpos.

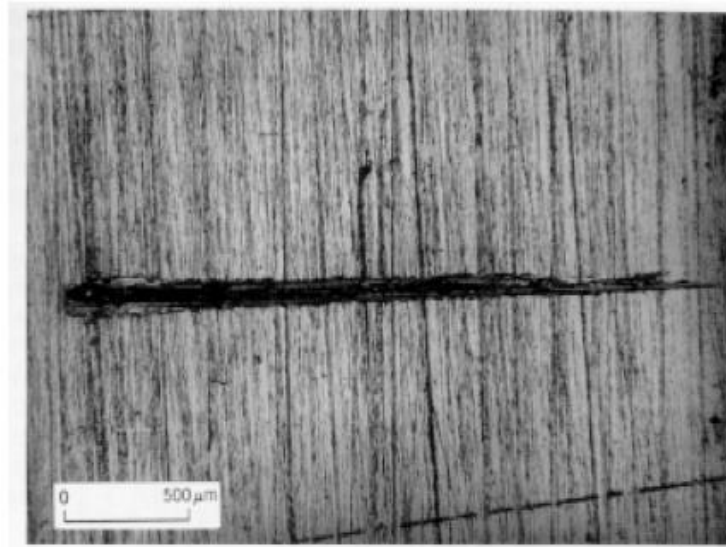


Figura 16 - Marca típica causada por atrito severo (STOETERAU, 2014)

Já no atrito moderado o coeficiente é baixo normalmente na faixa de 0,7 a 0,3. Uma inspeção da superfície revelará um grande número de linhas finas onde pequenas saliências de uma superfície riscam sulcos na outra, conforme a Figura 17. Partículas pequenas (com diâmetro normalmente abaixo de 25 microns) são transferidas de uma superfície para a outra.

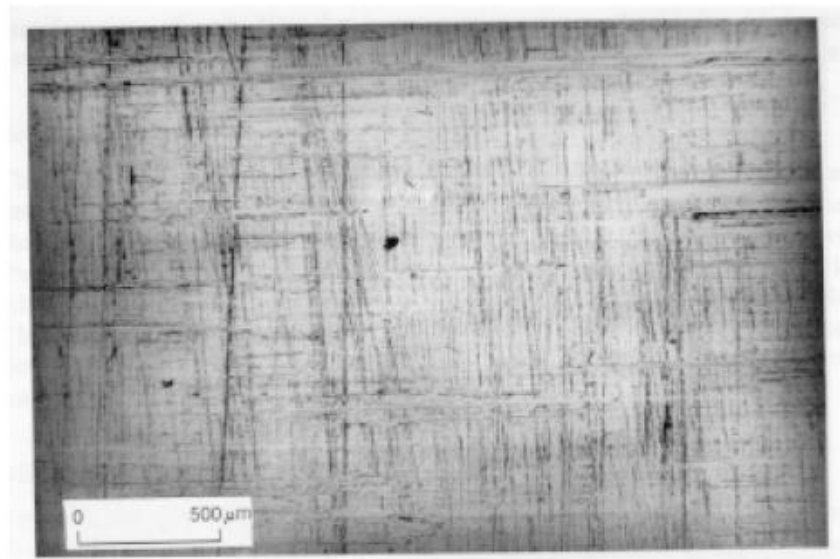


Figura 17 - Marcas típicas produzidas por atrito moderado (STOETERAU, 2014)

Como regra geral, atrito severo ocorre quando as duas superfícies em escorregamento são do mesmo metal, ou quando consistem de metais bastante similares, que tenham habilidade em formar ligas, ou que haja solubilidade dos

átomos de um na estrutura atômica do outro (forte interação atômica). O atrito de cobre em cobre, por exemplo, é elevado, acima de 1,0, porque o mesmo metal é usado nas duas superfícies. Alumínio no ferro ou em aço de baixo carbono, fornece atrito também elevado, valores de 0,8 e acima, porque esses dois metais interagem fortemente formando uma grande quantidade de compostos intermetálicos. Ambos os sistemas ocasionam dano superficial severo.

Onde os metais são diferentes e com pequena afinidade, prevalece o atrito moderado. A prata em ferro ou aço de baixo carbono dá valor de coeficiente de atrito da ordem de 0,3, porque esses dois metais não se ligam e não formam compostos intermetálicos.

As regras gerais acima sofrem modificações em algumas circunstâncias especiais. Nota-se que o atrito severo ocorre quando um dos elementos é muito mole ( por exemplo: chumbo ou índio) quando comparado ao outro. Isto ocorre porque o metal mais mole desgastando, cobre o outro com uma camada de seus próprios fragmentos, e o sistema de escorregamento se transforma em um metal mole deslizando sobre si próprio. Além dos metais muito moles, alguns metais duros apresentam o mesmo efeito (por exemplo: titânio, zircônio e as vezes o zinco). Nota-se, também, em segundo lugar, que metais duros como o ferro, cromo e níquel não apresentam sempre atrito severo, mesmo quando deslizam contra si mesmo. Isto ocorre, principalmente, na presença de atmosfera úmida, quando o filme de mistura absorvido na superfície do metal age como um lubrificante. Com os metais moles, entretanto, condições de atrito severo ocorrem tanto em atmosfera seca quanto úmida (STOETERAU, 2014).

### **2.2.5 - Lubrificação**

A lubrificação é um meio de minimizar o atrito entre duas superfícies. A introdução do lubrificante em um sistema acarreta no menor desgaste dos materiais envolvidos e também auxilia na dissipação do calor gerado devido ao movimento.

Segundo Shigley (1984) podemos identificar cinco tipos de lubrificação: hidrodinâmica, hidrostática, elasto-hidrodinâmica, limite e de filme sólido.

A *lubrificação hidrodinâmica* é aquela em que as superfícies do mancal, que suportam a carga, estão separadas por uma película de lubrificante relativamente espessa de modo a prevenir o contato de metal com metal e que o equilíbrio então

obtido possa ser explicado pelas leis da mecânica dos fluidos. A lubrificação hidrodinâmica não depende da introdução do lubrificante sob pressão, embora possa sê-lo, porém requer um suprimento adequado de lubrificante todo o tempo. A pressão da película é criada pelo movimento das próprias superfícies, impelindo o lubrificante para a zona convergente (cunha de óleo) a uma velocidade suficientemente alta para criar a pressão necessária para separar as superfícies de contato, devido a carga do mancal (SHIGLEY,1984).

A *lubrificação hidrostática* é obtida pela introdução de lubrificante, o qual é, às vezes, ar ou água, dentro da área carregada do mancal, a uma alta pressão, suficiente para separar as superfícies com uma película de óleo relativamente espessa. Assim, diferentemente da lubrificação hidrodinâmica, não é necessário o movimento de uma superfície relativamente a outra (SHIGLEY,1984).

A *lubrificação elasto-hidrodinâmica* é o fenômeno que ocorre quando o lubrificante é introduzido entre superfícies que estão em contato de rolamento, tais como engrenagens ou mancais de rolamento. A explicação matemática requer a teoria de Hertz do contato e mecânica dos fluidos.

Uma área superficial insuficiente, uma queda na velocidade do movimento da superfície, a redução na quantidade do lubrificante fornecida ao mancal, um aumento na carga do mancal ou um aumento na temperatura do lubrificante, resultando num decréscimo da viscosidade – qualquer uma dessas causas – pode impedir a formação de uma película espessa necessária à lubrificação com filme completo. Quando isto acontece, as maiores asperezas da superfície podem ser separadas pela película lubrificante apenas por espessuras moleculares. Isto é chamado de *Lubrificação limite*. A mudança da lubrificação hidrodinâmica para a limite não é realizada subitamente ou de maneira abrupta. É provável que ocorra primeiro uma mistura dos dois tipos de lubrificação hidrodinâmica e lubrificação limite e, como as superfícies se movem muito próximas uma da outra, o tipo de lubrificação limite será o predominante (SHIGLEY,1984).

Quando os mancais devem operar a temperaturas extremas, deve-se usar uma *película de lubrificante sólido*, tal como a grafite ou o bissulfeto de molibdênio, porque os óleos comuns não são satisfatórios.

Os coeficientes de atrito que ocorrem em alguns dos diferentes tipos de condições de lubrificação são mostrados na Figura 18.

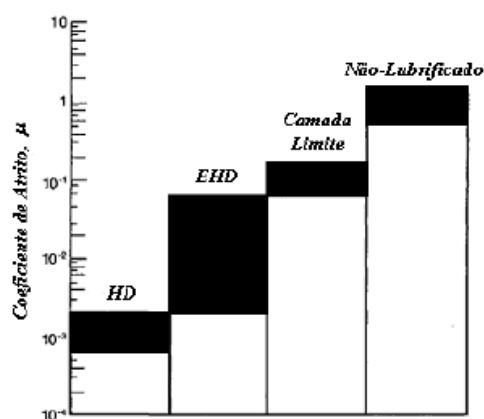


Figura 18 - Diagrama de barras mostrando os coeficientes de atrito para as diferentes condições de lubrificação (Vieira, 2011)

O modelo de lubrificação de mancais utilizado neste trabalho será o de Lubrificação Hidrodinâmica. Para que ocorra esta lubrificação, deve-se manter o filme de óleo com uma espessura mínima que depende da velocidade relativa entre as superfícies, da carga aplicada sobre o mancal, da viscosidade absoluta do lubrificante e da geometria das peças. Essa espessura mínima geralmente excede 1  $\mu\text{m}$ . Considerando-se o par eixo-mancal de deslizamento, inicialmente em repouso, observa-se que o eixo horizontal, ou parte deste, encontra-se em contato com o mancal por efeito da gravidade. Conforme este eixo inicia a rotação, o contato entre as superfícies diminui (Figura 19).

O eixo funciona, então, como uma bomba de óleo, causando um fluxo de fluido lubrificante que, após certa velocidade relativa, terá a espessura mínima necessária para que não mais ocorra o contato de metal contra metal no mancal. Assim, pode-se dizer que em um mancal lubrificado hidrodinamicamente ocorre contato entre as superfícies somente quando o eixo está estacionário ou girando com velocidade ainda não suficiente para a formação da espessura mínima de filme (VIEIRA, 2011).

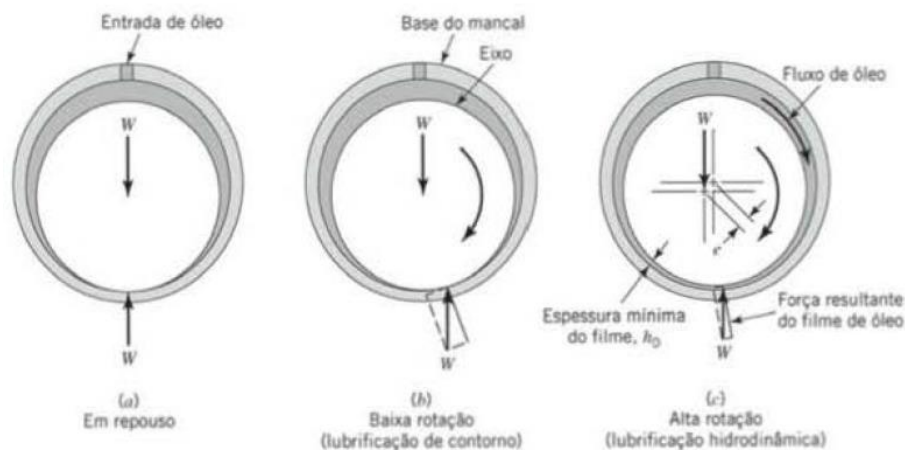


Figura 19 - Lubrificação do mancal de munhão. As folgas do mancal estão exageradas (JUVINALL,2013)

### 2.2.5.1 Lubrificantes

Aplicação e a seleção de lubrificantes são determinadas pelas funções que eles devem preencher. Em algumas aplicações, como em mancais de instrumentos delicados, o controle de atrito é o mais significativos. Em outras, como em cortes de metais, pode ser mais importante o controle da temperatura. Os lubrificantes variam dependendo das diferentes funções que devem desempenhar. Neste item, nos referiremos principalmente a lubrificantes líquidos embora muitos gases e sólidos desempenhem importante papel como lubrificantes. Sendo que as principais funções dos lubrificantes são:

- 1 - Controle de atrito;
- 2 - Controle do desgaste;
- 3 - Controle de temperatura;
- 4 - Controle de corrosão;
- 5 - Isolante (elétrico);
- 6 - Transmissão de potência (hidráulica);
- 7 - Amortecimento de choques (amortecedores, engrenagens);
- 8 - Remoção de contaminantes (ação de lavagem por jato);
- 9 - Formação de vedação (graxa).

As principais funções que foram identificadas nos ensaios foram a do controle do atrito, controle do desgaste e controle de temperatura. No caso do controle do atrito, os lubrificantes funcionam sob condições de filme fluido, através do efeito de sua viscosidade, da espessura do filme e das perdas de energia. Com o aumento do

contato metálico, a medida que se aproximam as condições de lubrificação limite, a viscosidade do lubrificante se torna menos importante, e a sua natureza química e com ela afeta as superfícies em contato são significativas.

Os lubrificantes funcionam de duas maneiras para minimizar o desgaste corrosivo. Um refinamento apropriado somado ao uso de inibidores de oxidação reduzem a deterioração do lubrificante e mantém baixo o nível de produtos corrosivos da oxidação. De outro lado, a adição de preventivos da corrosão protege as superfícies metálicas dos produtos ácidos que podem se formar. Os produtos corrosivos da combustão ou outros contaminantes ácidos (como os encontrados em processos industriais como de produção de papel) podem ser neutralizados pelo uso de aditivos alcalinos no óleo lubrificante ou graxa.

O controle de temperatura é uma função importante dos lubrificantes. A temperatura de uma sistema lubrificado é diretamente proporcional ao trabalho dispendido para movimentar as partes, uma em relação à outra, e à temperatura ambiente. Na lubrificação hidrodinâmica o calor de atrito baixo. Em operações com lubrificação limite o calor é muito maior e a temperatura muito mais elevada. Quando ocorre contato metálico, é gerada grande quantidade de calor e a temperatura superficial dos metais pode chegar próximo ao ponto de fusão. A habilidade do lubrificante para absorver e transmitir calor das áreas de alta temperatura para outras em temperatura média ou fria, é muito importante. Para conseguir isso necessita-se um suprimento constante de lubrificante ( STOETERAU, 2014).

#### **2.2.6 - Viscosidade**

A viscosidade é uma propriedade física do lubrificante. De acordo com a norma francesa NFT 60-100 de novembro de 1959 “a viscosidade de um líquido é uma propriedade deste líquido resultante da resistência imposta por suas moléculas à força cisalhante” (FRENE, 1977, tradução nossa). Segundo White (1999) este parâmetro alude às tensões locais em um fluido em movimento com uma taxa de deformação por cisalhamento do elemento de fluido. Sendo assim a viscosidade é a resistência ao cisalhamento interno do fluido, podendo variar seu valor principalmente devido à variações de temperatura (Figura 20) e pressão.

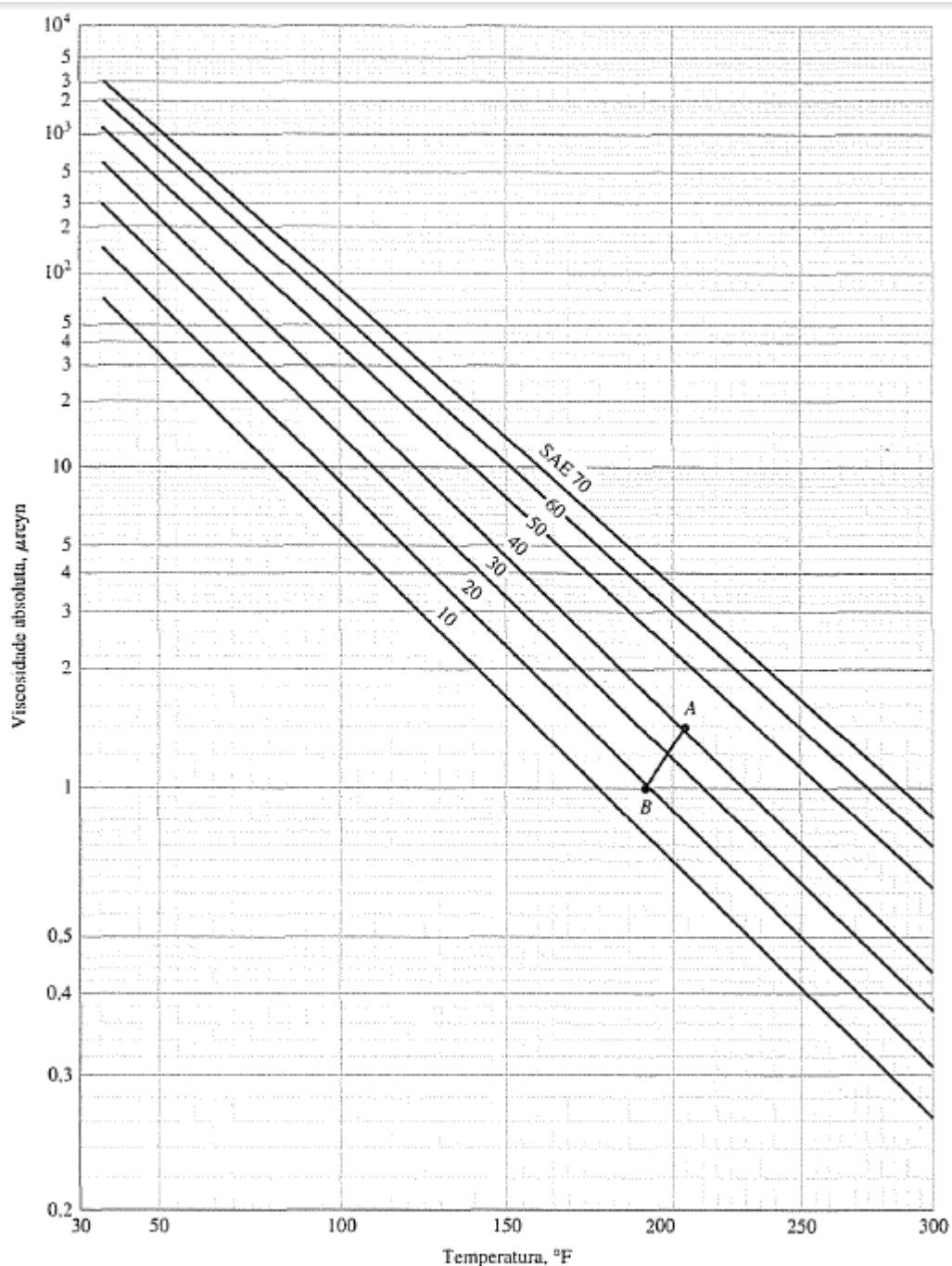


Figura 20 - Diagrama viscosidade-temperatura em unidades usadas nos Estados Unidos ( Shigley, 1984)

### 2.2.7 – Desgaste

O desgaste é um fenômeno de superfície que ocorre geralmente pela deformação plástica e remoção de material dessa superfície ou de uma região próxima a ela (Metals Handbook Volume 11, 2002). Nos metais, esse processo pode ocorrer devido ao contato com outros metais, sólidos não metálicos, líquidos em



movimento, ou ainda partículas sólidas ou gotículas de líquidos transportadas em fluxo gasoso. O desgaste implica em um dano que ocorre na superfície em uma ou mais substâncias em contato com ela, e pode ser definida como a perda progressiva de material da superfície considerada (ZAMPIERI, 1983).

