

Paulo José da Rocha Mordente

# Estudo tribológico de um par metálico com movimento deslizante lubrificado

Dissertação a ser apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Mestre em Engenharia

São Paulo

2004

Paulo José da Rocha Mordente

# Estudo tribológico de um par metálico com movimento deslizando lubrificado

Dissertação a ser apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de concentração:

Engenharia Mecânica – Tribologia

Orientador:

Amilton Sinatora

São Paulo

2004

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. Sinésio Franco e Prof. Daniel de Mello pela contribuição em minha formação na área de tribologia quando ainda no período de graduação.

Ao Prof. Dr. Amilton Sinatora, pela sua inestimável orientação, confiado a mim a realização deste trabalho com liberdade e autonomia.

Aos os colegas do Centro de Pesquisa do grupo Mahle Metal Leve S.A. que de alguma forma puderam contribuir com o trabalho sempre em um clima de companheirismo e solidariedade.

Também aos colegas do Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) do Departamento de Engenharia Mecânica pela contribuição e pelas discussões que permitiram o amadurecimento do trabalho.

A meus pais por me ensinarem o  
valor do estudo e a minha família  
pelo amor e apoio incondicionais.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental e teórico de desgaste de um par metálico em movimento relativo de deslizamento na presença de óleo lubrificante. Os experimentos foram executados em um dispositivo do tipo pino-contra-disco com seis diferentes condições de carregamento normal entre 67 N e 178 N. Os materiais utilizados foram pinos de bronze alumínio ASTM B169 e contra-corpos de aço AISI-SAE H13. O fluido lubrificante utilizado foi óleo mineral de origem parafínica com classificação SAE 30. O desgaste foi determinado por perda de massa e caracterizado via microscopia óptica e eletrônica de varredura e perfilometria. Determinou-se o coeficiente de atrito em função do carregamento e tempo de ensaio. Aliados a estas técnicas foram utilizados modelos computacionais para o entendimento do sistema, compreendendo os modelos propostos por Archard e Greenwood-Williamson de contato, entre as superfícies, acoplado ao equacionamento de Reynolds para o regime hidrodinâmico de lubrificação. Os resultados obtidos permitiram verificar que o mecanismo de sulcamento atua no desgaste do material do pino durante o período de amaciamento das superfícies e também que ocorre transferência de material para o contra-corpo, a partir de então o sistema passa a operar em regime hidrodinâmico. A perda de massa, portanto concentra-se no período de amaciamento para todas as cargas estudadas. Adicionalmente foi possível verificar que independente da carga utilizada o tribossistema opera em regime moderado de desgaste.

## ABSTRACT

This work can be summarized as a wear experimental study complemented with theoretical analysis for a metallic pair of surfaces with relative sliding movement in the presence of lubricant oil. The surfaces were tested in a pin-on-disk device so, the experiments were carried out in six different condition of normal load, and such parameter was the main variable. ASTM B169 was the selected bronze aluminum for pin samples while the counterparts were manufactured of AISI SAE H13 steel. A paraffinic mineral oil with SAE 30 classification was applied as lubricant fluid. Wear characterization was performed by optical and scanning electron microscopic and profilometer technique was also applied. Moreover, the friction coefficient behavior was evaluated in function of the applied normal load. Some physical and computational models were used to understand how the system works. Archard and Greenwood-Williamson models were the selected ones; the latter is applied in connection with Reynolds' equation to predict the hydrodynamic regime. The obtained findings allowed us to conclude that there is material transfer from pin to the counter face and ploughing is present on the worn pin surface during run-in period and at this point ahead the system is governed by hydrodynamic lubrication regime, which justifies the mild wear regime.

## SUMÁRIO

RESUMO

*ABSTRACT*

LISTA DE SÍMBOLOS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 1 – Introdução.....	1
CAPÍTULO 2 – Revisão bibliográfica.....	3
2.1 – Desgaste e atrito e o sistema lubrificado.....	3
2.1.1 – O óleo lubrificante e a viscosidade.....	7
2.1.2 – Formação e comportamnto do filme lubrificante.....	10
2.1.3 –Atrito e desgaste com o regime de lubrificação.....	14
2.2 – Modelamento matemático do tribossistema.....	17
2.2.1 – Regime hidrodinâmico.....	17
2.2.2 – Contato entre as asperezas.....	20
2.2.3 – Modelo de Greenwood-Williamson.....	21
2.2.4 – Contato plástico.....	25
CAPÍTULO 3 – Materiais e métodos.....	26
3.1 – Materiais metálicos.....	26
3.1.1 – Corpo-de-prova.....	26
3.1.2 – Contra-corpo.....	28
3.2 – Equipamentos.....	29
3.3 – Óleo lubrificante.....	30
3.4 – Procedimento para os ensaio de deslizamento.....	31
3.4.1 – Preparação dos ensaios.....	31
3.4.2 – Condições dos ensaios.....	32
3.5 – Modelo computacional.....	34
3.6 – Outros recursos.....	35

CAPÍTULO 4 – Resultados e discussões.....	37
4.1 – Ensaios de desgaste e atrito.....	37
4.1.1 – Ensaios preliminares.....	37
4.1.2 – Quantificação do desgaste.....	39
4.1.3 – Morfologia microscópica das superfícies .....	40
4.1.4 – Microdureza.....	41
4.1.5 – Rugosidade e perfilometria.....	43
4.1.6 – Atrito e temperatura.....	49
4.2 – Resultados do modelo computacional.....	51
4.3 – Desgaste em função do carregamento mecânico.....	55
CAPÍTULO 5 – Conclusões.....	57
ANEXO A: Resumo dos resultados experimentais.....	59
ANEXO B: Microdureza das amostras antes e após os ensaios.....	60
ANEXO C: Estimativa de temperatura no contato.....	61
ANEXO D: Topografia dos corpos-de-prova ensaiados.....	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	64