Pode-se dizer que o desgaste é a maior causa de perda de desempenho mecânico e a fricção é a maior causa de desgaste e dissipação de energia. Sendo assim, qualquer redução de desgaste e atrito em máquinas pode resultar em grande economia de energia, diminuição da necessidade de manutenção, de reposição de peças, de paradas de máquinas e de novos investimentos, além do aumento da vida útil dos equipamentos.

O meio mais eficaz de se controlar atrito e desgaste é a lubrificação. Por esta razão, o estudo do atrito e das condições de lubrificação durante a operação de máquinas é de extrema importância em problemas de durabilidade e confiabilidade de máquinas.

O desgaste é um processo complexo, resultado de diferentes processos que podem ocorrer independentemente ou em combinações. Podem ser salientadas quatro formas de desgaste: por adesão; por abrasão; por corrosão e por contato metálico (fadiga superficial).

O desgaste por adesão ocorre quando as asperezas de duas superfícies em contato uma à outra e depois se rompem quando há deslizamento, transferindo-se material de uma peça para a outra, ou para fora do sistema. O desgaste abrasivo envolve uma superfície dura e rugosa removendo material de uma mais mole, ou então partículas duras aprisionadas entre duas superfícies, erodindo ambas (Norton, 2000). As partículas sólidas podem ser contaminantes ou fragmentos do desgaste. Para ocasionar desgaste, a partícula deve ser mais alta que a espessura da película de óleo e mais dura que as superfícies com que entra em contato. O desgaste abrasivo é caracterizado por arranhões (*scratching*) ou (*scoring*) na superfície e pode ser catastrófico se muito severo.

A ação de jato do lubrificante, especialmente em alimentação forçada serve para remover partículas sólidas nocivas da área das superfícies lubrificadas. Filtros e vedações são acessórios importantes em um sistema de lubrificação sujeitos a contaminantes abrasivos (STOETERAU, 2014).

O desgaste corrosivo é geralmente ocasionados pelos produtos de oxidação dos lubrificantes. Ocorre quando uma atmosfera corrosiva (como oxigênio) está

presente para atacar a superfície do material em combinação com o deslizamento, que arranca as camadas de óxido ou de outros contaminates. Isso faz com que mais material seja exposto aos elementos corrosivos e também transforma os produtos de corrosão, geralmente duros, em abrasivos. A fadiga<sup>4</sup> por corrosão refere-se à combinação de um meio corrosivo com tensões cíclicas. Essa combinação acarreta em uma diminuição da vida sob fadiga dos materiais (Norton, 200)

A corrosão é a principal causa de desgaste em motores de combustão interna. Os produtos da combustão interna. Os produtos da combustão são altamente ácidos e contaminam o óleo lubrificante.

A fadiga superficial ocorre em contatos com rolamento puro ou em contatos por deslizamento e rolamento, mas não em situações de deslizamento puro (Norton, 2000). O desgaste causado pelo contato metálico resulta da ruptura do filme lubrificante. Sob condições de lubrificação hidrodinâmica, ele pode ocorrer no arranque e parada. Pode ser resultante de rugosidade superficial excessiva ou interrupção do suprimento de lubrificante. Esse tipo de desgaste é, normalmente, severo. Um suprimento adequado de óleo com viscosidade apropriada é, na maioria das vezes, a melhor maneira de evitar o desgaste metálico. Na lubrificação limite, a natureza química do lubrificante (mais aditivos) afeta o contato metálico e, portanto, o desgaste que pode ocorrer (STOETERAU, 2014). As tensões de contato muito altas, engendradas pelas pequenas áreas de contato, atuam causando falhas por fadiga do material. A crateração, a perda de pequenas porções de material da superfície, gerando pequenas crateras, é comumente observada. As crateras crescem atingindo maiores áreas do material que se fragmentam, tornando-se o que é designado como lascamento. Um aviso audível é geralmente notado quando o processo de crateração se inicia (Norton, 2000).

### **2.2.8 – Análise de superfícies**

A análise de uma superfície fornece informação sobre o comportamento da superfície dos materiais: corrosão, comportamento óptico de um cristal, química dos polímeros, catalisadores, etc (ASM Handbook Volume 18, 1992). Numa enorme variedade de aplicações de materiais, as reações ocorrem na interface superfície-

---

<sup>4</sup> Fadiga mecânica é o fenômeno de ruptura progressiva de materiais sujeitos a ciclos repetidos de tensão ou deformação. O estudo do fenômeno é de importância para o projeto de máquinas e estruturas, uma vez que a grande maioria das falhas em serviço são causadas pelo processo de fadiga, cerca de 95%.

envolvente, pelo que a reatividade da superfície determinará a funcionalidade do material. É essencial compreender as propriedades e comportamentos da superfície dos materiais, pelo que se requer a utilização de técnicas capazes de analisar o estado físico e químico da superfície de um material, diferenciando-o do resto do material. A literatura (ASM Handbook Volume 18, 1992) mostra que a forma e a intensidade (ou profundidade) dos eventos produzidos no desgaste abrasivo estão associados à severidade do desgaste. Quanto mais severo o desgaste maior a perda de material, e maiores os níveis de rugosidade.

As superfícies metálicas desgastadas podem apresentar diversos aspectos, variando desde uma superfície polida até a presença de sulcos macroscópicos. O seu exame providencia informações tais como o mecanismo de desgaste atuante, a presença de partículas abrasivas penetradas no material e o desgaste dos seus diversos microconstituintes (ASM Handbook Volume 18, 1992).

### 2.3 – MANCAIS DE DESLIZAMENTO

Dois partes com movimento relativo constituem, por definição, um mancal. A palavra mancal, quando aplicada a uma máquina ou estrutura, refere-se a superfícies em contato através das quais uma carga é transmitida (JUVINALL, 2013). Os mancais de deslizamento são muito encontrados em máquinas onde um eixo qualquer sofre forças e o mancal serve de apoio e de guia para este eixo. Para um aumento da vida útil dos mancais de deslizamento é indispensável o uso de lubrificantes adequados para cada aplicação. Outro fator importante é a escolha do lubrificante e sua frequência de relubrificação. Geralmente a base do mancal é de ferro fundido ou podendo também ser de aço, dependendo muito de fatores técnicos envolvidos no projeto do mancal.

Conforme ilustrado nas Figuras 22 e 23, em mancais de deslizamento duas superfícies deslizam uma sobre a outra e suportam forças de maneira a evitar que ocorra a aproximação e o contato. O filme de fluido lubrificante, presente na interface entre as partes que se movimentam e que garante a Lubrificação Hidrodinâmica, possui papel primordial em aumentar a vida útil do mancal e das partes em movimento, sendo capaz de absorver parte da energia gerada (VIEIRA, 2011).

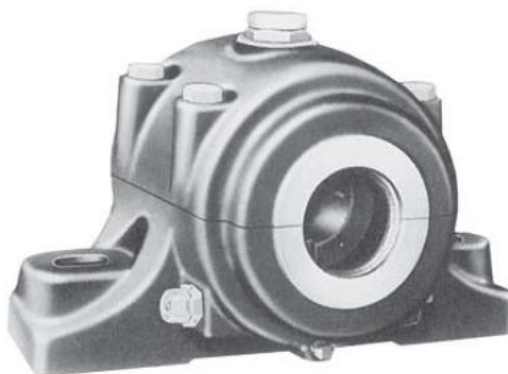


Figura 21 - Mancal de munhão com anel lubrificador (JUVINALL, 2013)

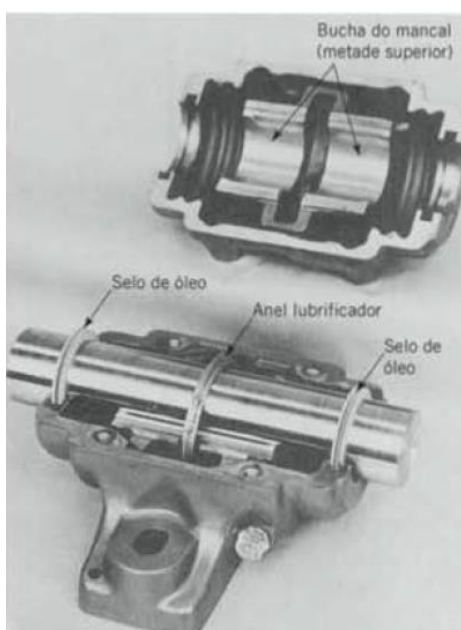


Figura 22 - Mancal com anel lubrificador (JUVINALL, 2013)

### 2.3.1 - Tipos de Mancais

Os mancais deslizantes requerem o deslizamento direto do componente de sustentação da carga em seu suporte. Também chamados de mancais plano, podem ser divididos em dois tipos (JUVINALL, 2013):

- Mancais de munhão ou mancais de luva: são cilíndricos e suportam cargas radiais;
- Mancais axiais ou mancais de encosto: geralmente são planos e, no caso de eixos rotativos, suportam cargas na direção do eixo geométrico.

O mancal utilizado no presente trabalho foi fabricado no Laboratório de Processos de Fabricação do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica e possui característica de um mancal de munhão.

### **2.3.2 - Buchas**

As buchas são, em geral, corpos cilíndricos ocos que envolvem os eixos, permitindo-lhes uma melhor rotação. Para a confecção da bucha utilizam-se diversos materiais, dos quais destacam-se em ordem de emprego os seguintes materiais:

- Metal patente: são ligas fundamentalmente a base de Estanho (89%), Antimônio (8%), Cobre (3%). Este metal é muito utilizado.
- Ligas binárias de Cobre e Chumbo (20 à 40% de Chumbo): A boa resistência a fadiga indica o seu uso em mancais que trabalham em condições severas.
- Bronzes: três são os principais tipos de bronzes:
  - Bronze a base de Estanho;
  - Bronze a base de Chumbo;
  - Bronze de alta resistência.

Todos os tipos especificados acima são utilizados em mancais de bombas de água, motores marítimos, trens de laminação, mancais de vagões ferroviários.

- Alumínio: suas ligas resistem bem a corrosão produzida pela acidez do lubrificante. São muito usados em mancais de motores de explosão, alguns compressores, equipamentos aeronáuticos.
- Prata: mancais com prata são muito usados em aeronaves e motores diesel. São camadas (0.001 à 0.005 in) de prata depositada internamente em mancais de aço.
- Ferro fundido: são raramente usados.
- Grafite: é misturado com cobre, bronze, e plásticos, obtendo assim, uma maior diminuição do coeficiente de fricção.

- Plásticos: muito utilizados em máquinas de indústrias têxteis, alimentícias, com produtos corrosivos, oxigênio líquido.

### 2.3.3 - Provedimento de lubrificação em um mancal

A análise da teoria da lubrificação hidrodinâmica admite que o óleo flui para o interior do mancal com velocidade inferior a que o óleo fluido vaza pelas extremidades do mancal. Os principais métodos de suprimento de óleo lubrificante ao mancal segundo Juvinal são:

- Anel Lubrificador: O anel lubrificador é usualmente cerca de uma vez e meia a duas vezes maior que o diâmetro do munhão ao qual ele é fixado. Quando o anel gira, carrega óleo para a parte superior do eixo. A bucha do mancal deve possuir um entalhe no topo para permitir que esse óleo seja mantido sobre o munhão.
- Colar Lubrificador: Um arranjo bastante similar ao do anel lubrificador utiliza um colar rígido fixado ao eixo. Esse colar é imerso em um reservatório de óleo em sua parte inferior e carrega óleo para a região superior, onde ele é lançado em um pequeno reservatório superior em cada um de seus lados. Dali o óleo flui por gravidade, através de furos, para a superfície do mancal.
- Lubrificação de Esguicho: Em algumas máquinas o óleo esguichado por componentes que se movimentam rapidamente pode ser canalizado para pequenos reservatórios acima do mancal. Além disso, pequenas "colheres de óleo" fixadas sobre os componentes giratórios também podem imergir no reservatório principal de óleo e captar o óleo que flui do interior dos mancais.
- Banho de Óleo: O termo banho de óleo usualmente se refere ao óleo que está sendo suprido em virtude de o munhão estar parcialmente submerso no reservatório de óleo, como é o caso do mancal parcial utilizado em vias férreas. Deve-se tomar cuidado com a lubrificação por banho de óleo para evitar a geração de uma turbulência excessiva e o batimento de um volume significativo de óleo, causando perdas excessivas por atrito viscoso e a possibilidade de queima do lubrificante.
- Orifícios e Ranhuras de Óleo: Uma ranhura axial é utilizada para distribuir o óleo na direção axial. O óleo entra na ranhura através de um orifício e flui por efeito da gravidade ou sob pressão. Em geral, essas ranhuras não podem ser

realizadas nas áreas sujeitas ao carregamento, pois a pressão hidrodinâmica diminui para valores próximos de zero nas ranhuras.

- Bomba de Óleo: O procedimento mais positivo de suprimento de óleo é através de uma bomba. O óleo alimentado pela bomba preenche as ranhuras circunferenciais dos mancais principais. Furos realizados no eixo de manivela conduzem o óleo dessas ranhuras para os mancais da biela. Ranhuras circunferenciais nos mancais da biela se ligam a furos raiados na biela que conduzem o lubrificante até os pinos pulsantes.

Os lubrificantes tipo graxa são relativamente fáceis de manusear e requerem somente os mais simples dos dispositivos de vedação; por estas razões a graxa é um dos lubrificantes mais utilizados. Uma comparação entre a lubrificação com graxa e óleo (Tabela 3) é apresentada pelo fabricante NTN em seu catálogo.

Tabela 3 - Comparação da lubrificação com graxa e a óleo ( NTN, 2014)

Em relação \ Método	Lubrificação com graxa	Lubrificação com óleo
Manutenção	◎	△
Confiabilidade	○	◎
Efeito de refrigeração	×	○ (Circulação necessária)
Estrutura da vedação	○	△
Perda de força	○	○
Contaminação do meio ambiente	○	△
Altas rotações	×	○

◎ : Muito bom   ○ : bom   △ : razoável   × : pobre

### 2.3.4 – Cartas de Projeto para Mancais

As soluções numéricas para a equação de Reynolds, Equação 2 apresentada no item 2.1, foram propostas por Raimondi e Boyd em 1958 na forma de cartas. Essas cartas apresentam gráficos de projetos para aplicação em mancais de todas as proporções. Todas as cartas fornecem gráficos dos parâmetros adimensionais

dos mancais em função do número característico do mancal, ou variável de Sommerfield,  $S$  (Equação 3). Diversas grandezas fornecidas nas cartas são ilustradas na Figura 24 (JUVINALL, 2013).

$$S = \left(\frac{R}{c}\right)^2 \frac{\mu n}{P} \quad (3)$$

Os valores de quaisquer das variáveis de desempenho e projeto do mancal são representadas nas Figuras 25 até 31. Os diagramas apresentados (Figura 25 até Figura 31) referem-se somente a mancais de munhão completo ( $\beta = 360^\circ$ ).

O gráfico de atrito, Figura 25, possui a variável de atrito  $(r/c)f$  no eixo das ordenadas do gráfico e no eixo das abscissas a razão  $(L/D)$ . A pressão máxima desenvolvida na película pode ser estimada pela determinação da taxa de pressão  $P/p(\text{máx})$  com base no gráfico da Figura 26. Já as localidades em que as pressões máximas e de término ocorrem, como podemos analisar na Figura 24, são determinadas no gráfico da Figura 27.

A variável espessura mínima de película  $h_0/c$  e a taxa de excentricidade  $\epsilon = e/c$  são representadas no gráfico da Figura 28 versus o número de Sommerfeld para diversos valores de  $(L/D)$ . A posição angular correspondente da espessura mínima de película é encontrada no gráfico da Figura 29. Os gráficos apresentados nas Figuras 30 e Figura 31 são utilizados para determinar o fluxo de lubrificante e fluxo lateral.