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Parâmetros numéricos

$\alpha$ :	parâmetro do óleo da variação da viscosidade com a pressão [ $\text{Pa}^{-1}$ ]
$\beta$ :	raio da aspereza [ $\mu\text{m}$ ]
$\eta$ :	viscosidade dinâmica [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]; [ $10^3$ cP]
$\eta'$ :	densidade das asperezas por unidade de área [picos/ $\mu\text{m}^2$ ]
$\eta_0$ :	viscosidade dinâmica inicial à temperatura ambiente [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]; [ $10^3$ cP]
$\lambda$ :	fator de filme = $h/\sigma$
$\tau$ :	tesnsão de cisalhamento [MPa]
$\rho$ :	massa específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\sigma$ :	rugosidade combinad das superfícies
$\sigma'$ :	desvio padrão da altura das asperezas
$\gamma$ :	deformação ao cisalhamento
$\Theta$ :	temperatura do óleo [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\psi$ :	índice de plasticidade no contato entre duas superfícies.
$\Delta S$ :	distância percorrida [m]
$\Delta Z$ :	deformação da esfera segund lei de Hertz ao ser pressionada contra uma superfície plana [ $\mu\text{m}$ ]
$A$ :	área de contato real entre duas superfícies [ $\mu\text{m}^2$ ]
$A_i$ :	área de contato entre uma aspereza e um plano [ $\mu\text{m}^2$ ]
$A_o$ :	área de contato aparente [ $\mu\text{m}^2$ ]
$d$ :	distância entre os planos de referência das superfícies deslizantes [ $\mu\text{m}$ ]
$E'$ :	módulo de rigidez equivalente de duas superfícies [Mpa]
$H$ :	dureza de indentação [Mpa]
$h$ :	espessura do filme de lubrificante [mm]
$h_{\text{HD}}$ :	espessura do filme de lubrificante na lubrificação hidrodinâmica [mm]
$h_{\text{EHD}}$ :	espessura do filme de lubrificante na lubrificação elastohidrodinâmica [mm]
$k$ :	coeficiente de desgaste [ $\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m}$ ]
$n$ :	número de asperezas em contato entre duas superfícies
$P$ :	pressão nominal de contato ou pressão média de contato [MPa]
$P_{\text{max}}$ :	máxima pressão dada pela lei de Hertz
$Q$ :	volume desgastado [ $\text{mm}^3$ ]
$R$ :	raio equivalente no contato [m]

Z:	viscosidade cinemática [cSt]; [mm <sup>2</sup> /s]
Z':	altura dos picos acima do plano de referência [μm]
V:	velocidade relativa entre duas superfícies [m/s]
W:	carga normal por unidade de comprimento [N/m]
W <sub>m</sub> :	fluxo de pressão no material de menor dureza.
W':	força aplicada no contato esfera plano [N]
W <sub>T</sub> :	carga total suportada por todas as asperezas [N]

### Abreviaturas

EHL:	elastohidrodinâmico
HD:	hidrodinâmico
G-W:	Greenwood-Williamson
c.d.p.	corpo-de-prova
c.c.contra-corpo	

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Modos de desgaste conforme HOKKIRIGAWA e colaboradores (1998) .....	4
Figura 2-2: Fatores que afetam a temperatura das superfícies [BAYER, 1994].....	5
Figura 2-3: Viscosidade do óleo em função da temperatura [TOMANIK, 2000].	10
Figura 2-4: Contato entre duas superfícies esféricas deslizantes no regime HD (a) e EHD (b) [BAYER, 1994].....	12
Figura 2-5: Filme lubrificante formado no contato entre superfícies deslizantes [NEALE, 1997].....	14
Figura 2-6: Regimes de lubrificação e desgaste por deslizamento lubrificado em função do fator de filme ( $\lambda$ ) [CZICHOS e HABIG, 1984].....	16
Figura 2-7: Desenvolvimento da equação de Reynolds em estado bidirecional representando os princípios da lei de continuidade de fluxo aplicado em um elemento [WILLIAMS, J.A. 1994].....	18
Figura 2-8: Contato entre pino e disco no ensaio do tipo pino-contra-disco.....	19
Figura 2-9: Representação esquemática do contato entre duas superfícies seguindo o modelamento proposto por Greenwood e Williamson [TOMANIK, A.E. 2000].....	21
Figura 2-10: Distribuição da altura das asperezas em um gráfico probabilidade normal [WHITEHOUSE, 1994].....	24
Figura 3-1: Diagrama de fase do cobre e alumínio.....	26
Figura 3-2: Microestrutura do material do corpo-de-prova revelada por percloroeto férrico (fórmula química).....	27
Figura 3-3: Perfil de rugosidade do pino de bronze alumínio.....	28
Figura 3-4: Vista geral do equipamento utilizado nos ensaios.....	29
Figura 3-5: Montagem do pino e do disco no equipamento de ensaio.....	30
Figura 3-6: Posição relativa do disco ao plano de referência horizontal mostrando o batimento máximo permitido na montagem.....	32

Figura 3-7: Configuração da força normal em função do tempo nos ensaios preliminares de desgaste lubrificado.....	33
Figura 3-8: Configuração da força normal em função do tempo nos ensaios de desgaste lubrificado.....	33
Figura 3-9: Fluxograma do método de cálculo implementado por TOMANIK (2000).....	35
Figura 4-1: Comportamento do coeficiente de atrito em função do aumento da carga normal.....	37
Figura 4-2: Diagrama IRG com os regimes de lubrificação [GEE e outros, 1984].....	38
Figura 4-3: Perda de massa para todos os níveis de carga.....	39
Figura 4-4: Desgaste com banda de 90% de confiabilidade para a média.....	40
Figura 4-5: Topografia da superfície original do c.d.p. mostrando o acabamento fresado e após ensaio de desgaste com 89 N com carga normal.....	40
Figura 4-6: Aparência microscópica da superfície dos discos após ensaio de deslizamento com 500X de aumento e 111 N de força normal.....	41
Figura 4-7: Microdureza das amostras utilizadas nos ensaio de desgaste deslizante lubrificado com respectivo intervalo representando a variação de um desvio padrão.....	42
Figura 4-8: Perfil de rugosidade de uma amostra para cada condição de ensaio...	44
Figura 4-9: Parâmetros Ra e Rq em função da carga normal aplicada no ensaio.	45
Figura 4-10: Alteração dos parâmetros de superfície em função do desgaste provocado por varias cargas normais.....	46
Figura 4- 11: Perfil medido na direção radial do disco ensaiado contra a superfície apresentada em 4-4b.....	47
Figura 4-12: Evolução da forma das superfícies com o desgaste.....	48
Figura 4-13: Forma das superfícies do corpo e contra-corpo após ensaios de deslizamento.....	48
Figura 4-14: Coeficiente de atrito e temperatura para um ensaio com 67 N de carga normal.....	49

Figura 4-15: Coeficiente de atrito final em função da carga normal. Média de 60 pontos no último minuto de ensaio.....	50
Figura 4.16 Pressões hidrodinâmica ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de $0,1^\circ$ .....	52
Figura 4.17: Pressões hidrodinâmica e de contato ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de $1,5^\circ$ .....	53
Figura 4.18: Pressões hidrodinâmica ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de $0,001^\circ$ .....	55
Figura 4-19: Coeficiente de desgaste em função da carga normal aplicada no ensaio de desgaste.....	56

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1: Composição química do material do corpo-de-prova dado em porcentagem de peso de cada um dos elementos da liga.....	27
Tabela 3-2: Composição química medida no material do contra-corpo dada em porcentagem de peso.....	28
Tabela 3-3: Principais características do óleo Morlina 10.....	31
Tabela 4-1: Parâmetros utilizados no modelamento de GW.....	50
Tabela 4-2: Parâmetros calculados pelo modelo de G-W.....	52

## CAPÍTULO 1 - Introdução

As ligas de cobre - alumínio são aplicadas nos diversos setores da economia, MEIGH (2000) cita os elementos de máquinas das indústrias de papéis, óleos, graxas, mineração, construção civil dentre outros. A aplicação desta liga em elementos de máquinas pode ser encontrada em bombas, válvulas, conexões, tubos, elementos de turbinas, buchas e bronzinas dentre outras. Nas duas últimas aplicações os elementos são utilizados na montagem de eixos os quais são utilizados nos mais diversos sistemas dentre eles em motores de combustão interna.