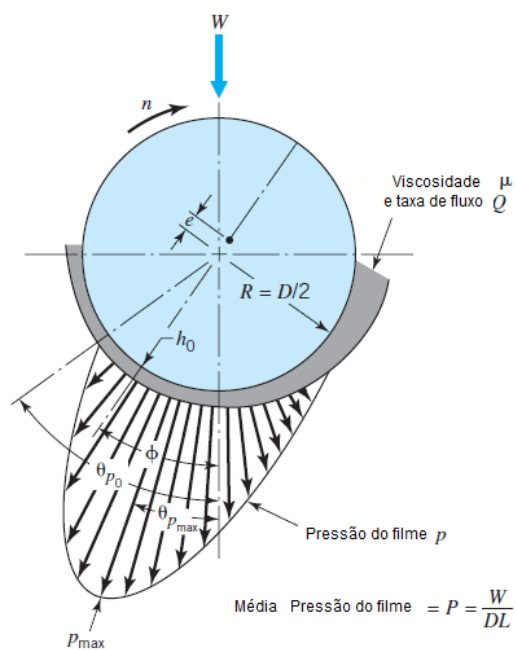


Figura 23 - Diagrama polar da distribuição da pressão do filme mostrando a notação utilizada (JUVINALL, 2013)

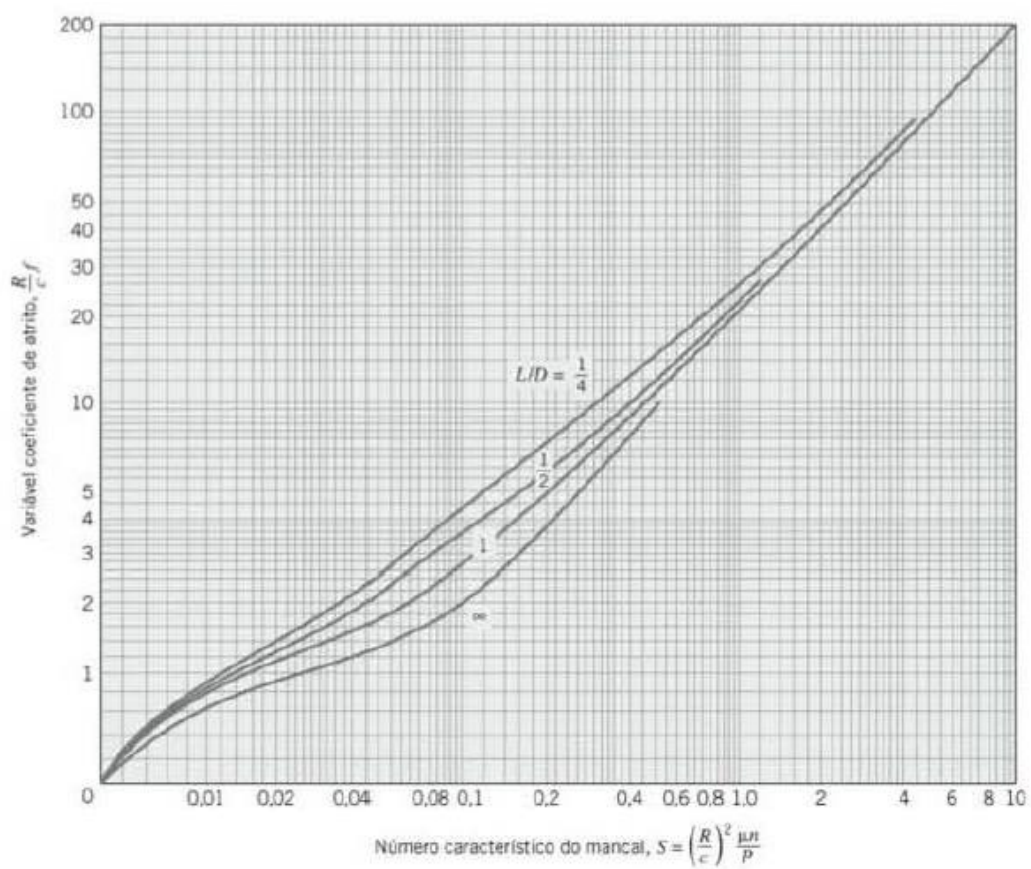


Figura 24 - Carta para a variável coeficiente de atrito (JUVINALL, 2013)

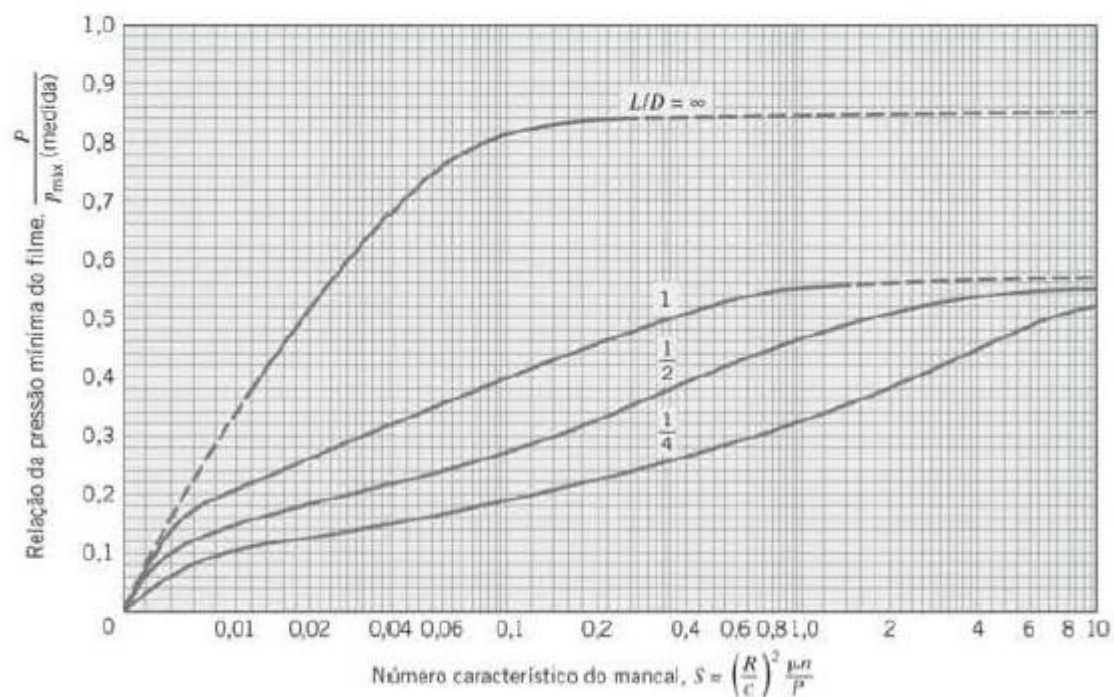


Figura 25 - Carta para a determinação da pressão máxima do filme ( JUVINALL, 2013)

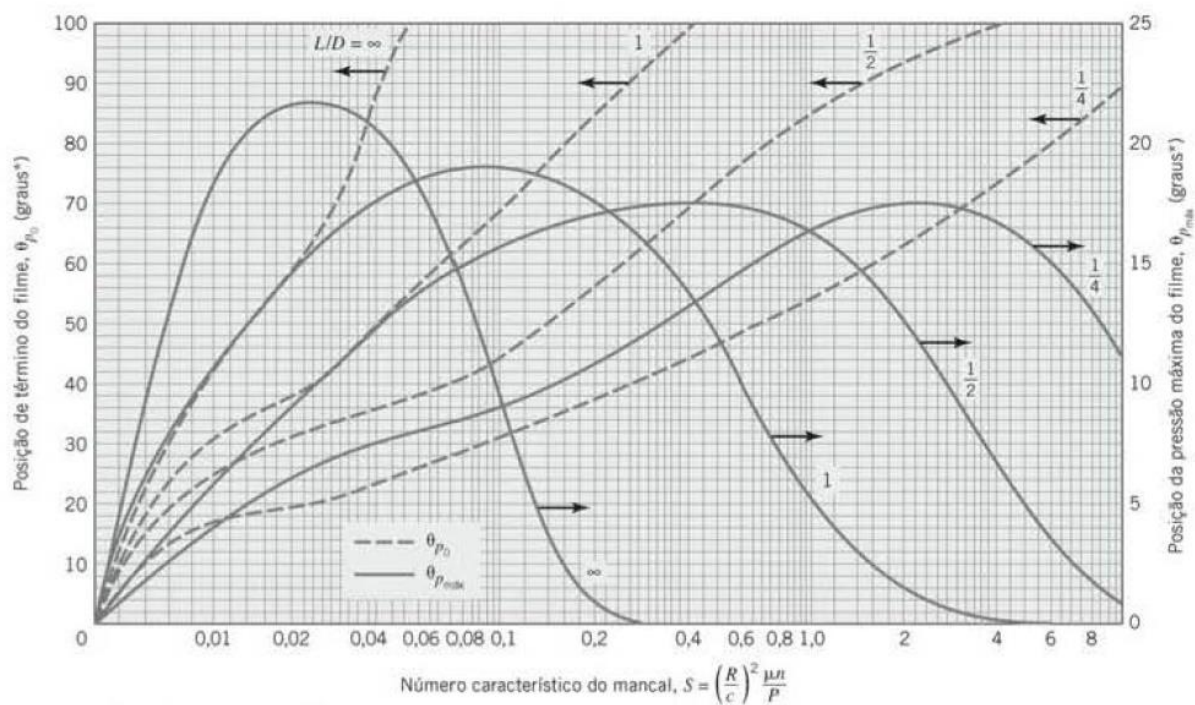


Figura 26 - Carta para as posições de pressão máxima do filme e término do filme (JUVINALL, 2013)

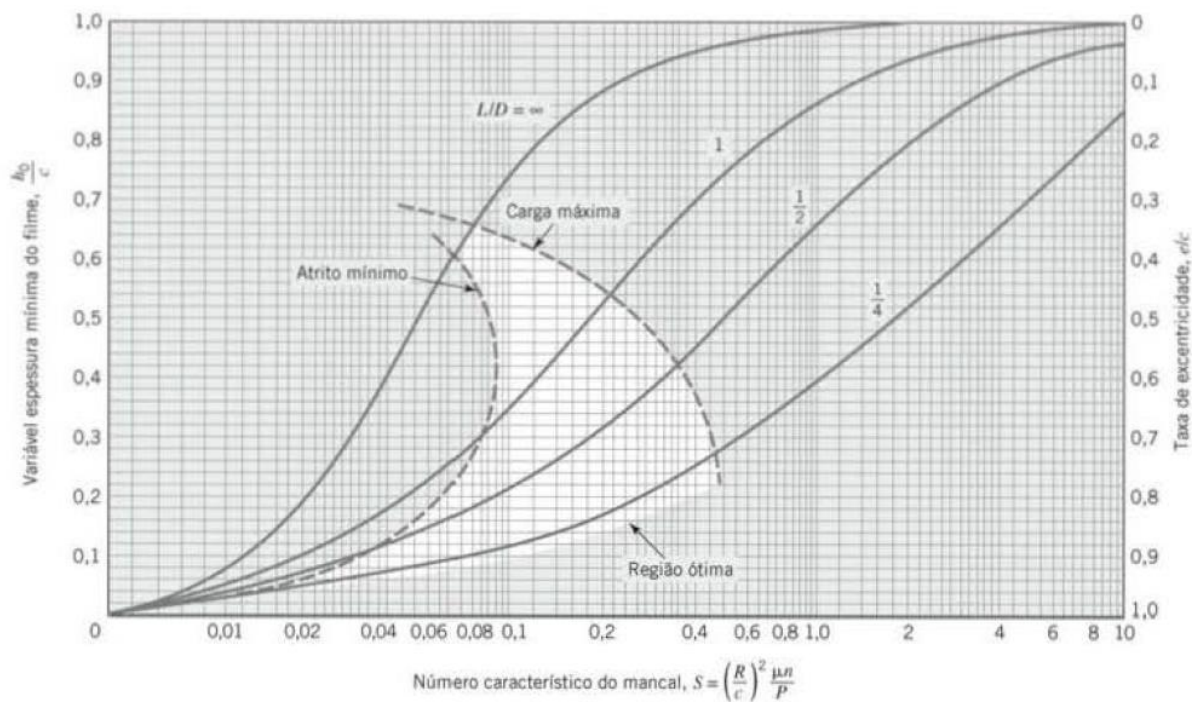


Figura 27 - Carta para a variável espessura mínima do filme (JUVINALL, 2013)

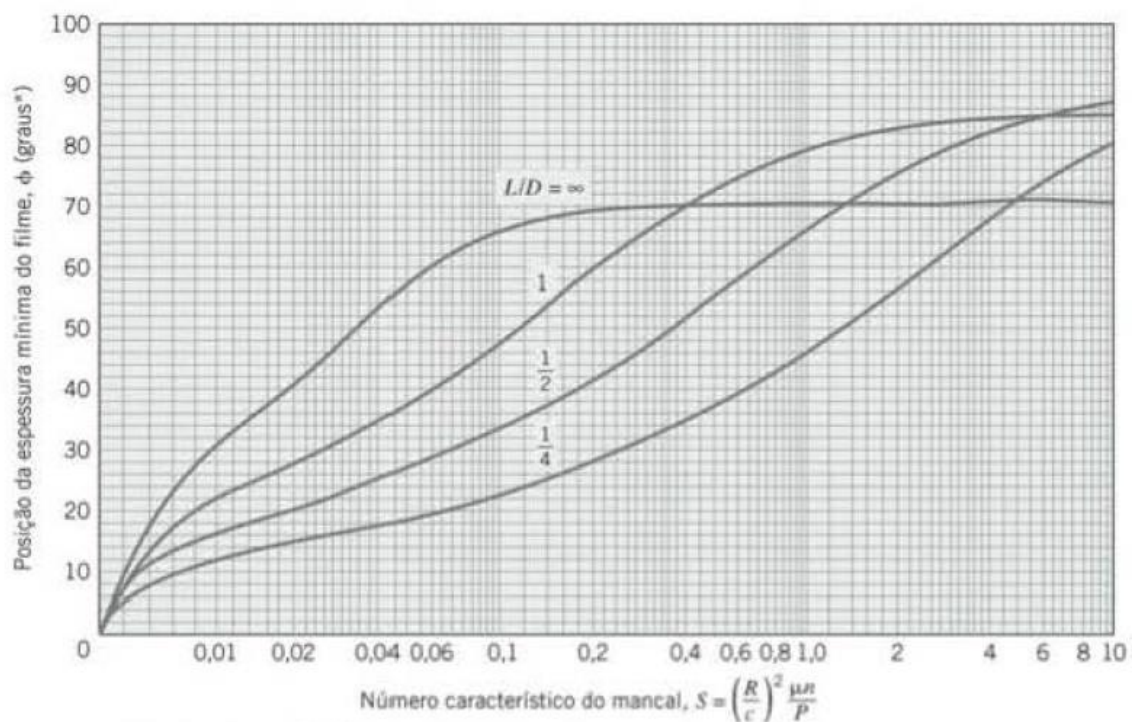


Figura 28 - Carta para a determinação da posição da espessura mínima do filme (JUVINALL, 2013)