Historicamente as bronzinas e buchas de motores de combustão interna são produzidas com ligas de bronze com alguma porcentagem de chumbo. JONES e SCOTT (1991) descrevem a utilização de bronzes contendo chumbo em torno de 25% e também 4% de estanho. Outra composição também citada pelos mesmos autores é de um bronze contendo 7,5 % de estanho e 10% de chumbo.

Mais recentemente com o crescente aumento de pressão dos motores de combustão interna bem como as legislações ambientais mais restritivas impõem a necessidade de materiais mais 'nobres' pois eles devem resistir a aplicações mais severas com 'desempenho' similar ou melhores que os materiais das gerações anteriores. Neste contexto o bronze alumínio, solução sólida de 8% em peso de alumínio no cobre, se apresenta como um material promissor por ser ecologicamente correto devido a ausência de metais pesados como o chumbo. Ele também é reconhecido pela resistência à corrosão e propriedades mecânicas. Dentre elas o módulo de rigidez, dureza, capacidade de deformação, resistência a fadiga e ao desgaste.

BAYER (1994) descreve o desgaste como sendo o dano superficial provocado por uma interação mecânica com outra superfície, corpo ou fluido. Nesta interação, atuam mecanismos de desgaste, que envolvem uma série de fenômenos físicos e químicos.

Inúmeras propriedades ou características das superfícies podem afetar o comportamento bem como as transições de regime de desgaste moderado para severo, ou vice-versa. Assim sendo pode-se citar as características geométricas que são relacionadas à forma geral dos corpos e o formato e distribuição das asperezas. As propriedades mecânicas do material – módulo de rigidez, dureza e resistência a fadiga – também influenciam o comportamento de desgaste. As características físicas e químicas

também são relacionadas, dentre elas, o encruamento, difusão e parâmetros de rede para as primeiras características enquanto que para as últimas são relacionadas à composição e polaridade das superfícies.

Embora bronzinas sejam projetadas para operarem predominantemente em regime hidrodinâmico de lubrificação existem momentos em que este regime não é possível, por exemplo, no momento inicial da partida do eixo, pois a velocidade relativa entre as superfícies não é suficiente para proporcionar pressão hidrodinâmica de forma a separar fisicamente as superfícies. Já em buchas é mais freqüente o regime de lubrificação ser diferente do hidrodinâmico, devido às condições de operação deste elemento, às cargas elevadas e baixas velocidades relativas. Desta forma tanto no primeiro componente quanto no segundo irá ocorrer desgaste do material devido às condições que os elementos estão submetidos.

Neste contexto as propriedades de superfície são fundamentais na caracterização do desgaste e atrito de um dado material, pois o desgaste e o atrito são essencialmente fenômenos de superfície conforme relatado por BAYER (1994).

Já que na aplicação real o material, bronze com 8% de alumínio em peso, irá operar em movimento relativo de deslizamento, propõe-se uma investigação experimental com adicional abordagem teórica por modelamento computacional dos regimes de lubrificação e caracterização dos mecanismos de desgaste presentes quando o bronze alumínio é submetido ao movimento relativo de deslizamento na presença de lubrificante em ensaios laboratoriais do tipo pino-contra-disco.



## CAPÍTULO 2 – Revisão bibliográfica

### 2.1 – Desgaste e atrito e o sistema lubrificado

Diversos pesquisadores classificam o desgaste de distintas formas, porém BAYER (1994) propõe uma classificação calcada na aparência da trilha, nos mecanismos físicos de remoção de material e também nas condições que envolvem a situação de desgaste.

A classificação com base na aparência da trilha permite a comparação de uma situação de desgaste com outras, o que possibilita a extrapolação das experiências adquiridas em uma situação de desgaste a outras novas.

Já a segunda forma de classificação mencionada, mecanismos físicos de remoção de material, fornece um guia para o uso de modelos com a finalidade de prever ou projetar uma vida ao desgaste ou identificar a significância da dependência dos parâmetros que podem ser controlados, como carga, geometria, velocidade e ambiente. Como mecanismos causadores do dano pode-se citar a adesão, oxidação, delaminação, dentre outros.

Finalmente as condições que envolvem a situação de desgaste descrevem o desgaste em termos de condições macroscópicas, de modo que um conjunto de relações, regras ou equações específicas possam ser identificados e usadas no sistema. Nesta última forma de classificação podem ser relacionados os desgaste lubrificados, a seco, metal-metal, por deslizamento, por rolamento, em alta temperatura, dentre outros.

Existem inter-relações entre as categorias de classificação, porém elas não são únicas, simples e diretas, pois há numerosas maneiras pelas quais os materiais sofrem desgaste e cada uma delas pode ser influenciada por um ou vários fatores distintos.

O mesmo autor cita que as possibilidades reais de um estabelecimento de correlações completas entre condições de operação, mecanismos de desgaste e aparência superficial não são conhecidas nas situações de engenharia prática em geral.

HOKKIRIGAWA e colaboradores (1998) descrevem as possíveis interações entre as superfícies do contato plano-plano macroscópico, conforme apresentado na figura 2-1. O contato real ocorre localizado em uma pequena região e o mesmo raciocínio pode ser aplicado para descrever as interações de uma aspereza com a superfície oposta.

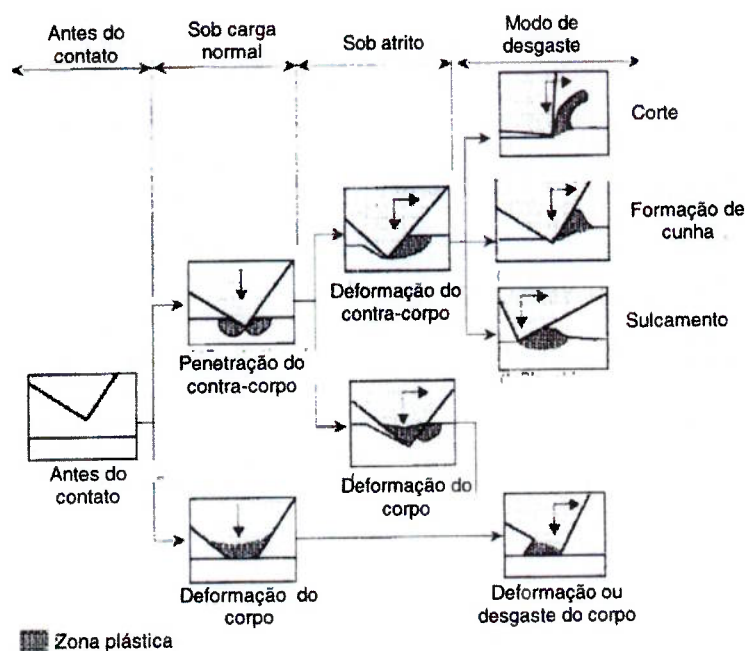


Figura 2-1: Modos de desgaste conforme HOKKIRIGAWA e colaboradores (1998).

Ao considerarmos duas superfícies em contato deslizante, ocorre na superfície uma geração de energia térmica devido ao aquecimento pelo atrito, logo, as temperaturas superficiais na interface de contato são maiores que no interior do material e o calor é transmitido para fora da interface de contato. Isto ocorre tanto no sentido do interior do corpo quanto deste para o meio ambiente ou para o contra-corpo. Conseqüentemente as propriedades do material da superfície apresentarão comportamento dependente da temperatura que também poderão influenciar processos de modificações das superfícies, pois a temperatura pode aumentar a taxa de reação, influenciar mudanças de fase, aumentar a difusão e favorecer características de deformação plástica dos materiais. A figura 2-2 ilustra os principais fatores que influenciam na temperatura superficial.

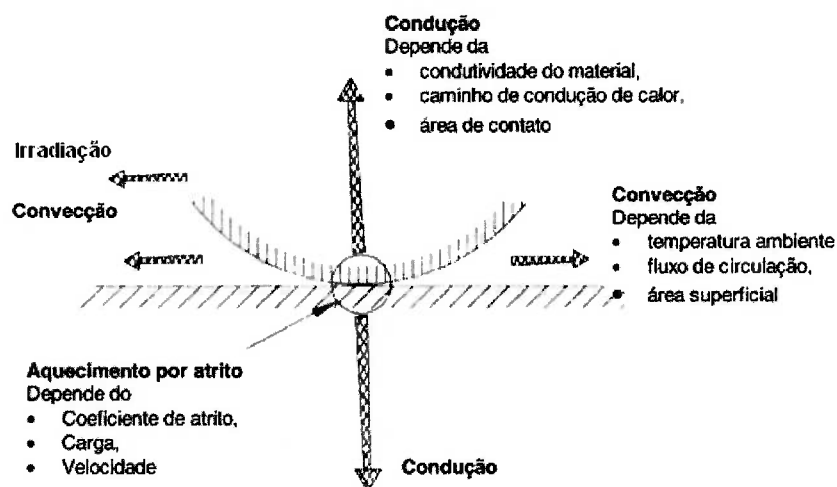


Figura 2-2: Fatores que afetam a temperatura das superfícies. Adaptada de [BAYER, 1994].

Além dos fatores listados na figura como proposta por BAYER, deve-se considerar a possibilidade de irradiação sempre que as temperaturas atingidas permitirem a ocorrência deste fenômeno que não está restrito. Deve-se recordar que este fenômeno não se restringe aos comprimentos de onda da luz visível.

Ao falarmos em desgaste intuitivamente nos vem a necessidade de abordarmos o atrito, pois ambos são fenômenos intimamente ligados às propriedades de superfície. No senso comum, o atrito pode ser definido como a força que se opõe ao movimento relativo entre duas superfícies. Entretanto, BAYER (1994) descreve o atrito como um somatório de todas as forças que se opõe ao movimento relativo de duas superfícies, a saber, forças associadas com a adesão, ao sulcamento da superfície (abrasão), à dissipação de energia por efeitos de histerese (fadiga) e também associado a forças viscosas.

LUDEMA (1996) relata que os modelos de atrito devido à adesão são limitados porque envolvem mecanismos não completamente conhecidos como, por exemplo, a fratura das junções e a não explicação do efeito da rugosidade no atrito, porém posteriormente o mecanismo de sulcamento foi acrescentado ao modelo de atrito da adesão. Já no caso de superfícies lubrificadas, a adesão não é comumente discutida como causa do atrito, entretanto, a molhabilidade, tensão de superfície e até

mesmo a viscosidade são manifestações de forças de ligação que são em parte relacionadas ao fenômeno da adesão.

Pesquisas recentes têm elevado o conhecimento do fenômeno atrito através da aplicação de conceitos de ciência das superfícies e de técnicas em escala molecular ou atômica, estas por permitirem investigações relacionadas a contatos simples entre asperezas. DOWSON (1997) relata que a força de atrito pode ser medida com microscópio de força atômica, tais medições mostram que a força de atrito não é proporcional à carga normal, devido às influências das forças de adesão.

BAYER (1994) menciona que o monitoramento do atrito durante ensaios de desgaste pode auxiliar na identificação dos fenômenos de transição do desgaste, embora as tendências observadas do desgaste não são necessariamente as mesmas do atrito. Ele também menciona que uma maneira de entender a distinção entre as tendências do atrito e do desgaste é a consideração da energia dissipada pelo sistema. Esta análise genérica feita na literatura requer aprofundamento uma vez que nem sempre os mecanismos responsáveis pelo desgaste (mecanismos de dano e mecanismos de remoção de material) são os mesmos mecanismos responsáveis pelo atrito. Por exemplo, na figura 2.2 a perda de energia por convecção é um fator de dissipação de energia e, portanto, em extremo, uma parcela (ou mecanismo) das perdas por atrito. Por outro lado não há como dizer que a convecção é responsável pelo desgaste.

Desta forma, é natural a inferência de que o atrito é sensível aos mesmos parâmetros e aos mesmos tipos gerais de fenômenos envolvidos no desgaste, ou seja, aqueles relacionados com as modificações das tribo-superfícies que resultam em mudanças no desgaste frequentemente produzem modificações também no atrito e vice-versa.