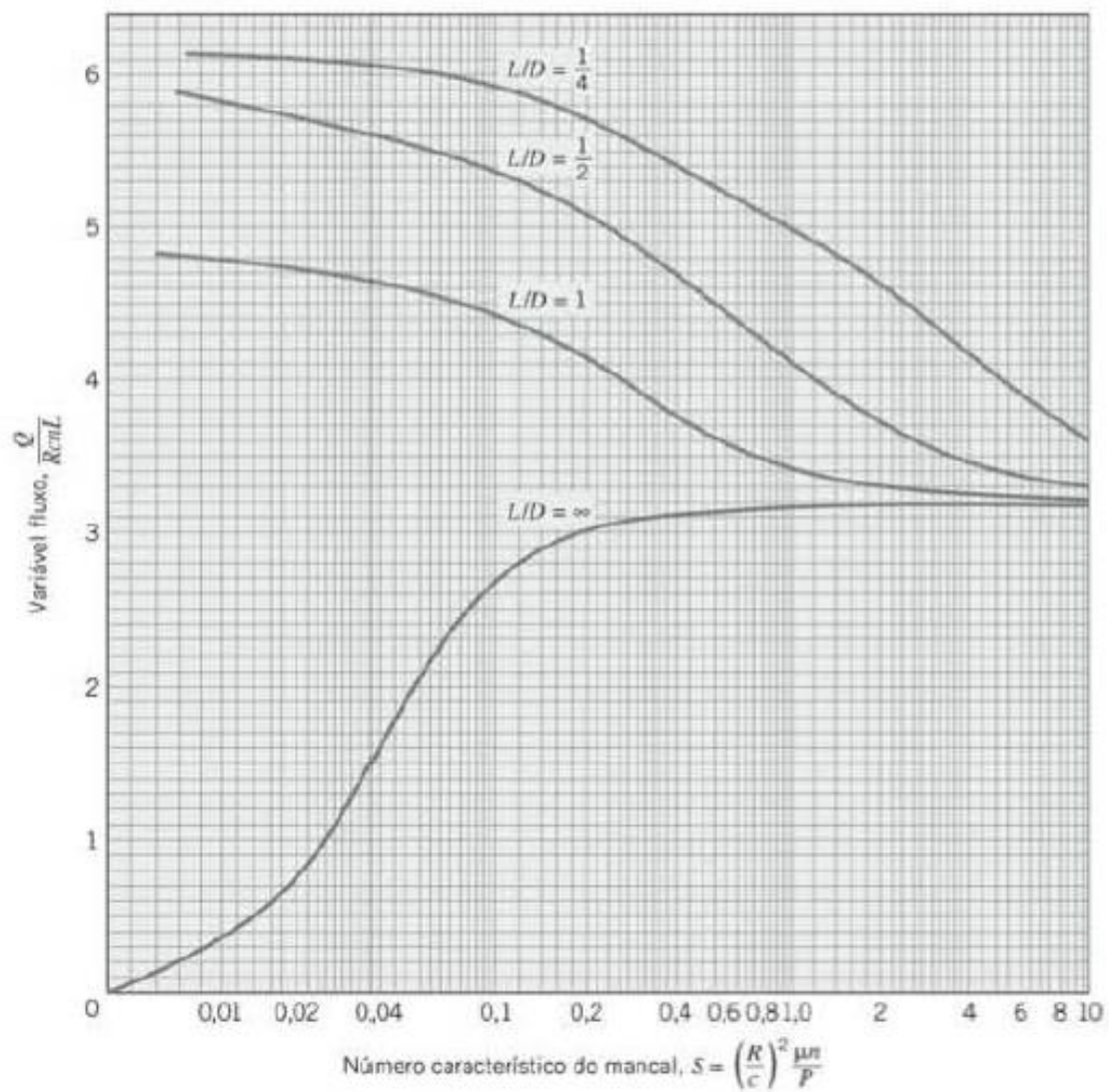


Figura 29 - Carta para a variável fluxo

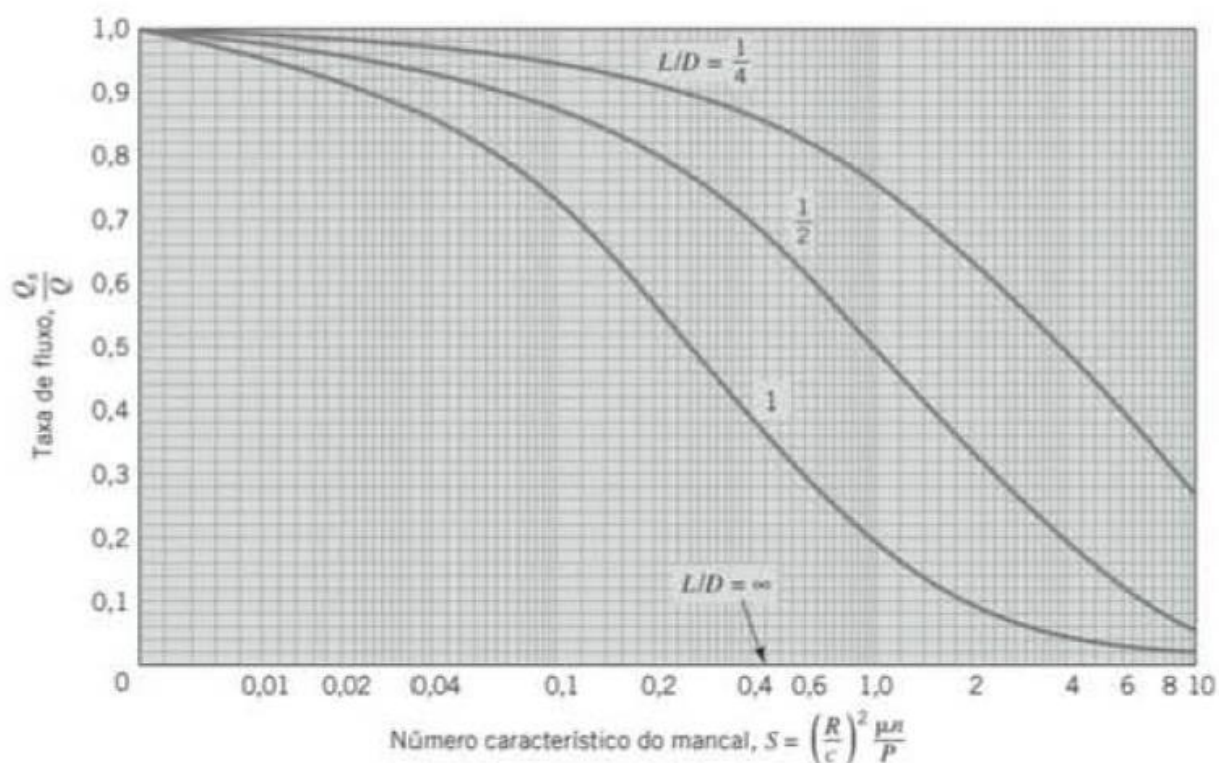


Figura 30 - Carta para a relação entre o fluxo lateral e o fluxo total (JUVINALL, 2013)

## 2.5 - PROPRIEDADES MECÂNICAS

O conhecimento das propriedades mecânicas é muito importante para a escolha do material para uma determinada aplicação, bem como para o projeto e fabricação do componente. Elas definem o comportamento do material quando sujeitos à esforços mecânicos, pois estas estão relacionadas à capacidade do material de resistir ou transmitir estes esforços aplicados sem romper e sem se deformar de forma incontrolável. Algumas propriedades mecânicas importantes são a resistência, a dureza, a ductilidade e a rigidez.

### 2.5.1 – Deformação

Segundo Callister (2008), o comportamento mecânico de uma material reflete a relação entre a sua resposta ou deformação a uma carga aplicada. Os metais quando submetidos a cargas ou/e momentos deformam-se. A intensidade e o tipo de deformação sofrido pelo metal são relacionados com a resistência do material, da

intensidade das forças e momentos aplicados, do caminho da deformação entre outras propriedades do material e sistema.

A deformação é comumente dividida em dois tipos:

- Deformação Elástica: aquela em que ao se remover os esforços atuando sobre o corpo, ele volta a sua forma original. Em uma escala atômica, a deformação elástica macroscópica é manifestada com pequenas alterações no espaçamento interatômico e no alongamento das ligações interatômicas. Como consequência, a magnitude do módulo de elasticidade é uma medida da resistência à separação dos átomos adjacentes (forças de ligação interatômicas)(CALLISTER, 2008).
- Deformação Plástica: aquela em que removidos os esforços atuantes no corpo, não há recuperação da forma original dele. De uma perspectiva atômica, a deformação plástica corresponde à quebra de ligações com os átomos vizinhos originais, seguida pela formação de novas ligações com novos átomos vizinhos, na medida em que um grande número de átomos ou moléculas se movem uns em relação aos outros; com a remoção da tensão, elas não retornam às suas posições originais (CALLISTER, 2008).

### **2.5.2 - Dureza**

Uma propriedade importante dos materiais é a dureza, que é uma medida da resistência de um material a uma deformação plástica localizada. É uma propriedade mecânica largamente utilizada em estudos e pesquisas mecânicas e metalúrgicas, e principalmente na especificação e comparação de materiais. Os primeiros ensaios de dureza eram baseados em minerais naturais, com uma escala construída unicamente em função da habilidade de um material em riscar um outro mais macio (CALLISTER, 2005). A primeira escala usada para se quantificar a dureza é a escala de Mohs conforme ilustrado na Tabela 4.

Tabela 4 - Escala de Mohs 1822 ( Adaptado pela autora de Calister 2007)

Dureza na Escala Mohs	Mineral
1	Talco
2	Gipsita
3	Calcita
4	Fluorita
5	Apatita
6	Ortoclásio
7	Quartzo
8	Topázio
9	Coríndon
10	Diamante

Técnicas para determinar a dureza de um material foram desenvolvidas ao longo dos anos, nas quais um pequeno penetrador é forçado contra a superfície de um material a ser testado, sob condições controladas de carga e taxa de aplicação. O penetrador ( ou indentador) pode ser arredondado ou pontiagudo e é feito de um material mais duro que o corpo de prova, por exemplo, aço endurecido, carbeto de tungstênio ou diamante (SHACKELFORD, 2008). Assim, quanto mais macio for o material, maior e mais profunda será a impressão e menor será o índice de dureza.

Os ensaios de dureza são realizados frequentemente uma vez que são simples e baratos, não-destrutivos (o corpo de prova não é fraturado e tampouco deformado excessivamente, uma pequena impressão é a única deformação mecânica) e permitem determinar outras propriedades do material, tais como o limite de resistência a tração. A dureza tem uma boa correlação com a resistência ao desgaste (ASKELAND, 2008). Um material com grande resistência à deformação plástica permanente também terá alta resistência ao desgaste, alta resistência ao corte e será difícil de ser riscado, ou seja, será duro em qualquer uma dessas situações.

Os Principais ensaios de dureza são:

- Dureza Brinell (ABNT NBR NM ISO 6506-1:2010);
- Dureza Rockwell (ABNT NBR NM ISO 6508-1:2005);
- Dureza Vickers (ABNT NBR NM ISO 6507-1:2005);
- Dureza Knoop (ABNT NBR NM ISO 4545-1:2005)
- Dureza Janka (ABNT NBR 7190:1997).

Os ensaios de dureza utilizados neste trabalho serão os ensaios de Dureza Brinell, Dureza Rockwell e Dureza Vickers.

#### 2.5.2.1 – Dureza Brinell

É um dos tipos de dureza mais utilizado na área de engenharia sendo simbolizada por BH. Foi proposto em 1900, pelo engenheiro sueco Johan August Brinell. Nos ensaios de dureza Brinell um penetrador esférico e duro é forçado contra a superfície do material a ser testado. O penetrador de aço endurecido ( ou carbeto de tungstênio) possui diâmetro de 10 mm. As cargas padrão variam entre 500 e 3000 kg, com incrementos de 500 kg; carga é mantida constante por um tempo específico entre 10 e 30 s) durante o ensaio.

O índice de dureza Brinell é uma função tanto da magnitude da carga quanto do diâmetro da impressão resultante. O diâmetro é então medido com o auxílio de um microscópio especial de baixo aumento; este valor é convertido no número BH apropriado utilizando uma tabela (Figura 32) ou os cálculos pertinentes (Figura 35).

O ensaio Brinell não é recomendado para durezas superiores a 600 BH devido as possíveis deformações do penetrador esférico afetarem a forma da indentação (Metals Handbook vol 18, 1992).

A dureza Brinell é definida em  $N/mm^2$  ou  $kgf/mm^2$ , como o quociente entre a carga aplicada pela área de contato (área superficial) , a qual é relaciona os valores D e d (diâmetro da esfera indentadora e da indentação, respectivamente) (Equação 4 ). A carga será determinada de tal modo que o diâmetro de impressão d se situe no intervalo de 0,25 a 0,5 do diâmetro da esfera D.

$$HB = \frac{2F}{\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (4)$$

A impressão será considerada ideal se o valor de d ficar na média entre os dois valores anteriores, ou seja, 0,375 mm. Para obter um diâmetro de impressão dentro do intervalo adequado deve-se manter constante a relação entre a carga (F) e o diâmetro ao quadrado da esfera do penetrador ( $D^2$ ) , ou seja, a relação  $F/D^2$  é igual a uma constante chamada fator de carga. Para padronizar o ensaio, foram fixados valores de fatores de carga de acordo com a faixa de dureza e o tipo de material. O



quadro da Figura 32 mostra os principais fatores de carga utilizados e respectivas faixas de dureza e indicações.

Diámetro del penetrador esférico, $D /$ Diámetro da esfera, $D$ mm				Relación fuerza-diámetro, $0,102 \times F/D^2 /$ Razão força-diâmetro, $0,102 \times F/D^2$					
				30	15	10	5	2,5	1
				Fuerza de ensayo, $F /$ Força de ensaio, $F$					
10				29,42 kN	14,71 kN	9,807 kN	4,903 kN	2,452 kN	980,7 N
	5			7,355 kN	----	2,452 kN	1,226 kN	612,9 N	245,2 N
		2,5		1,839 kN	----	612,9 N	306,5 N	153,2 N	61,29 N
			1	294,2 N	----	98,07 N	49,03 N	24,52 N	9,807 N
Diámetro medio de la impronta, $d /$ Diámetro médio da impressão, $d$ mm				Dureza Brinell, HBW					
2,40	1,200	0,600 0	0,240	653	327	218	109	54,5	21,8
2,41	1,205	0,602 4	0,241	648	324	216	108	54,0	21,6
2,42	1,210	0,605 0	0,242	643	321	214	107	53,5	21,4
2,43	1,215	0,607 5	0,243	637	319	212	106	53,1	21,2
2,44	1,220	0,610 0	0,244	632	316	211	105	52,7	21,1
2,45	1,225	0,612 5	0,245	627	313	209	104	52,2	20,9
2,46	1,230	0,615 0	0,246	621	311	207	104	51,8	20,7
2,47	1,235	0,617 5	0,247	616	308	205	103	51,4	20,5
2,48	1,240	0,620 0	0,248	611	306	204	102	50,9	20,4
2,49	1,245	0,622 5	0,249	606	303	202	101	50,5	20,2
2,50	1,250	0,625 0	0,250	601	301	200	100	50,1	20,0
2,51	1,255	0,627 5	0,251	597	298	199	99,4	49,7	19,9
2,52	1,260	0,630 0	0,252	592	296	197	98,6	49,3	19,7
2,53	1,265	0,632 5	0,253	587	294	196	97,8	48,9	19,6
2,54	1,270	0,635 0	0,254	582	291	194	97,1	48,5	19,4
2,55	1,275	0,637 5	0,255	578	289	193	96,3	48,1	19,3
2,56	1,280	0,640 0	0,256	573	287	191	95,5	47,8	19,1
2,57	1,285	0,642 5	0,257	569	284	190	94,8	47,4	19,0
2,58	1,290	0,645 0	0,258	564	282	188	94,0	47,0	18,8
2,59	1,295	0,647 5	0,259	560	280	187	93,3	46,6	18,7
2,60	1,300	0,650 0	0,260	555	278	185	92,6	46,3	18,5
2,61	1,305	0,652 5	0,261	551	276	184	91,8	45,9	18,4
2,62	1,310	0,655 0	0,262	547	273	182	91,1	45,6	18,2
2,63	1,315	0,657 5	0,263	543	271	181	90,4	45,2	18,1
2,64	1,320	0,660 0	0,264	538	269	179	89,7	44,9	17,9
2,65	1,325	0,662 5	0,265	534	267	178	89,0	44,5	17,8
2,66	1,330	0,665 0	0,266	530	265	177	88,4	44,2	17,7
2,67	1,335	0,667 5	0,267	526	263	175	87,7	43,8	17,5
2,68	1,340	0,670 0	0,268	522	261	174	87,0	43,5	17,4
2,69	1,345	0,672 5	0,269	518	259	173	86,4	43,2	17,3

Figura 31 - Exemplo de tabela que fornece os valores de dureza Brinell normal, em função de um diâmetro de impressão  $d$  (Fonte: Norma ABNT NBR NM ISO 6506-1:2010)

$F/D^2$	Dureza	Materiais
30	90 a 415 HB	Aços e ferros fundido
10	30 a 140 HB	Cobre, alumínio e suas ligas mais duras
5	15 a 70 HB	Ligas antifricção, cobre, alumínio e suas ligas mais moles
2,5	até 30 HB	Chumbo, estanho, antimônio e metais-patente

Figura 32 - Fatores de carga para o ensaio de dureza Brinell ( Fonte: Adaptado na Norma ABNT NBR NM ISO 6506-1:2010)

### 2.5.2.2 – Dureza Rockwell

O ensaio de dureza Rockwell difere fundamentalmente do ensaio de dureza Brinell pelo fato de eliminar o tempo necessário para medição de qualquer dimensão da impressão causada, já que o resultado pode ser lido diretamente na máquina de ensaio. Várias escalas diferentes podem ser utilizadas a partir de combinações possíveis de vários penetradores e diferentes cargas, o que permite o ensaio de, virtualmente, todas as ligas metálicas (assim como alguns polímeros). Este ensaio utiliza como penetrador uma pequena esfera de aço para materiais macios e um penetrador cônico de diamante (Brale) para materiais mais duros. Como não é preciso fazer uma medição óptica das dimensões da impressão, o teste de Rockwell tende a ser mais difundido que o teste de Brinell (ASKELAND, 2008).

O número de dureza Rockwell é determinado pela diferença na profundidade de penetração resultante da aplicação de uma carga inicial (pré-carga) menor seguida por uma carga principal maior; sendo o objetivo penetrar nas imperfeições da superfície da peça e vencer as deformações elásticas. Com base nas magnitudes de ambas as cargas, a pré-carga e a principal, existem dois tipos de ensaios: Rockwell e Rockwell superficial. Para o ensaio Rockwell, a carga menor é de 10 kg, enquanto as cargas principais são de 60, 100 e 150 kg. Cada escala é representada por uma letra do alfabeto (Figura 34 e Figura 35).

<i>Símbolo da Escala</i>	<i>Penetrador</i>	<i>Carga Principal (kg)</i>
A	Diamante	60
B	Esfera com 1/16 pol.	100
C	Diamante	150
D	Diamante	100
E	Esfera com 1/8 pol.	100
F	Esfera com 1/16 pol.	60
G	Esfera com 1/16 pol.	150
H	Esfera com 1/8 pol.	60
K	Esfera com 1/8 pol.	150

Figura 33 - Escalas de Dureza Rockwell ( CALLISTER, 2005)

Nos ensaios de dureza Rockwell superficial a pré-carga é de 3 kg e a carga principal pode ser de 15, 30 ou 45 kg. Os ensaios superficiais são realizados com frequência para corpos-de-prova mais finos.

A norma brasileira especifica a profundidade necessária que o penetrador deve atingir durante o ensaio. De modo geral, a espessura mínima do corpo de prova deve ser 17 vezes a profundidade atingida pelo penetrador. Entretanto, não há meios de medir a profundidade exata atingida pelo penetrador no ensaio de dureza Rockwell. Imprecisões são esperadas caso o corpo-de-prova for muito fino, se a impressão é realizada muito próxima à aresta da amostra ou se são feitas duas impressões muito próximas uma das outras. Conseqüentemente deve ser dado um espaçamento de no mínimo três diâmetros da impressão entre o centro de uma impressão e a aresta do corpo-de-prova ou até o centro de uma segunda impressão (CALLISTER, 2007).