Embora o desgaste e o atrito sejam entendidos como fenômenos puramente superficiais convém ressaltar a necessidade da abordagem global do sistema e não somente das superfícies envolvidas no desgaste. Isto pois, alguns artifícios são utilizados para a minimização do atrito e do desgaste dentre eles a adição de um fluido lubrificante entre as superfícies, conseqüentemente passaremos a abordar algumas características relevantes de óleos lubrificantes por se tratar do fluido lubrificante mais difundido.

Resumidamente, podem-se considerar três mecanismos típicos para a atuação do lubrificante na interface de contato e que influenciam o atrito e o desgaste, são eles: adsorção nas superfícies, modificação química das superfícies e separação física das superfícies. As duas primeiras tendem a reduzir a resistência das ligações nas junções adesivas e a última tende a reduzir o número de junções. Entre os efeitos secundários da lubrificação, tem-se o resfriamento da interface, a modificação das tensões associadas com o contato e a eliminação do resíduo de desgaste do contato.

### **2.1.1 – O óleo lubrificante e a viscosidade**

Os óleos lubrificantes quase que em sua totalidade são misturas complexas derivadas do petróleo, podendo conter anéis aromáticos, anéis naftênicos e cadeias laterais. Os óleos básicos podem ser classificados como parafínicos, naftênicos ou aromáticos dependendo da estrutura molecular predominante, do comprimento das cadeias laterais e da razão entre os átomos de carbono das cadeias laterais e os anéis. Os óleos parafínicos são hidrocarbonetos saturados apresentando cadeias lineares ou ramificadas, contendo de 20 a 30 átomos de carbono e os naftênicos são anéis de hidrocarbonetos saturados ligados com cadeias laterais de até 20 carbonos conforme descrito por HUTCHINGS (1992). Os componentes aromáticos são formados de um ou mais anéis benzênicos com cadeias laterais saturadas. Os naftenos presentes nos óleos parafínicos têm cadeias laterais. A maioria dos átomos de carbono está em cadeias parafínicas enquanto que nos óleo naftênicos as cadeias laterais são naftenos curtos e a proporção de átomos de carbono nos anéis é somente um pouco menor eu nas cadeias laterais.

Vários ingredientes são adicionados nos óleo básicos com a finalidade de alterar suas características, tornando-os mais apropriados para certas aplicações. Estes ingredientes são comumente conhecidos como aditivos e desempenham funções específicas, podendo conter um complexo conjunto de substâncias que alteram as propriedades físico-químicas dos óleos básicos.

Segundo HUTCHINGS (1992) o desgaste e atrito elevados podem ser evitados com a utilização de lubrificantes limítrofes adequados, pois eles atuam formando filmes adsorvidos sobre as superfícies e as forças repulsivas entre tais

filmes sustentam a carga, desta forma evitando o contato direto entre as superfícies. Para que a adsorção ocorra na camada de óxido, para superfícies metálicas, o lubrificante deve possuir grupos terminais polares. A eficiência do lubrificante limítrofe está relacionada aos termos qualitativos "oleosidade" e "lubricidade". A oleosidade do óleo básico pode ser melhorada com a utilização de aditivos como ácidos graxos e outros [HUTCHINGS, 1992].

Uma outra classe de aditivos também bastante utilizada é a dos aditivos extrema pressão (EP), eles formam uma camada protetora sobre superfícies severamente solicitadas. HUTCHINGS (1992) cita que tanto o aditivo EP quanto o antidesgaste são substâncias que reagem com as superfícies em deslizamento de forma localizada, ou seja, filmes de baixa resistência ao cisalhamento são formados exatamente nas regiões do contato em que as solicitações termomecânicas são mais severas. Os aditivos deste tipo se constituem em sua maior parte de compostos de enxofre e/ou fósforo.

Os aditivos devem reagir rapidamente sobre a superfície para manter estável o comportamento do atrito. Desta forma os aditivos são imediatamente repostos na superfície ao serem removidos por ação mecânica durante o contato deslizante. São eficientes aqueles filmes estáveis, aderentes à superfície e que facilmente podem ser cisalhados. LUDEMA (1996) menciona que os filmes formados normalmente não são visíveis e nem mensuráveis por métodos laboratoriais usuais.

Na abordagem da lubrificação hidrodinâmica a principal característica do óleo é a viscosidade, que pode ser definida pela taxa de deformação por cisalhamento, ou seja, é uma medida da resistência do fluido ao cisalhamento e pode ser expresso em termos de viscosidade cinemática ou viscosidade absoluta (dinâmica).

HUTCHING (1992) define a viscosidade de fluidos newtonianos, em termos da deformação por cisalhamento através da equação 2-1.

$$\tau = \eta \frac{d\gamma}{dt} \quad \text{Eq. 2-1}$$

Onde:

$\tau$ : tensão de cisalhamento [Pa]

$\eta$ : viscosidade dinâmica ou absoluta [Pa.s]

$dy/dt$ : taxa de deformação por cisalhamento.

A viscosidade cinemática  $Z$  é definida pela equação 2-2.

$$Z = \frac{\eta}{\rho} \quad \text{Eq. 2-2}$$

Onde:

$Z$ : viscosidade cinemática [cSt] ou [mm<sup>2</sup>/s]

$\eta$ : viscosidade dinâmica [Pa.s].

$\rho$ : massa específica [kg/m<sup>3</sup>].

Vários estudos com elementos de máquinas lubrificadas, por exemplo, engrenagens, elementos rolantes de rolamentos, anéis de pistões aplicados em motores de combustão interna, dentre outros, não mostraram resultados satisfatórios ao se empregar a teoria hidrodinâmica unicamente. O que levou a abordagem de contato lubrificadas utilizando o conceito da lubrificação elastohidrodinâmica (EHL). Este conceito foi introduzido a partir da segunda metade do século XX e hoje se caracteriza como um importante fenômeno na proteção de componentes de máquinas que operam com pressões de contato relativamente altas [DOWSON, 1997].

Embora a pressão de contato seja elevada, a velocidade relativa e geometria das superfícies permitem, na interface, a presença de óleo, porém a pressão é suficientemente alta para alterar a viscosidade do lubrificante segundo a qual pode ser aproximada pela equação 2-3 [HUTCHINGS, 1992].

$$\eta = \eta_0 e^{(\alpha P)} \quad \text{Eq. 2-3}$$

onde  $P$ : pressão efetiva no fluido (Pa)

$\eta_0$ : viscosidade à pressão atmosférica [Pa.s].

$\alpha$  : é um índice de variação da viscosidade com a pressão, que para óleo minerais pode ser aproximada pela equação abaixo.

$$\alpha \cong (0,6 + 0,965 \log_{10}(\eta_0 10^3)) 10^{-8} \quad [Pa^{-1}] \quad \text{Eq. 2-4}$$

Outro fator importante para a viscosidade do fluido é a temperatura ( $\Theta$ ), desta forma é conveniente uma expressão analítica relacionando a viscosidade com a temperatura. HUTCHINGS (1992) fornece a equação de VOGEL a qual relaciona a viscosidade do óleo em função da temperatura conforme a equação 2-5. A temperatura é expressa em Celsius,  $a$  expresso em Pa.s,  $b$  e  $c$  em graus Celsius. Sendo os três fatores constantes de acordo com a classificação SAE do óleo.

$$\eta = a.e^{\left(\frac{b}{\Theta+c}\right)} \quad \text{Eq. 2-5}$$

A viscosidade do óleo, segundo a equação de VOGEL, diminui com o aumento de temperatura conforme apresentado na figura 2-3.

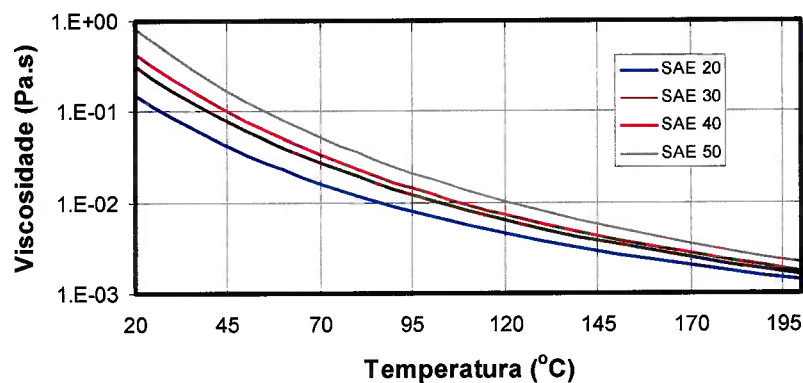


Figura 2-3: Viscosidade do óleo em função da temperatura [TOMANIK, 2000].

### 2.1.2 – Formação e comportamento do filme lubrificante

Considerando um sistema deslizando e lubrificado onde as superfícies são conformes, ocorre o mecanismo de formação de uma cunha de óleo lubrificante na interface de contato pela ação hidrodinâmica do fluido. Nesta situação a



determinação da separação das superfícies, ou seja, da espessura do filme é calculada pela teoria da lubrificação hidrodinâmica com as equações formuladas por Reynolds.

Entretanto, BAYER (1994) descreve que a espessura mínima do filme  $h$  para o mecanismo de lubrificação hidrodinâmica de um fluido newtoniano depende da carga e velocidade sendo  $h$  diretamente proporcional à viscosidade e à velocidade e inversamente proporcional à carga normal conforme apresentado pela equação 2-6.

$$h \sim (\eta V / W)^m \quad \text{Eq. 2-6}$$

Onde:

$h$ : espessura mínima do filme (m)

$\eta$ : viscosidade do fluido (Pa.s)

$V$ : velocidade relativa (m/s)

$W$ : carga normal por unidade de comprimento (N/m)

$m$ : coeficiente que varia na faixa de 0,5 a 1, dependendo da geometria.

Em termos de nomenclatura o regime de lubrificação hidrodinâmico (HD) apresenta um filme de fluido lubrificante entre duas superfícies deslizantes sem deformação das superfícies, já a lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) também apresenta a formação de filme lubrificante entre as superfícies, porém a condição de pressão no fluido é tal que as superfícies sólidas se deformam elasticamente, resultando em mudanças locais na geometria. Ambos os regimes de lubrificação são conhecidos como lubrificação fluída.

A teoria da lubrificação EHD foi baseada na teoria da lubrificação HD de Reynolds com a dependência da viscosidade com a pressão, juntamente com a teoria da elasticidade, para considerar a deformação das superfícies, esta teoria foi inicialmente desenvolvida com fluidos não-newtonianos e com ausência de efeitos térmicos. DOWSON (1997) aponta que as expressões foram obtidas inicialmente para contatos lineares e posteriormente para várias geometrias de contato.

Ao considerarmos duas esferas em contato deslizante, conforme ilustrado na figura 2-4, é possível prever as distribuições de pressão e as modificações geométricas do contato para as situações de lubrificação HD e EHD.

As equações da espessura do filme na lubrificação HD e EHD nesse contato são respectivamente apresentadas nas equações 2-7 e 2-8, conforme descrito por BAYER (1994).

$$h_{HD}=4,9.R.(η.V/W) \quad \text{Eq. 2-7}$$

Na equação 2-7, R é o raio equivalente de contato dado em metros, sua determinação é feita pela soma do inverso dos raios das respectivas esferas em contato como se segue:  $1/R=1/R_1+1/R_2$ .

$$h_{EHD}=2,65.α^{0,54}.(η_0.V)^{0,7}.R^{0,43}.W^{-0,13}.E'^{-0,03} \quad \text{Eq. 2-8}$$

Onde:

$α$ : coeficiente da equação da viscosidade versus a pressão.

$E'$ : módulo elástico equivalente das duas superfícies dado por

$1/E'=(1-ν_1^2)/E_1+(1-ν_2^2)/E_2$ , sendo  $ν$  o coeficiente de Poisson do material.

$E_1$  e  $E_2$  são os módulos de elasticidade dos dois materiais

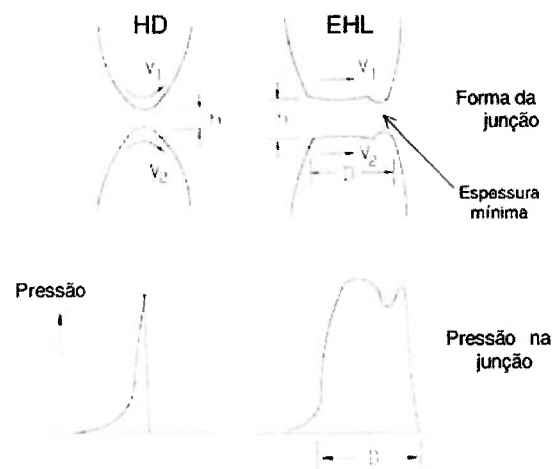


Figura 2-4: Contato entre duas superfícies esféricas deslizantes no regime HD (a) e EHD (b) [BAYER, 1994].

A consideração do aumento da viscosidade do óleo, com a pressão no regime EHD, é observada pela inclusão do parâmetro  $α$  na última expressão, e a dependência da espessura de filme EHD com fenômenos relacionados à deformação

elástica é representada pela consideração do parâmetro  $E'$ . Observa-se outra diferença relevante comparando-se os expoentes de  $W$ , pois, nota-se que a dependência da espessura do filme com a carga normal torna-se muito menor no regime de lubrificação EHD.