#### 2.5.2.3 – Dureza Vickers

O ensaio de dureza Vickers ( algumas vezes, também chamado de pirâmide de diamante), simbolizada por HV , também emprega o princípio da indentação do material a ser testado. Para cada ensaio, um penetrador de diamante muito pequeno e com geometria piramidal é forçado contra a superfície do corpo-de-prova. O método é baseado no princípio de que as impressões provocadas pelo penetrador possuem similaridade geométrica, independentemente da carga aplicada. Assim, cargas de diversas magnitudes são aplicadas na superfície plana da amostra, dependendo da dureza a ser medida (CALLISTER, 2007). O número Vickers (HV ) é então determinado pela razão entre a carga (F) e a área superficial da impressão (Figura 35)(Equação 5).

$$HV = \frac{1,8544F}{d^2} \quad (\text{Equação 5})$$

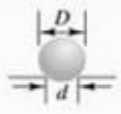



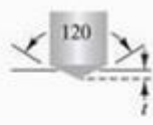





Ensaio	Indentador	Forma da indentação		Carga	Fórmula para o número de dureza
		Vista lateral	Vista superior		
Brinell	Esfera de aço de 10 mm ou carbeto de tungstênio			$F$	$BHN = \frac{2F}{\pi D [D - \sqrt{D^2 - d^2}]}$
Vickers	Pirâmide de diamante			$F$	$VHN = 1,8544F/d^2$
Rockwell					
A } C } D }	Cone de diamante			60 kg 150 kg 100 kg	$R_A =$ $R_C =$ $R_D =$ } 100 – 500t
B } F } G }	Esfera de aço com $\frac{1}{16}$ pol. de diâmetro			100 kg 60 kg 150 kg 100 kg 60 kg	$R_B =$ $R_F =$ $R_G =$ } 130 – 500t
E } H }	Esfera de aço com $\frac{1}{8}$ pol. de diâmetro			100 kg 60 kg	$R_E =$ $R_H =$

Figura 34 - Técnicas de ensaio de dureza (SHACKELFORD, 2008).

#### 2.5.2.4 – Conversão de Dureza

A conversão de dureza de uma escala para a outra escala é desejável. Entretanto, uma vez que a dureza não é uma propriedade bem definida dos metais, também devido às diferenças experimentais existentes entre as várias técnicas, um sistema de conversão abrangente não foi desenvolvido. Os dados de conversão de dureza mais confiáveis são os dos aços (Figura 36) (CALLISTER, 2007). Tabelas de conversão detalhadas para vários outros metais e ligas estão incluídas na Norma ASTM E 140, “Standart Hardness Conversion Tables for Metals” (Tabelas Padrão para a Conversão da Dureza de Metais) .

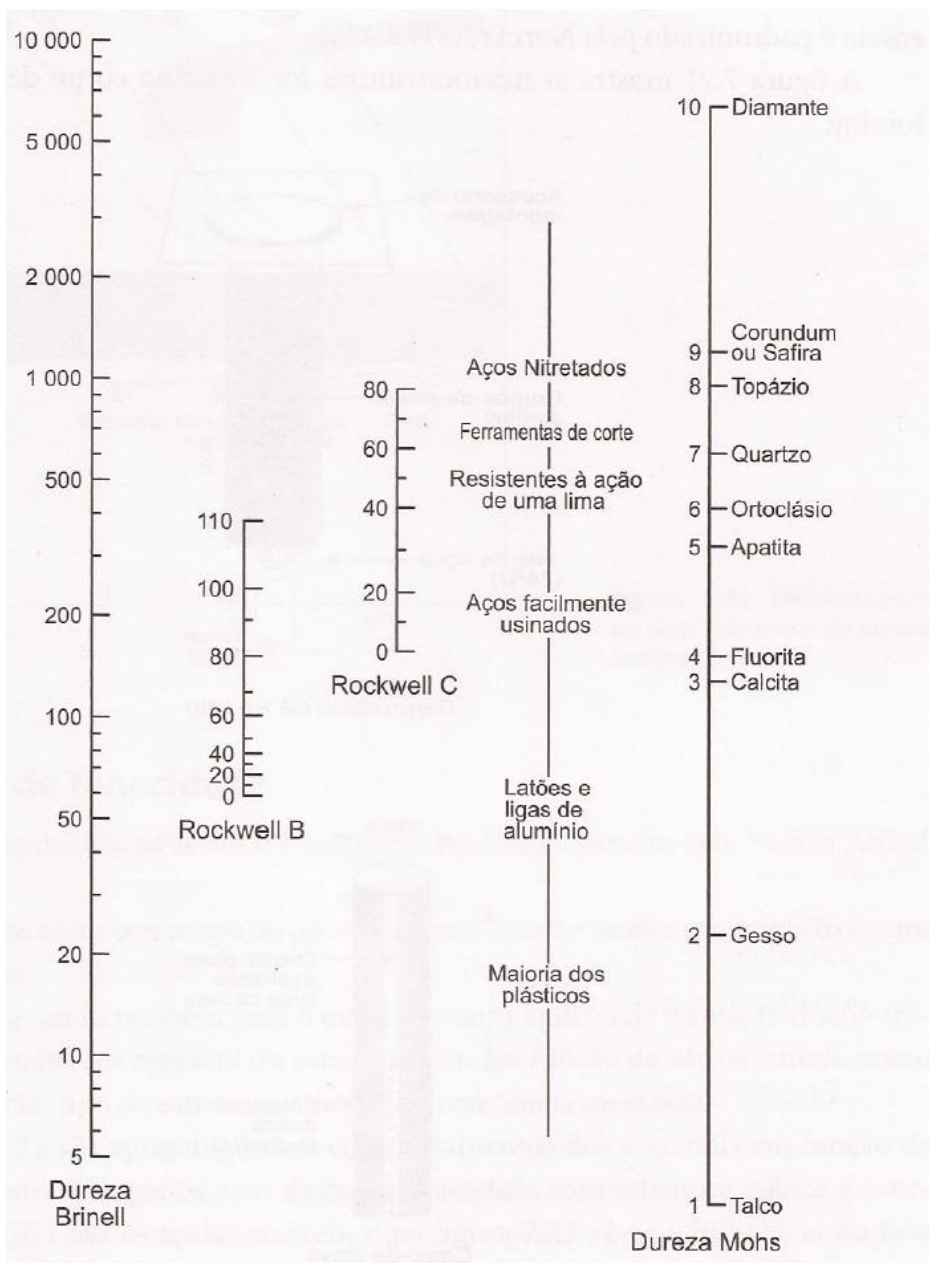


Figura 35 - Comparação entre várias escalas de dureza (CALLISTER, 2007)

### 3- METODOLOGIA, EQUIPAMENTOS E MATERIAIS

Este capítulo apresenta a metodologia aplicada nas etapas da caracterização dos materiais.. São especificados também a manufatura e características do equipamento utilizado nos ensaios de desgaste, o preparo da matéria-prima e suas características, e a montagem da matriz do planejamento de experimentos. As técnicas utilizadas para a caracterização da superfície da bucha após o desgaste também são abordadas.

#### 3.1. CARACTERIZAÇÃO DOS MATERIAIS

Neste trabalho foram utilizados duas ligas diferentes para serem ensaiadas:

Liga A: Bronze TM 23;

Liga B: Aço 1045 trefilado.

A liga A foi utilizada na fabricação das buchas a serem desgastadas. A escolha do material para esta aplicação se deve ao fato de que apresenta boa resistência à corrosão, excelente qualidade antifricção, excelente usinabilidade, ótima conformabilidade para buchas e/ou mancais e elementos de desgaste controlado. A Tabela 5 apresenta a composição química média do bronze de acordo com o fabricante. E a Tabela 6, apresenta as características mecânicas médias do bronze de acordo com o fabricante.

Tabela 5 - Composição química do bronze de acordo com o fabricante (Termomecânica, 2010)

Valores típicos	TM23
COBRE	73%
ESTANHO	4%
ZINCO	8%
CHUMBO	15%

Tabela 6 - Características mecânicas médias do bronze de acordo com o fabricante (Termomecânica, 2010)

Valores típicos	TM23
Estado	fundido
Formato do corpo de prova	redondo com 25mm diâm.
Lim. de resistência (MPa - N/mm <sup>2</sup> )	275
Escoamento (MPa - N/mm <sup>2</sup> )	157
Alongamento % em 5,65 $l_0$	23
Estricção %	17
Dureza Brinell	75 (HB 10)
Energia absorvida*	18

\*Ensaio de impacto Charpy A (Nm/cm<sup>2</sup>)

Já a liga B foi empregada nos eixos. Com 0,45% de carbono em sua composição (Tabela 7), o aço SAE 1045 é classificado como aço de médio teor de carbono com boas propriedades mecânicas e tenacidade bem como boas usinabilidade e soldabilidade quando laminado a quente ou normalizado. De acordo com o fabricante, este aço é comumente utilizado com durezas de 180 a 300 HB (Gerdau 2014). As suas aplicações compreendem eixos, peças forjadas, engrenagens comuns, componentes estruturais e de máquinas, virabrequim (Gerdau, 2014)

Tabela 7 - Composição química preferencial do aço 1045 ( Gerdau, 2014)

Tabela de Composição Química Referencial				
Norma	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
SAE 1045	0,43-0,50	0,60-0,90	0,030 máx.	0,050 máx.

### 3.1.1 – Ensaio de Dureza

Ainda como uma etapa da caracterização das ligas, foram efetuadas medidas de macrodureza e microdureza nos materiais utilizando os equipamentos representados nas Figuras 37 e 38. O ensaio de dureza Rockwell C foi realizado apenas no material do eixo (aço 1045) devido a pequena abrangência de durezas que esse método possui<sup>5</sup>. Já as durezas Brinell e Vickers foram realizadas nos materiais do eixo e bucha.



Figura 36 - Equipamento de Análise de Dureza Rockwell C do Laboratório de Resistência dos Materiais da Faculdade de Engenharia de Juiz de Fora

Realizou-se o corte do material do eixo em pequenos tarugos de 20 mm de espessura e de uma bucha de 10 mm de espessura. Para cada ensaio foram realizados 3 medições.

As medições em escala Brinell foram realizadas utilizando a norma NM-ISO 6506-1. Utilizou-se uma esfera com diâmetro de 2,50 mm e carga de 62,50 kgf.

---

<sup>5</sup> O ensaio de dureza Rockwell C é aplicável apenas para materiais como o aço, titânio com camada endurecida profunda e materiais com HRB > 100



Como parte do procedimento verificou-se a medida da calota esférica gravada na peça e fez-se a medição na tela do durômetro RENE GRAF(Figura 37).



Figura 37 - Equipamento de Análise de Dureza Vickers e Brinell do Laboratório de Resistência dos Materiais da Faculdade de Engenharia de Juiz de Fora

Os ensaios de dureza Vickers foram realizadas utilizando a norma NM-ISO 6507-1. Utilizou-se um penetrador piramidal e cargas de 100 kgf para o material do eixo e cargas de 40 kgf e 50 kgf para o material da bucha. Como parte do procedimento verificou-se a medida da diagonal da base da pirâmide gravada na peça e fez-se a medição na tela do durômetro RENE GRAF (Figura 37).

Os ensaios de dureza Rockwell C foram realizados apenas no material do eixo. A normal NM ISO 6508-1 foi utilizada na medição. O aparelho em que o ensaio foi realizado é mostrado na Figura 36.

### 3.2. ENSAIOS DE DESGASTE

A escolha de um ensaio de desgaste depende não apenas do tipo de desgaste a ser investigado, mas também dos objetivos do ensaio (ZAMPIERI, 1983). Neste trabalho, foram realizados o mapeamento e verificação do desgaste ocorrido em uma bucha de mancal deslizante. É importante resaltar que não houve a intenção de se reproduzir, a nível de laboratório, o comportamento dos materiais quando enfrentam condições reais de trabalho. Simplesmente procurou-se expor as ligas ensaiadas a um mecanismo de desgaste bem definido, controlando-se um máximo possível de variáveis. Os resultados daí obtidos são usados para determinar o comportamento de uma bucha de bronze TM 23 ao desgaste em diferentes condições de lubrificação e rotação.

No presente trabalho, optou-se pela construção de um dispositivo próprio de ensaios de desgaste que permita a reprodutibilidade dos resultados obtidos.

#### **3.2.2 Descrição do equipamento**

Neste tópico, a construção e montagem do equipamento é explicada e detalhada. Os ensaios e a fabricação do equipamento foram realizados no Laboratório de Processos de Fabricação do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica.

Para o estudo aqui efetuado, construiu-se uma máquina de ensaio composta por uma chapa metálica de 500 mm X 300 mm onde foram acoplados um motor e o mancal de deslizamento. O mancal foi produzido no Laboratório de Processos de Fabricação a partir de um tarugo de aço 1045 de 50mm de diâmetro e 30mm de espessura e uma chapa de aço retangular de 150mm por 50mm. O tarugo usinado foi soldado à chapa metálica conforme Figura 39.



Figura 38 - Mancal utilizado nos ensaios ( Fonte: Autora)

Foram utilizados dois motores diferentes devido a necessidade de modificação da rotação para o ensaio. O primeiro motor utilizado possui uma rotação de 1750 rpm (Figura 40), é um motor Weg monofásico de um HP. Já o segundo, um motor de indução trifásico Kohlbach de dois HP, possui uma rotação superior ao primeiro, 3400 rpm (Figura 41).



Figura 39 - Motor com 1750 rpm utilizado na primeira fase dos ensaios( Fonte: Autora)



Figura 40 - Motor com 3400 rpm utilizado na segunda fase dos ensaios( Fonte: Autora)

Devido as diferenças de altura entre os motores foram utilizados calços de *nylon* para o alinhamento entre os eixos do motor e o eixo que teve contato com a bucha. Foi também utilizado um acoplamento para a conexão entre os eixos (Figura 42).

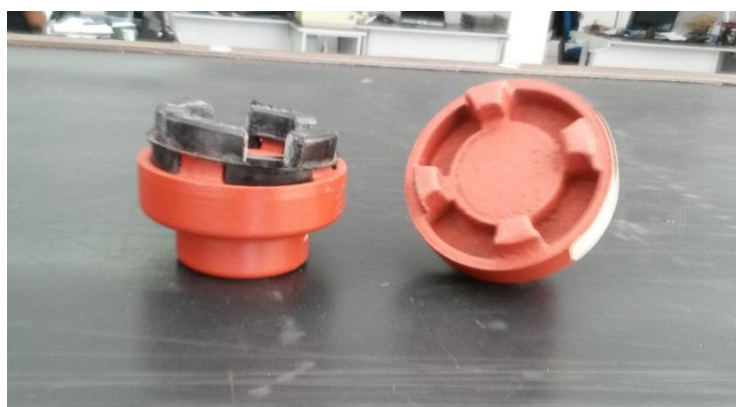


Figura 41 - Acoplamento utilizado nos ensaios( Fonte: Autora)

As Figuras 43 e 44 e mostram os detalhes do sistema tribológico após a montagem. A Figura 43 foi realizada durante o ensaio utilizando a lubrificação de banho de óleo, já a Figura 44, durante o ensaio utilizando a lubrificação de graxa. O óleo utilizado foi o SAE 20W – 50 que possui viscosidade 146 cSt a 40°C (Tabela 8). A lubrificação a óleo escolhida foi a de banho de óleo, abaixo do mancal foi acoplado um reservatório com óleo contido. Fator importante neste sistema é a correta manutenção de nível considerando-se que o óleo, além de lubrificar, deve resfriar a peça. Já para os ensaios utilizando graxa, foi utilizado o LUBRAX

AUTOLITH 2, que apresenta viscosidade de 195 cSt a 40°C (Tabela 9). A graxa foi aplicada apenas no início do ensaio. Foi utilizado um parafuso para a fixação da bucha no mancal.



Figura 42 - Equipamento com o ensaio de banho de óleo e motor 1750 rpm( Fonte: Autora)

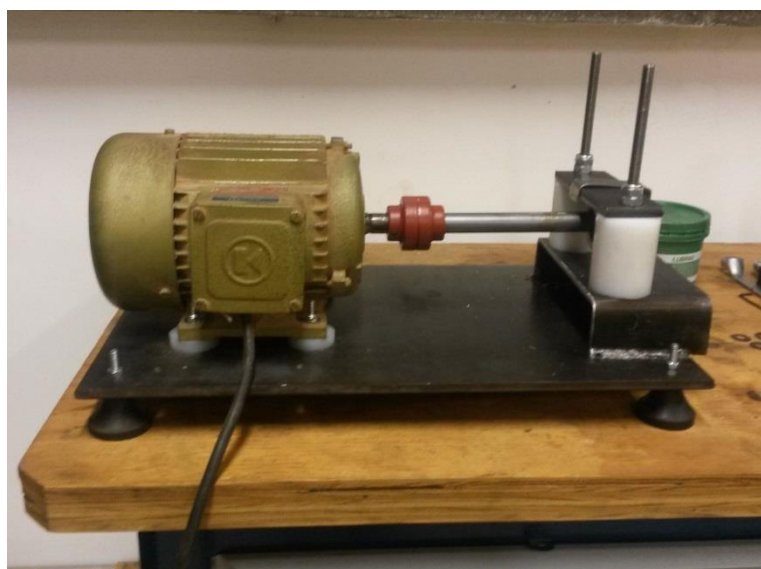


Figura 43 - Equipamento com o ensaio de graxa e motor 3400 rpm( Fonte: Autora)

Tabela 8 - Propriedades do óleo SAE 20W-50 de acordo com o fabricante (Cosan Combustíveis e Lubrificantes, 2009)

### Propriedades típicas

Mobil Super 1000 20W-50		
Grau SAE		20W-50
Viscosidade,	ASTM D 445	
cSt @ 40°C		146
cSt @ 100°C		17.8
Índice de Viscosidade,	ASTM D 2270	135
Cinzas Sulfatadas, % em massa,	ASTM D 874	0.96
Ponto de Fluidez, °C,	ASTM D 97	-18
Ponto de Fulgor, °C,	ASTM D 92	238

Tabela 9 - Propriedades da graxa de acordo com o fabricante (Lubrax, 2012)

ANÁLISES TÍPICAS		
GRAU NLGI		2
Penetração Trabalhada 60x	(0,1 mm)	285
Ponto de Gota	(°C)	190
Características do Óleo Básico		
Viscosidade a 40°C	(cSt)	195
Viscosidade a 100°C	(cSt)	15,0

### 3.3. ELABORAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

Os corpos de prova para os ensaios de desgaste consistiram de eixos de aço 1045 trefilado de 200 mm e diâmetro de 19,05 mm conforme mostrado na Figura 44 e buchas de bronze TM23 de 19,5 mm de diâmetro interno, 39,3 mm de diâmetro externo e espessura de aproximadamente 7 mm (Figura 46). Foi usinado um rebaixo nos eixos utilizados para os ensaios de banho de óleo para que o nível de óleo atingisse o contato eixo bucha no mancal. Foi adquirido um tarugo de bronze conforme mostrado na Figura 45 e dele foram cortadas e usinadas as buchas para o tamanho necessário. Os eixos de aço foram cortados de barras de 1000 mm adquiridas também no mesmo estabelecimento situado em Juiz de Fora. Os valores das dimensões dos corpos de prova foram baseados de acordo com as cartas de Raimondi e Boyd apresentadas no item 2.2.9, foi adotado o valor de L/D de 1/4. As Tabelas 10 e 11 apresentam os valores encontrados nas cartas para o mancal. O



valor adotado da viscosidade para os ensaios sem lubrificação foi o valor da viscosidade do ar,  $1,8 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$  (White, 1999). Já na Tabela 12, são apresentados os valores calculados a partir das Tabelas 10 e 11.

Tabela 10 - Valores das propriedades do mancal a partir das cartas de Raimondi e Boyd

Condição de Lubrificação	Rotação do motor	Número de Sommerfeld	ho/c	$\Phi$	rf/c	Q/(rcNL)
Óleo SAE 20W-50	1750 rpm	2,93	0,591	61,2	51,5	4,35
Graxa	1750 rpm	3,91	0,651	65	55,1	4,16
Sem Lubrificação	1750 rpm	3,65	0,643	64,2	54,6	4,18
Óleo SAE 20W-50	3400 rpm	5,69	0,527	70	112	3,88
Graxa	3400 rpm	7,60	0,693	74,1	144	3,68
Sem Lubrificação	3400 rpm	7,10	0,678	73,2	134	3,71

Tabela 11 - Valores das propriedades do mancal a partir das cartas de Raimondi e Boyd

Condição de Lubrificação	Rotação do motor	Número de Sommerfeld	Qs/Q	p/p(máx)	$\theta_{po}$	$\theta_{p(max)}$	$\epsilon$
Óleo SAE 20W-50	1750 rpm	2,93	0,561	0,408	69	17,5	0,41
Graxa	1750 rpm	3,91	0,491	0,437	73,7	16,3	0,5
Sem Lubrificação	1750 rpm	3,65	0,496	0,425	72,3	16,8	0,357
Óleo SAE 20W-50	3400 rpm	5,69	0,44	0,668	79,6	15,3	0,273
Graxa	3400 rpm	7,60	0,328	0,49	85,6	13,2	0,207
Sem Lubrificação	3400 rpm	7,10	0,311	0,481	84,1	13,7	0,222

Tabela 12 - Valores calculados para o mancal a partir das Tabelas 9 e 10

Rotação do motor	Número de Sommerfeld	f	Q	Qs	p (máx)	ho
1750 rpm	2,93	0,13517	0,00878	0,004926	75,0052	0,000582
1750 rpm	3,91	0,144619	0,008397	0,004123	70,02774	0,000641
1750 rpm	3,65	0,143307	0,008437	0,004185	72,00499	0,000633
3400 rpm	5,69	0,293963	0,015216	0,006695	45,81156	0,000519
3400 rpm	7,60	0,377952	0,014432	0,004734	62,45331	0,000682
3400 rpm	7,10	0,351705	0,014549	0,004525	63,62187	0,000667



Figura 44 - Eixos recém cortados (Fonte: Autora)



Figura 45 - Tarugo de bronze TM 23 ( Fonte: Autora)





Figura 46 - Bucha de bronze padrão e parte do mancal ( Fonte: Autora)

### 3.4. ENSAIOS DE DESGASTE

Por se tratar de uma metodologia empírica, diversas formas de combinações foram testadas conforme Tabela 13. Neste item são apresentadas as linhas gerais que guiaram o desenvolvimento, até a obtenção da combinação utilizada e as implicações que foram detectadas no decorrer do processo, resultando na caracterização da superfície após o desgaste em cada situação.

Tabela 13 - Tabela com as combinações de parâmetros testadas

Condição	Amostra	Tipo de Lubrificação	Rotação do motor
1	1	Óleo SAE 20W-50	1750 rpm
1	2	Óleo SAE 20W-50	1750 rpm
1	3	Óleo SAE 20W-50	1750 rpm
2	4	Graxa	1750 rpm
2	5	Graxa	1750 rpm
2	6	Graxa	1750 rpm
3	7	Sem Lubrificação	1750 rpm
3	8	Sem Lubrificação	1750 rpm
3	9	Sem Lubrificação	1750 rpm
4	10	Óleo SAE 20W-50	3400 rpm
4	11	Óleo SAE 20W-50	3400 rpm
4	12	Óleo SAE 20W-50	3400 rpm
5	13	Graxa	3400 rpm
5	14	Graxa	3400 rpm
5	15	Graxa	3400 rpm
6	16	Sem Lubrificação	3400 rpm
6	17	Sem Lubrificação	3400 rpm
6	18	Sem Lubrificação	3400 rpm

Todos os ensaios foram efetuados utilizando-se o mesmo equipamento, as buchas de bronze TM 23 com mesmas dimensões e o eixo de aço 1045 com as dimensões também padronizadas conforme exposto no item 3.3 - Elaboração dos corpos de prova. A dureza média fornecida pelos fabricantes dos materiais empregados é dada conforme item 3.1; e a composição química preferencial é a apresentada pelas Tabelas 5 e 7 (conforme item 3.1).

Os parâmetros principais que foram mantidos constantes foram: carga aplicada no sistema, foi considerado apenas o peso própria do eixo como carga aplicada; material da bucha e do eixo e suas características: dureza, resistência, ponto de fusão, conductividade térmica e potencial eletroquímico; parâmetro do ambiente: todos os ensaios foram realizado no mesmo local.

Os ensaios de desgaste foram quantificados através do tempo de ensaio para os contatos lubrificados, cerca de 10 horas de ensaio para cada um. Já os contatos não lubrificados, o equipamento operou até o desgaste da bucha e o início do atrito entre o eixo e o mancal. Os sistemas não lubrificados operaram em média cerca de 2 horas cada um. Os ensaios de desgaste foram realizados, sob determinadas condições fixas, com um total de três corpos de prova para cada combinação de lubrificação e rotação do motor. Foram realizados 6 tipos combinações nos testes experimentais (Tabela 13):

1. Contato com lubrificação de banho de óleo com o motor de rotação 1750 rpm;
2. Contato com lubrificação de graxa com o motor de rotação 1750 rpm;
3. Contato sem lubrificação com o motor de rotação 1750 rpm;
4. Contato com lubrificação de banho de óleo com o motor de rotação 3400 rpm;
5. Contato com lubrificação de graxa com o motor de rotação 3400 rpm;
6. Contato sem lubrificação com o motor de rotação 3400 rpm;

### 3.5. ANÁLISE DAS SUPERFÍCIES DESGASTADAS

Após os testes as amostras então foram cortadas para possibilitar a análise da superfície interna (superfície que teve contato com o eixo durante os ensaios e foi desgastada) no microscópio óptico. Após o corte cada peça foi limpa. As fotos da superfície foram realizadas com uma lupa de aumento de 4 vezes.

As superfícies desgastadas foram então observadas ao microscópio eletrônico Physis do Laboratório de Metalografia do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora (Figura 47) conectado pela câmera existente no equipamento a um computador para o processamento das imagens no software da câmera (Figura 48).



Figura 47 - Bancada de análise do Laboratório de metalografia - UFJF (Fonte: Autora)

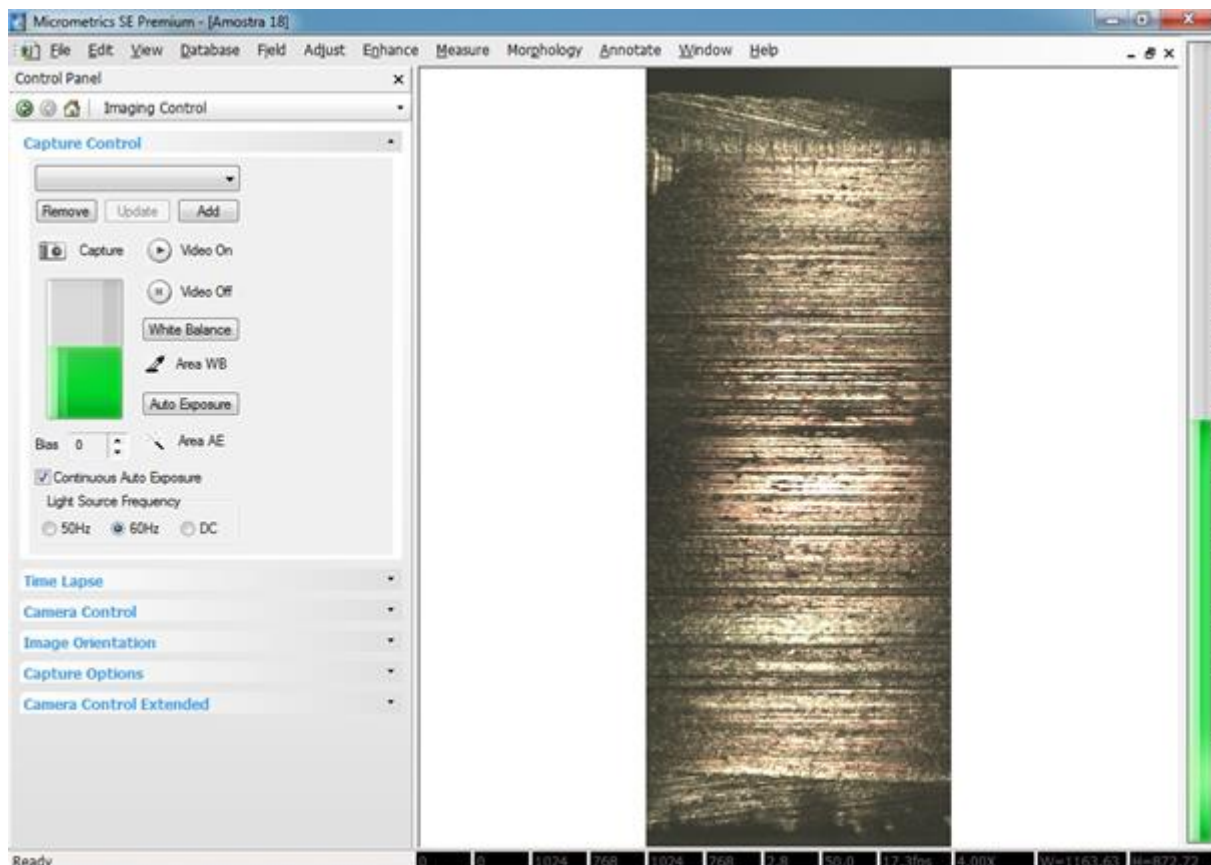


Figura 48 - Software utilizado para a aquisição das imagens do microscópio ( Fonte: Autora)

### 3.6. ANÁLISE DE RUGOSIDADE

Após os ensaios de desgaste, a rugosidade da superfície das buchas desgastadas foram analisadas. As medidas de rugosidade foram realizadas em um rugosímetro digital portátil modelo RP-100 da Instrutherm (Figura 49). Empregou-se o comprimento de 2,5 mm, sendo que a superfície de desgaste das buchas foi disposta transversalmente ao penetrador do equipamento. O rugosímetro utilizado permite adquirir os valores de Ra e Rz da superfície (conforme item 2.2.3).



Figura 49 - Rugosímetro utilizado nas análises ( Fonte: Autora)

## 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo trata dos resultados alcançados após os ensaios. Apresenta imagens da superfície das amostras, onde são discutidas o efeito do desgaste em cada uma. Efeitos das interações dos fatores estudados são relacionados aos resultados da dureza, desgaste e atrito.

### 4.1. VALORES DE DUREZA OBTIDOS

Os valores de dureza obtidos nos ensaios são apresentados nas Tabelas 14, 15 e 16. As Durezas Brinell foram obtidas utilizando a Equação 4 (item 2.5.2.1. ) e as medições das calotas. Os valores obtidos para a dureza Brinell foram de 78 HB para a bucha e de 240 HB para o eixo (Tabela 14). Esses valores estão de acordo com as especificações dos fabricante apresentados no item 3.1, sendo 72 HB para o material da bucha (bronze TM 23) e valores entre 180 a 300 HB para o material do eixo (aço 1045). As durezas encontradas para os ensaios de Dureza Vickers foram de 141 HV para o material bronze, e para o material aço de 252 HV (Tabela 15). Já para o ensaio de Dureza Rockwell C o valor obtido foi de 22 HRC (Tabela 16). Os valores das outras durezas estão coerentes com os da Dureza Brinell de acordo com a Norma de Conversão de Dureza ASMT E140 (item 2.5.2.4).

Tabela 14 - Medição da Dureza Brinell do eixo e da bucha

<b>Dureza Brinell - Bucha</b>		<b>Dureza Brinell - Eixo</b>	
<b>Medição</b>	<b>HB</b>	<b>Medição</b>	<b>HB</b>
<b>1</b>	<b>79</b>	<b>1</b>	<b>246</b>
<b>2</b>	<b>79</b>	<b>2</b>	<b>243</b>
<b>3</b>	<b>77</b>	<b>3</b>	<b>233</b>
<b>Média</b>	<b>78</b>	<b>Média</b>	<b>241</b>
<b>Desvio Padrão</b>	<b>1,12</b>	<b>Desvio Padrão</b>	<b>6,58</b>

Tabela 15 - Medição da Dureza Vickers do eixo e da bucha

<b>Dureza Vickers</b>			
<b>Material</b>	<b>Bucha</b>	<b>Bucha</b>	<b>Eixo</b>
<b>Carga</b>	<b>40 kgf</b>	<b>50kgf</b>	<b>100 kgf</b>
<b>HV - Medição 1</b>	<b>137</b>	<b>140</b>	<b>258</b>
<b>HV - Medição 2</b>	<b>143</b>	<b>134</b>	<b>248</b>
<b>HV - Medição 3</b>	<b>144</b>	<b>152</b>	<b>251</b>
<b>Média da dureza HV</b>	<b>141</b>	<b>142</b>	<b>252</b>
<b>Desvio Padrão</b>	<b>3,59</b>	<b>9,10</b>	<b>5,50</b>

Tabela 16 - Medição da Dureza Rockwell C do eixo

<b>Dureza Rockwell C - Eixo</b>	
<b>Medição</b>	<b>HRC</b>
<b>1</b>	<b>21,80</b>
<b>2</b>	<b>23,20</b>
<b>3</b>	<b>23,30</b>
<b>Média</b>	<b>22,77</b>
<b>Desvio Padrão</b>	<b>0,839</b>

#### 4.2. FOTOMICROGRAFIA DAS SUPERFÍCIES ENSAIADAS

As fotomicrografias adquiridas das superfícies após submetidas ao ensaio de desgaste são apresentadas nas Figuras 50 à Figura 56.

Nos ensaios utilizando a lubrificação de banho de óleo, Condição um e quatro, ocorreu o desgaste na forma predominantemente de desgaste moderado. A Figura 50 apresenta a superfície resultante da primeira combinação de parâmetros. Uma inspeção da superfície revela um grande número de linhas finas onde pequenas saliências de uma superfície riscam sulcos na outra. Há também a presença de sulcos mais profundos exemplificando o desgaste severo, como podemos observar na Figura 50 assinalado de vermelho.



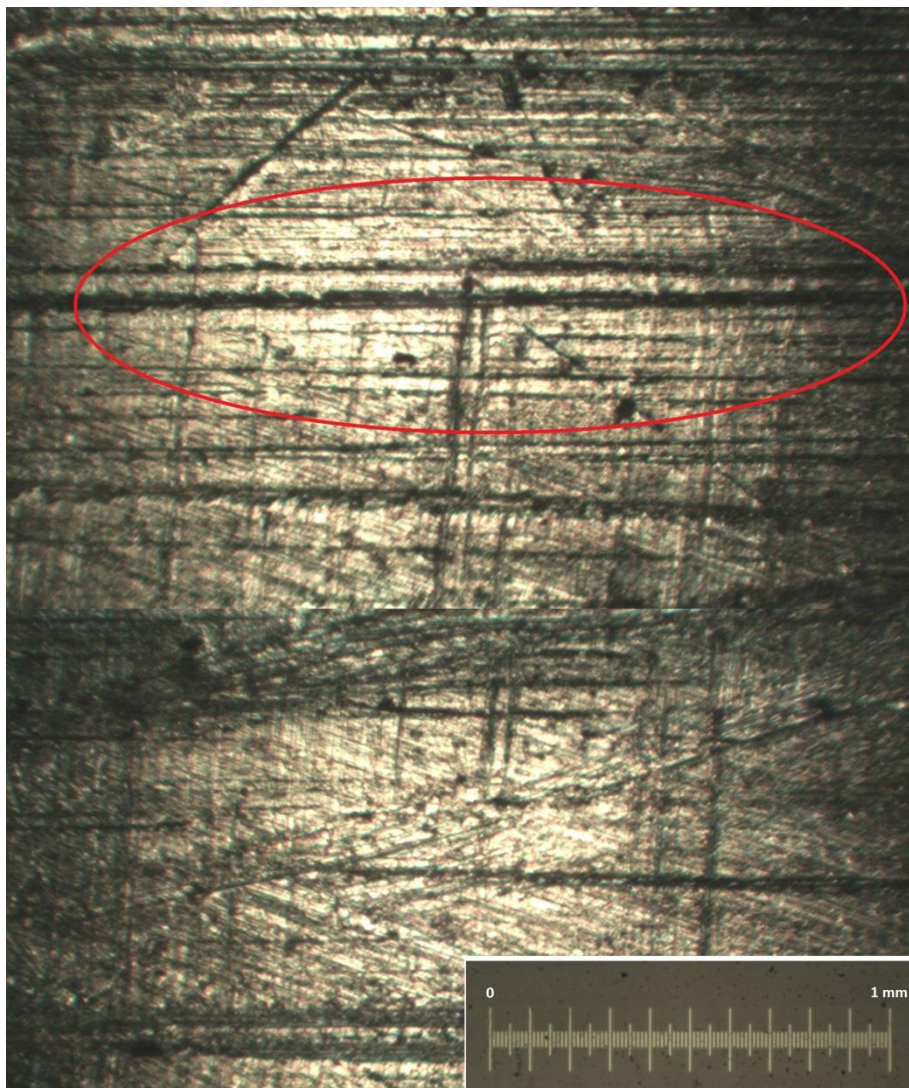


Figura 50 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 1750 rpm  
( Fonte: Autora)

Já na Figura 51 é observado a borda de uma bucha que foi ensaiada com a quarta combinação de parâmetros, podemos observar novamente as linhas finas características de um desgaste moderado e assinalado de azul a região onde foi realizado um acabamento durante o processo de usinagem. Na Figura 52 é observado outra região da superfície da bucha submetida também à quarta combinação de parâmetros.