DOWSON (1997) também explica que as asperezas individuais agem como geradoras locais de pressão hidrodinâmicas que por sua vez atuam na deformação elástica das asperezas mais altas, o que leva a perturbações na distribuição de pressões. Neste momento a viscosidade do óleo na região em questão já não é mais a mesma do volume (“*bulk*”) do lubrificante. Tal efeito é chamado de lubrificação micro-elastohidrodinâmica (micro-EHD), ou também de lubrificação de asperezas.

Ao considerarmos um sistema com superfícies rugosas comumente utiliza-se o fator de filme, expressão 2-9, que pode ser definido como a relação entre a espessura de filme e a rugosidade equivalente das superfícies. As rugosidades  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ , da expressão são assumidas como o parâmetro de rugosidade  $R_q$ .

$$\lambda = h/\sigma \quad \text{ou} \quad h = \lambda \cdot (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2} \quad \text{Eq. 2-9}$$

Onde:

$\lambda$ : fator de filme

$\sigma_1$ : rugosidade da superfície 1 ( $\mu\text{m}$ )

$\sigma_2$ : rugosidade da superfície 2 ( $\mu\text{m}$ )

$\sigma$ : rugosidade equivalente das superfícies ( $\mu\text{m}$ )

Para duas superfícies rugosas deslizantes na presença de um filme lubrificante o fator  $\lambda$  avalia o desempenho da lubrificação dos regimes HD e EHD. Nestes regimes o desgaste é muito pequeno e limitado a mecanismos de fadiga associada com a pressão transmitida pelo fluido, pois, não há interação entre as superfícies. Para BAYER (1994), o valor limite para  $\lambda$  é próximo de 3. Para o regime misto, ou seja,  $1 < \lambda < 3$ , considera-se que ocorrem contatos entre asperezas o que leva a manifestação de mecanismos de desgaste, desta forma espera-se que o contato das duas superfícies aumente a medida em que o parâmetro de filme diminui em função dos efeitos térmicos e de pressão localizada. Caso a velocidade relativa entre as superfícies diminua ou a pressão de contato aumente as forças hidrodinâmicas

tornam-se insuficientes para manter contínuo o filme de lubrificante o que acarreta contato direto entre as asperezas das duas superfícies. Nesse caso, a espessura do filme diminui e o valor de  $\lambda$  chega a ser menor que um, conseqüentemente o atrito e o desgaste podem se tornar mais elevados e neste momento ainda pode existir óleo entre as superfícies, porém, o filme já não é mais fluido caracterizando desta forma a lubrificação limítrofe para valores de parâmetro de filme menores que um.

A figura 2-5 foi reproduzida de NEALE (1997) e ilustra esquematicamente o filme formado no contato nos três modos de lubrificação.

Ainda permanece uma questão acerca do estabelecimento dos regimes de lubrificação em função da espessura do filme, pois, é possível encontrar filmes EHD com espessuras da ordem de nanômetros e as espessuras dos filmes limítrofes podem também ser da ordem de nanômetro dependendo do tribossistema.

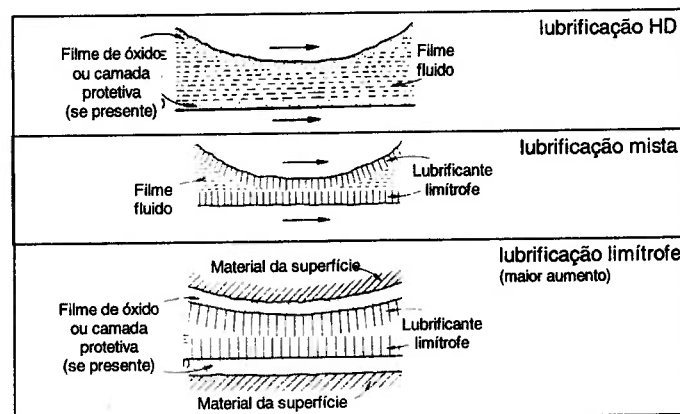


Figura 2-5: Filme lubrificante formado no contato entre superfícies deslizantes [NEALE, 1997].

### 2.1.3 – Atrito e desgaste com o regime de lubrificação

Pesquisadores comumente utilizam modelos para a predição do fenômeno desgaste, HUTCHINGS (1992), por exemplo, cita o modelo de desgaste de Archard, no qual o desgaste volumétrico é proporcional à carga e à distância de deslizamento, e inversamente proporcional à dureza do material. O coeficiente de desgaste  $k$  estabelece a igualdade dessa relação conforme na expressão 2-10.

$$Q = K \cdot \frac{W \cdot \Delta S}{H} \quad \text{Eq. 2-10}$$

Onde:

Q: volume de desgaste ( $\text{mm}^3$ )

K: coeficiente de desgaste adimensional

W: carga normal (N)

$\Delta S$ : distância percorrida (m)

H: dureza de material de menor dureza ( $\text{N/mm}^2$ )

HUTCHINGS (1992) observa que para o deslizamento lubrificado, o coeficiente adimensional de desgaste, K, assume valores que são significativamente menores do que os valores encontrados para a situação de desgaste a seco. Para a primeira situação tem-se K na faixa de  $10^{-13}$  a  $10^{-6}$  enquanto que para o desgaste a seco obtém-se valores de K variando de  $10^{-7}$  a  $10^{-3}$ .

WILLIAMS (1994) cita que em situações praticas de engenharia a dureza na superfície de deslizamento pode não estar disponível e o coeficiente k, o qual representa a razão de K/H, se torna mais usual que K. Neste contexto k representa o volume desgastado ( $\text{mm}^3$ ) por unidade de distancia deslizada (m) por unidade de carga aplicada (N), ou seja, k e a unidade dimensional de desgaste dada por  $\text{mm}^3 \text{N}^{-1} \text{m}^{-1}$ .

CZICHOS e HABIG (1984), apresentam o coeficiente de desgaste k em função do fator  $\lambda$ , ambos relacionados com o atrito e com os regimes de lubrificação, conforme apresentado na figura 2-6.

No regime misto, a taxa de desgaste é alta apenas no início do ensaio, e com o assentamento das superfícies o valor de k é menor que  $10^{-9} \text{mm}^3(\text{Nm})^{-1}$ . HUTCHINGS (1992) associa desgaste oxidativo ao assentamento das superfícies, pois, o mesmo é proporcionado pelo aquecimento e oxidação localizada nas asperezas. Este assentamento (termo que aqui se refere ao desgaste no inicio do ensaio e não como desgaste severo como é freqüentemente entendido, como no parágrafo abaixo) faz com que o regime de lubrificação passe a ser EHD.