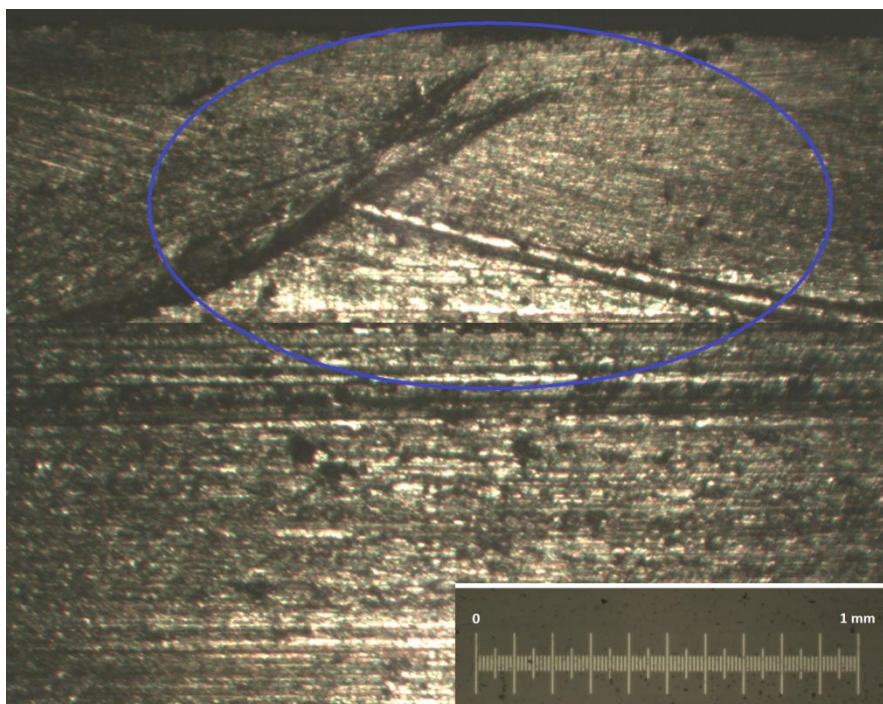


Figura 51 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 3400 rpm - detalhe da usinagem da borda ( Fonte: Autora)

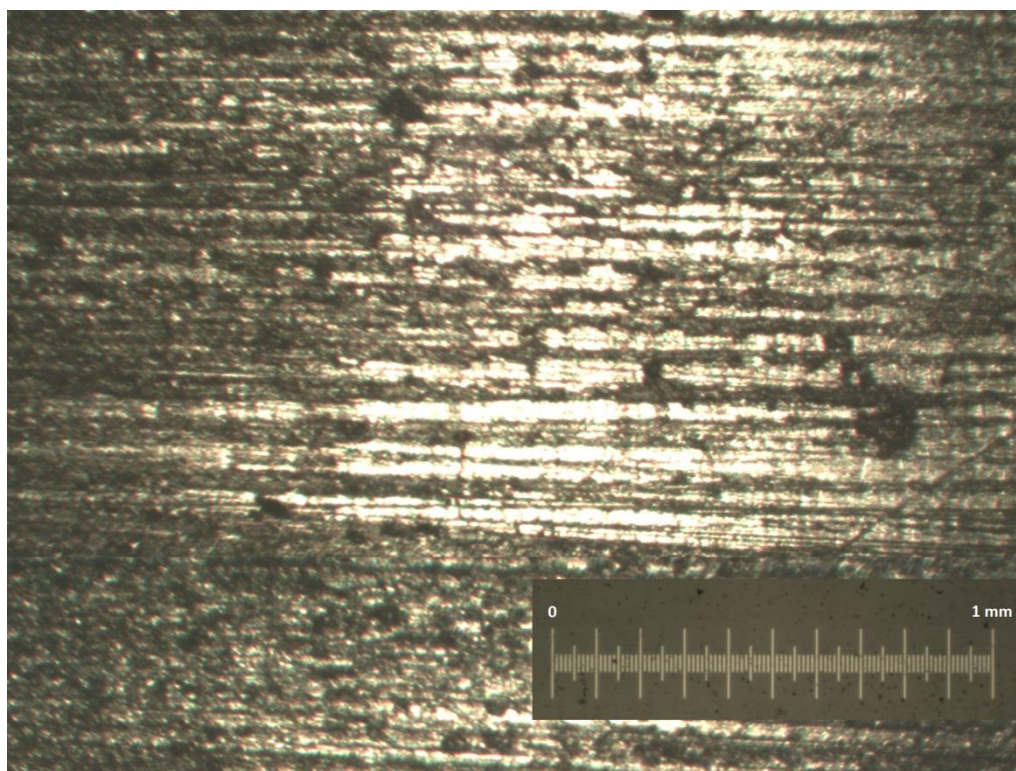


Figura 52 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de banho de óleo e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora)

O desgaste mais severo da primeira combinação de parâmetros em relação a quarta combinação pode ser explicado pela maior vibração observada do equipamento nessa condição, acarretando, assim, uma instabilidade do filme de lubrificante.

Nos ensaios utilizando a lubrificação de graxa ocorreu o desgaste na forma predominantemente de desgaste moderado e severo. Na Figura 53 pode-se observar a superfície resultante da segunda combinação de parâmetros. Encontramos a presença de 4 características: as linhas finas de desgaste moderado na direção horizontal (do movimento), as marcas mais profundas assinaladas de vermelho próprias de desgaste severo, as marcas de montagem na direção vertical e as linhas características da usinagem como também observadas em todas as imagens porém, mais predominantemente no rebaixo da borda da bucha mostrado pela Figura 52.

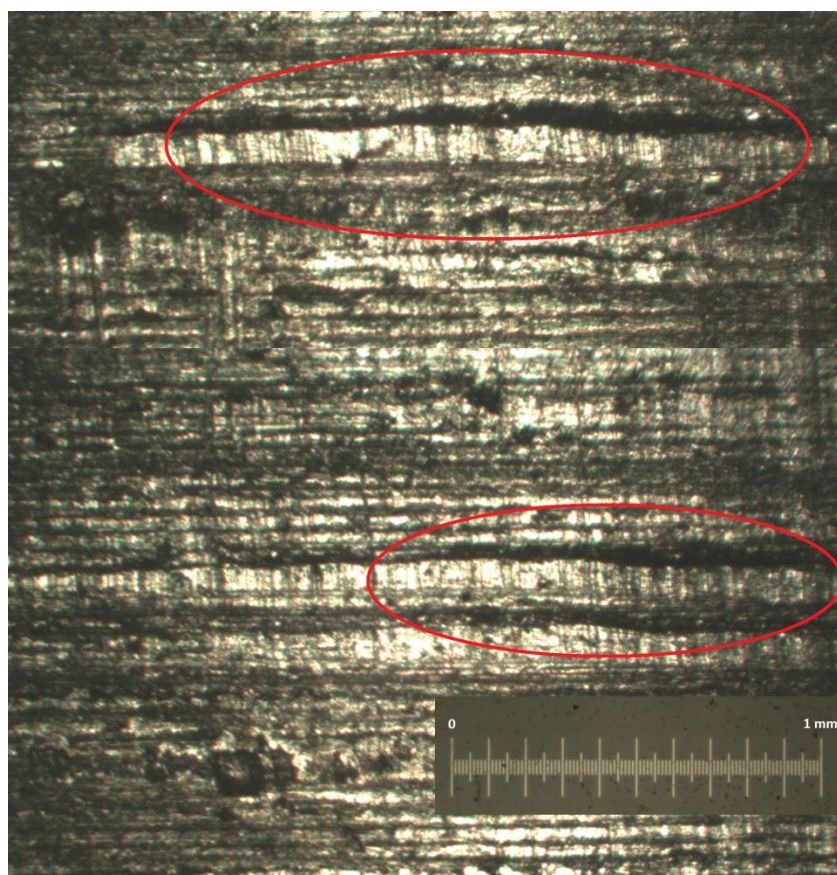


Figura 53 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de graxa e rotação de 1750 prm ( Fonte: Autora)



A Figura 54 apresenta a superfície resultante da quinta combinação de parâmetros. Ao analisar a superfície podemos identificar sulcos mais profundos assinalados de vermelho e também a presença de linhas mais finas. É possível verificar, assinalados na Figura 54 de cor roxa, sulcos perpendiculares ao movimento do eixo provenientes da montagem do conjunto no equipamento. Assinalados na cor verde, ainda na Figura 54, podemos observar marcas com angulação de aproximadamente  $45^\circ$  resultantes de partículas despreendidas do material.



Figura 54 - Superfície da bucha ensaiada com lubrificação de graxa e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora)

A maior presença de sulcos profundos nas buchas ensaiadas com lubrificação com graxa em relação as buchas ensaiadas com lubrificação de banho de óleo pode ser explicada pelo fluxo constante de lubrificante na segunda, pela maior confiabilidade da lubrificação com óleo (Tabela 3) e pelo fato da lubrificação a óleo ser mais eficiente em altas rotações.

Nos ensaios com o motor de 1750 rpm e nenhum tipo de lubrificação ocorreu, como esperado, o desgaste severo da superfície. Na Figura 55 é possível observar o despreendimento de material da bucha na região assinalada de vermelho e sulcos mais profundos do que os encontrados nas buchas com outras condições de lubrificação.

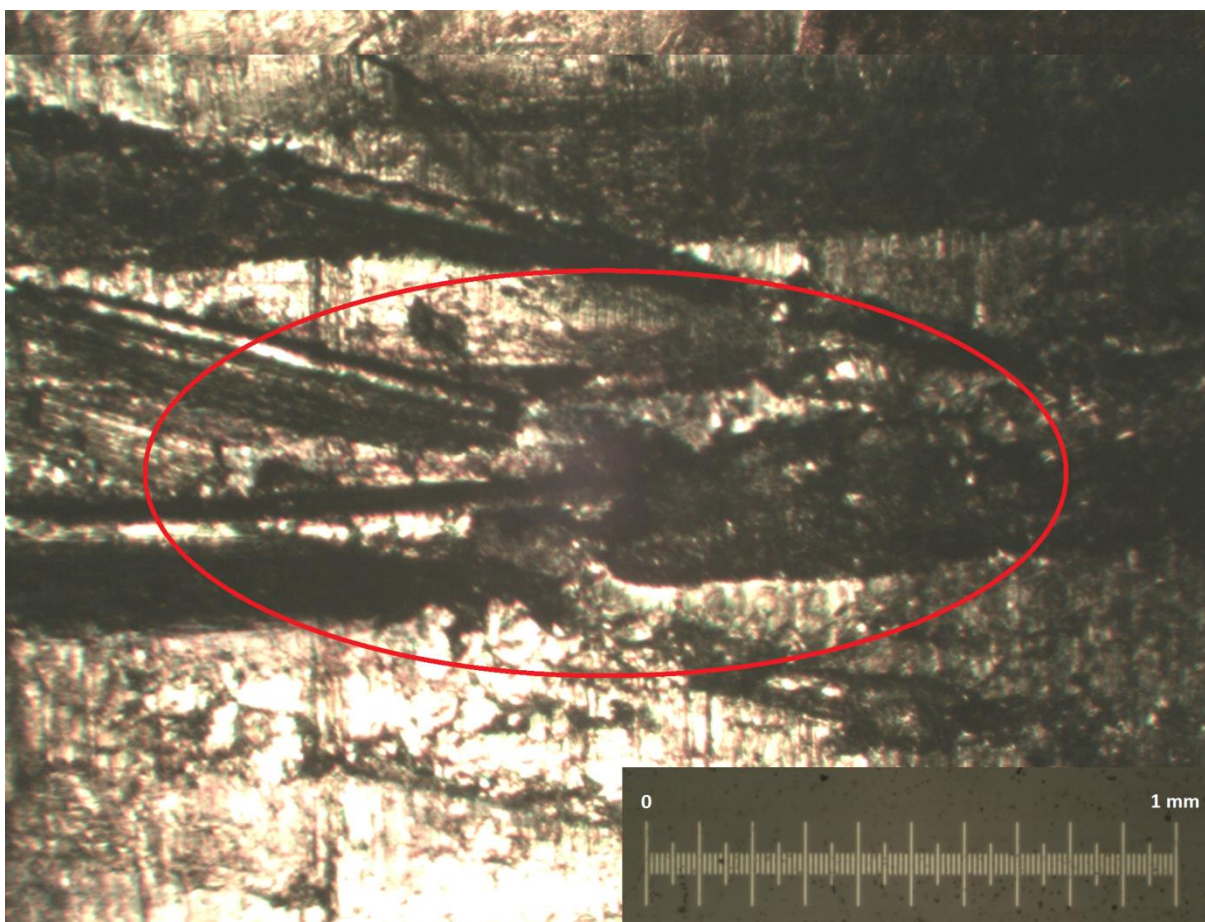


Figura 55 - Superfície da bucha ensaiada sem lubrificação e rotação de 1750 rpm ( Fonte: Autora)

Na Figura 56 é mostrada uma análise da superfície de uma bucha submetida ao ensaio sem lubrificação utilizando o motor de 3400 rpm. Semelhante ao ensaio sem lubrificação utilizando o motor de menor rotação (Figura 55) podemos também



verificar o despreendimento de material da superfície. Ambas apresentam propriedades de um desgaste severo.

Os desgastes observados nas amostras podem ser explicados pela Figura 16, o desgaste ocorrida nos ensaios com lubrificação de banho de óleo foi menor devido ao menor coeficiente de atrito característico de uma lubrificação hidrodinâmica. A falta de lubrificante acarreta ao aumento do coeficiente de atrito do contato, tornando assim o desgaste severo. O aumento do atrito não apenas desgasta severamente a peça como também causa dissipação de energia. A dissipação da energia pode ser observada nos ensaios sem lubrificante devido o aumento da temperatura do mancal e o aumento dos ruídos do equipamento.

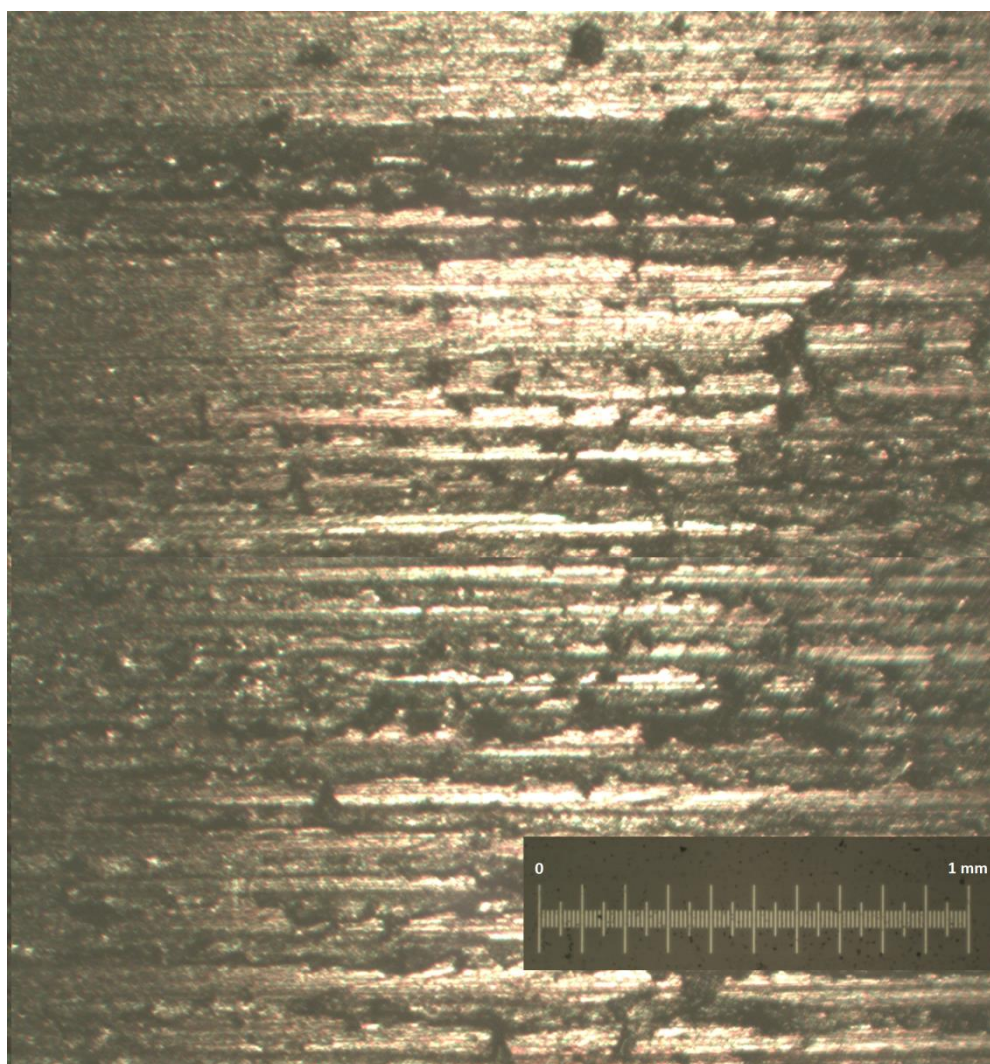


Figura 56 - Superfície da bucha ensaiada sem lubrificação e rotação de 3400 rpm ( Fonte: Autora)

### 4.3. ANÁLISE DE RUGOSIDADE DAS SUPERFÍCIES

Os valores de Rz e Ra das amostras estão dispostos nos gráficos nas Figuras 57 e 58 . As amostras estão numeradas de acordo com a realização dos ensaios e agrupadas de acordo com os parâmetros variados conforme enumeradas no item 3.4 e na Tabela 13. Os gráficos também apresentam o valor médio dos parâmetros Ra e Rz para a superfície antes do ensaio para comparação. Os valores de Ra e Rz estão em  $\mu\text{m}$ .

O valor do padrão é mostrado nos gráficos das Figuras 59 e 60 de como comparativo com os valores obtidos nos ensaios de desgaste realizados. As amostras padrão apresentam um maior valor de Ra médio e de Rz médio, indicando assim maior rugosidade média dos valores absolutos dos afastamentos do perfil médio e maior rugosidade média das rugosidades singulares em cinco trechos de medição sucessivos, respectivamente. Nas Figuras 59 e 60 os valores de Rz e Ra médios para a primeira condição ensaiada é de  $6,84 \mu\text{m}$  e  $0,463 \mu\text{m}$ , respectivamente. Já o valor de Rz médio para a segunda condição é de  $3,18 \mu\text{m}$  e o valor de Ra médio igual a  $0,291 \mu\text{m}$ , sendo que a inicial para a superfície é de  $13,95 \mu\text{m}$  para Rz médio e de  $1,993 \mu\text{m}$  para Ra médio. Essa diferença é devido a maior proteção da superfície oferecida pela lubrificação de banho de óleo em comparação com a lubrificação utilizando graxa. Os valores indicam uma deformação maior das rugosidades para a lubrificação com graxa. Os valores superiores de rugosidades das superfícies ensaiadas com a terceira condição é devido ao alto despreendimento de material da superfície nesta condição como foi observado na Figura 55. Nessa terceira condição foi verificado o valor de Rz médio de  $10,04 \mu\text{m}$  e de Ra médio de  $0,977 \mu\text{m}$ .

Os valores de Rz médio e Ra médio para a quarta condição de lubrificação obtidos foram  $5,90 \mu\text{m}$  e  $0,465 \mu\text{m}$ , respectivamente. E para a quinta condição como sendo de Rz médio igual a  $6,04 \mu\text{m}$  e Ra médio  $0,449 \mu\text{m}$ . Novamente a maior proteção contra a deformação plástica das rugosidades oferecida pela lubrificação de banho de óleo (Condição 4) em comparação a de graxa (Condição 5) pode ser verificada. Devido ao pouco despreendimento de material das superfícies na sexta condição de ensaio foram obtidos baixos valores de Rz médio ( $3,762 \mu\text{m}$ ) e Ra

médio ( $0,377 \mu\text{m}$ ), sendo assim observado grande deformação plástica nas rugosidades da superfície devido ao contato metálico bucha-eixo sem lubrificação.

Os valores médios de Ra e Rz estão apresentados também na Tabela 18. Observamos que as superfícies das condições um e quatro preservam melhor a rugosidade inicial da amostra (maiores valores de Ra médio e Rz médio) enquanto as condições dois e cinco apresentam maior deformação plástica devido aos menores valores de Ra e Rz médios. Já a Condição três apresentam os valores de Ra e Rz médios altos devido ao despreendimento de material da superfície que aumenta os valores de rugosidade média. Na Condição seis é observado a maior deformação plástica das rugosidades provenientes da usinagem, gerando menores Ra e Rz médios.

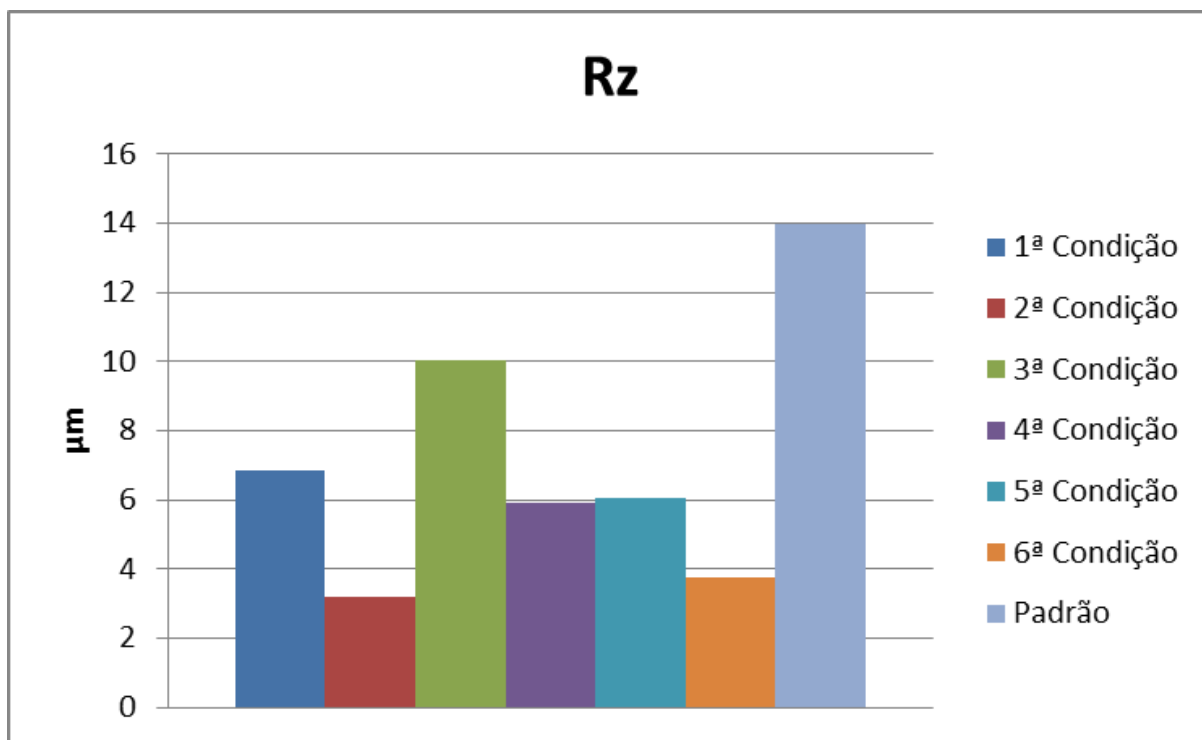


Figura 57- Valores médios de Rz para cada condição ensaiada

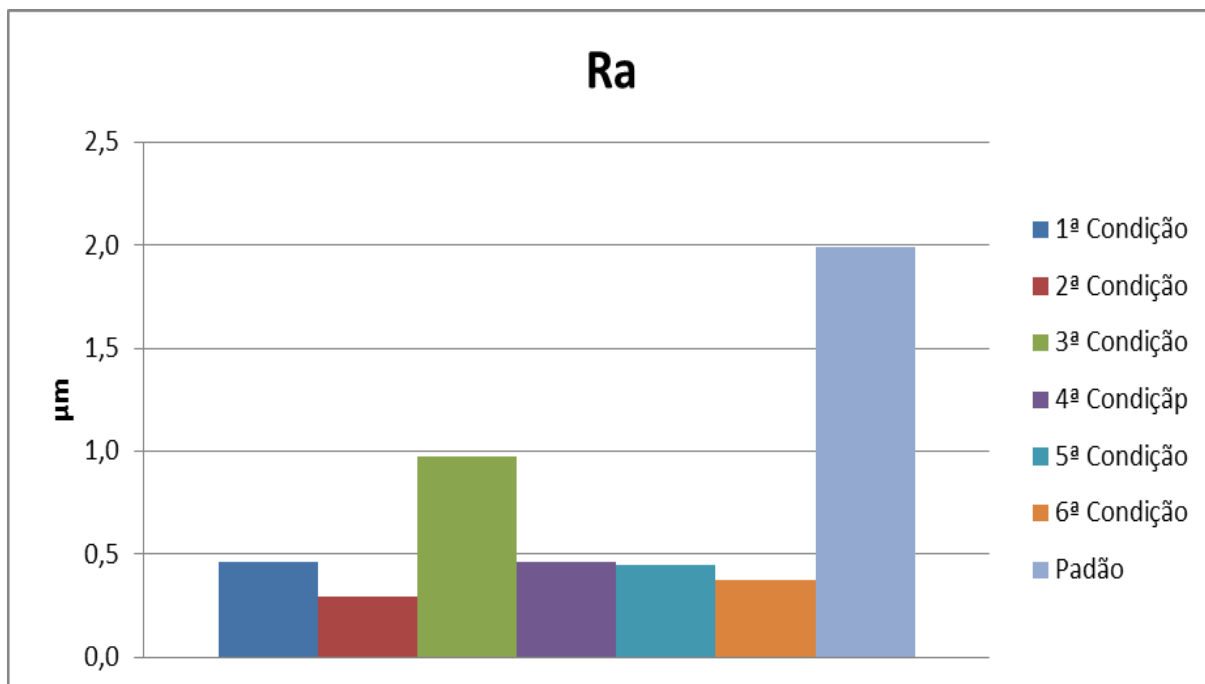


Figura 58 - Valores médios de Ra para cada condição ensaiada

Tabela 17 - Valores médios de Rz e Ra das superfícies ensaiadas

Condição de Lubrificação	Rotação do motor	Rz (µm)	Ra (µm)	Qualidade da superfície após ensaio
Óleo SAE 20W-50	1750 rpm	6,844	0,463	boa
Graxa	1750 rpm	3,183	0,291	regular
Sem Lubrificação	1750 rpm	10,039	0,977	ruim
Óleo SAE 20W-50	3400 rpm	5,902	0,465	boa
Graxa	3400 rpm	6,042	0,449	regular
Sem Lubrificação	3400 rpm	3,762	0,377	ruim
Amostra padrão		13,95	1,99	-



## 5- CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1- CONCLUSÃO

O equipamento contruído para os ensaios efetivamente demonstra o contato tribológico estudado, e permite o controle de algumas variáveis pertinentes a esse processo apesar das limitações das instalações, de equipamentos e recursos. Os resultados obtidos evidenciam que o dispositivo é confiável de acordo com a teoria apresentada neste trabalho.

A variação da condição de lubrificação nos ensaios vem corroborar com a teoria de que a correta aplicação dos conceitos tribológicos preserva melhor a superfície dos materiais, diminuindo o desgaste nas superfícies e a dissipação de energia devido ao atrito. Nos revelando, assim, a magnitude da importância de uma lubrificação adequada para os contatos metálicos.

Devido ao caráter multidisciplinar da tribologia o presente trabalho não limita os estudos do equipamento construído e do contato analisado. No decorrer dos ensaios foi evidenciado a amplitude de possíveis projetos em outras áreas de Engenharia no mesmo dispositivo. Esse fato abre caminho para vários desdobramentos do estudo da tribologia e suas ramificações.

### 5.2 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com os resultados obtidos na realização deste trabalho, assim como o conhecimento adquirido no desenvolvimento do estudo, algumas sugestões para trabalhos subsequentes podem ser discutidas.

- Variação de outros parâmetros do sistema tribológico no dispositivo construído, tais como o material utilizado e o tempo de ensaio;

- Aperfeiçoamento do equipamento de ensaio de desgaste a fim de se atingir o controle de um maior número de parâmetros que caracterizam o sistema tribológico;
- Verificar a existência de deformação plástica na superfície da bucha;
- Verificar possíveis mudanças na dureza superficial do material após ensaios;
- Estudar a perda de massa na bucha após desgaste;
- Estudar a influência da vibração do equipamento nos ensaios.

## REFERÊNCIAS

ASKELAND, D. R., PHULÉ, P. P.; “*Ciência e Engenharia dos Materiais*”, Cengage Learning, São Paulo, 2011)

“*ASM Metals Handbook, Volume 1, Properties and Selection: Irons and Steels*”, American Society for Metals, 1978

“*ASM Metals Handbook, Volume 10, Materials Characterization*”, American Society for Metals, 1992

“*ASM Metals Handbook, Volume 11, Failure Analysis and Prevention*”, American Society for Metals, 2002

“*ASM Metals Handbook, Volume 18, Friction, Lubrication, and Wear Technology*”, American Society for Metals, 1992

BHUSHAN, B.; “*Introduction to Tribology*”, Wiley, 2<sup>nd</sup> edition, 2013

BLAU, P. J.; “*Friction Science and Technology: From Concepts to applications*”, CRC Press, 2<sup>nd</sup> Edition, 2008

BRUNETTI, F.; “*Motores de Combustão Interna- Volume 2*”, Blucher, São Paulo, 2012

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J.K., “*Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia*”, McGraw Hill, 8ª edição, Porto Alegre, 2011

CALLISTER, W. D.; “*Ciência e Engenharia de Materiais uma Introdução*”, Rio de Janeiro, 2008

CASTRO, H. F. de; Análise de Mancal Hidrodinâmico sob instabilidade fluido-induzida, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, p.176. Tese (Doutorado), 2007.

COSAN Combustíveis e Lubrificantes, Informações do óleo SuperMobil 1000 20W-50 [http://mobil.cosan.com/sites/default/files/mobil\\_super\\_1000\\_20w-50\\_original\\_pds\\_2009.pdf](http://mobil.cosan.com/sites/default/files/mobil_super_1000_20w-50_original_pds_2009.pdf) Acessado em 07 de Novembro de 2014

CZICHOS, H.; *“Tribology: a systems approach to the science and technology of friction, lubrication, and wear (Tribology series, 1)”*, Elsevier Science, 1<sup>st</sup> edition, 1978

FALL, A., WEBER, B., PAKPOUR, M., LENOIR, N., SHAHIDZADEH, N., FISCINA, J., WAGNER, C., BONN, D.; *“Sliding Friction on Wear and Dry Sand”*, Physical Review Letters 112,175502 (2014) – Publicado em 30 de abril de 2014

FERREIRA, R. B.; *“Análise Numerica de Mancais Hidrodinâmicos Lisos e Ranhurados Utilizando o Método dos Volumes Finitos”*. Tese (Pós-Graduação) – Universidade Estadual de Campinas, 2009

FRENE, J., NICOLAS, D., DEGUEURCE, B., BERTHE, D., GODET, M.; *“Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings (Tribology series, 33)”*, Elsevier Science, 1<sup>st</sup> edition ,1977

GERDAU, Aços especiais ao Carbono.

[https://www.comercialGerdau.com.br/produtos/download/18\\_Barras\\_e\\_Perfis.pdf](https://www.comercialGerdau.com.br/produtos/download/18_Barras_e_Perfis.pdf)

Acesso em 20 de Outubro de 2014

HORI, Y.; *“Hydrodynamic Lubrication”*, Springer Science & Business Media, 2006

JUVINALL, R.C.; MARSHEK, K. M.; *“Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas”*, LTC, 4<sup>a</sup> edição, Rio de Janeiro, 2013

LIANG, H., TOTTEN, G.E., *“Mechanical Tribology: Materials, Characterization, and Applications”*, Marcel Dekker, 2004

Lubrax, Informações técnicas da graxa Lubrax Autolith 2  
<http://www.br.com.br/wps/wcm/connect/c041b90046293891b657bfb37e971e31/ft-graxas-auto-autolith-2-esp.pdf?MOD=AJPERES> Acessado em 07 de Novembro de 2014

Norma ABNT NBR NM ISO 6506-1 - Dureza Brinell

Norma ABNT NBR NM ISO 6508-1 - Dureza Rockwell

Norma ABNT NBR NM ISO 6507-1 - Dureza Vickers

Norma de Conversão de dureza ASMT E140

NORTON, R. L.; *“Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada”*, Bookman, São Paulo, 2000

NTN, Catálogo de produtos

<http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA11/indiceA11.pdf> Acesso em 02 de Novembro de 2014

REYNOLDS, O.; *“On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil”*. Philosophical Transactions of Royal Society of London, Series A, Vol. 177, Part 1, pp.157-234, 1886.

SEIREG, A. A.; *“Friction and Lubrication in Mechanical Design”*, Marcel Dekker, 1<sup>st</sup> Edition, 1998

SHIGLEY, J. E.; *“Elementos de Máquinas- Volume 1”*, LTC, Rio de Janeiro, 1984

STACHOWIAK, G., BATCHELOR, A. W.; *“Experimental Methods in Tribology (Tribology Series, 44)”*, Elsevier Science, 1<sup>a</sup> edição, 2004

STOETERAU, R. L.; Leal, L. C. *“Apostila de Tribologia. Departamento de Engenharia Mecânica”* - Universidade Federal de Santa Catarina, 2014.

SHACKELFORD, J. F.; *“Ciências dos Materiais”*, Pearson, São Paulo, 6ª edição, 2008

TERMOMECÂNICA, *Catálogo de Produtos*,

<http://www.termomecanica.com.br/default.asp?p=bronze> Acesso dia 24 de outubro de 2014

VIEIRA, L. C.; *“Análise de Mancais Axiais sob Lubrificação Hidrodinâmica”*, Tese (Pós-Graduação) –Universidade Estadual de Campinas, 2009

WHITE, F. M.; *“Mecânica dos Fluidos”*, McGraw-Hill, 4ª edição, Rio de Janeiro, 1999

ZAMPIERI, P. R.; *“Microestrutura e resistência ao desgaste abrasivo de uma liga para revestimento duro contendo nióbio”*, Tese (Mestrado) –Universidade Estadual de Campinas, 1983