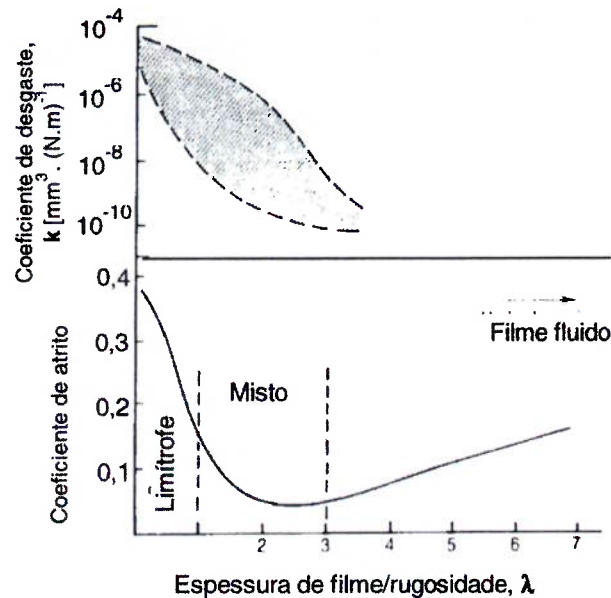


Figura 2-6: Regimes de lubrificação e desgaste por deslizamento lubrificado em função do fator de filme ( $\lambda$ ) [CZICHOS e HABIG, 1984].

Para o regime limítrofe de lubrificação a taxa de desgaste é maior com  $k$  por volta de  $10^{-6}$  a  $10^{-8} \text{ mm}^3(\text{Nm})^{-1}$ . Neste caso o período de assentamento é maior se comparado ao regime misto. Segundo HUTCHINGS (1992) o período de amaciamento para este regime é dominado por mecanismos adesivos entre as asperezas desprotegidas pelo lubrificante passando então à condição com mecanismos predominantemente oxidativo. Durante a condição inicial do amaciamento o coeficiente de atrito é relativamente alto e diminui ao entrar na condição estacionária (“*steady-state*”). A medida em que o desgaste progride o condicionamento das superfícies pode proporcionar regime misto ou até mesmo de lubrificação fluida.

Já no regime hidrodinâmico as interações entre as superfícies são mínimas senão inexistentes, os danos às superfícies são associados aos mecanismos de fadiga com a pressão transmitida através do fluido [BAYER, 1994].

Uma outra visualização do comportamento do coeficiente de atrito em função do regime de lubrificação é o diagrama de Stribeck. Neste, a representação gráfica é muito semelhante a da figura 2-6, porém o eixo das abscissas é identificado pela relação  $\eta V/W$ . Respectivamente a viscosidade do óleo, velocidade relativa e

carga normal ou pressão. BAYER (1994) cita que esta relação é proporcional à espessura do filme calculada com base em conceitos de lubrificação fluida para a formação do efeito cunha.

## **2.2 – Modelamento matemático do tribossistema**

Um sistema tribológico que trabalha em regime hidrodinâmico pode apresentar rompimento do filme de óleo em função de variações de carga aplicada, temperatura do óleo, mudança na velocidade relativa entre as superfícies deslizantes, dentre outros. Entretanto para este regime de lubrificação utiliza-se o modelamento pela equação de Reynolds a qual é originária das equações de Navier-Stokes e será detalhada mais adiante.

O rompimento do filme de óleo está associado ao toque entre as asperezas das superfícies, entretanto, localizadamente o regime de lubrificação passa a ser elastohidrodinâmico naquelas regiões que fornecem condições para tal.

Com o objetivo de melhor entender o mecanismo de contato, Hertz em 1888 propôs um modelamento considerando uma superfície esférica tocando um plano. O modelo de Hertz pode ser utilizado para duas superfícies que se tocam pois, ao serem pressionadas, o contato ocorre em poucos pontos que correspondem aos picos das rugosidades mais altas.

Mais asperezas irão se tocar caso a força, que mantém as duas superfícies unidas aumente, pois as primeiras asperezas começam a se deformar permitindo o contato das asperezas de menores alturas.

A interação entre as superfícies pode levar à fadiga das mesmas, bem como ao desgaste, engripamento ou amaciamento das superfícies que após este período passam a 'trabalhar' de forma mais suave em função das modificações da topografia.

### **2.2.1 – Regime hidrodinâmico**

A figura 2-7 apresenta um volume de óleo, entre duas superfícies inclinadas 1 e 2, com dimensões de  $\delta x$  e  $\delta y$  e altura  $h$  a qual representa a distância entre as duas superfícies para um dado ponto das superfícies.

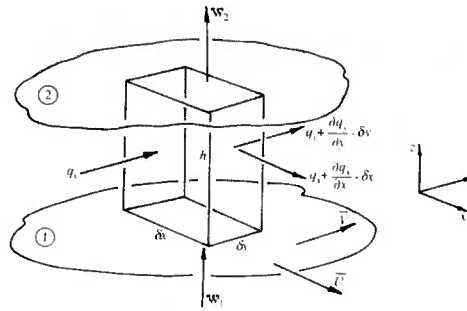


Figura 2-7: Desenvolvimento da equação de Reynolds em estado bidirecional representando os princípios da lei de continuidade de fluxo aplicado em um elemento [WILLIAMS, J.A. 1994].

Apesar da superfície superior não apresentar velocidade translacional ela poderá ter velocidade de aproximação da superfície inferior a qual é caracterizada por  $W_2$  na direção vertical  $Oz$ . Já a superfície inferior apresenta velocidade translacional sendo caracterizada por  $U_1$  e  $U_2$  nas direções  $Ox$  e  $Oy$  respectivamente e conjuntamente com uma velocidade vertical de  $W_1$ .

O fluxo de óleo por unidade de largura na direção  $Ox$  é dada por  $q_x$ , e na direção  $Oy$  é dada por  $q_y$ , então o fluxo líquido de óleo que passa entre as superfícies no interior da região delimitada na figura 2-7 é dado pela equação 2-11.

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \times \delta x \times \delta y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \times \delta y \times \delta x \quad \text{Eq. 2-11}$$

A equação anterior deve ser balanceada pela taxa de aumento do volume considerado na figura 2-7, a qual se deve a velocidade relativa entre as superfícies 1 e 2 conforme apresentado na equação abaixo.

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} \times \delta x \times \delta y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \times \delta y \times \delta x = (W_1 - W_2) \delta x \times \delta y \quad \text{Eq. 2-12}$$

Naturalmente a equação de Reynolds é obtida com algumas considerações, pois, para sua dedução o fluxo de lubrificante é laminar, isento de forças de campo, as forças de inércias são desprezíveis, a espessura do filme de lubrificante é considerada pequena quando comparada com outras dimensões. Também são



consideradas constantes em cada posição  $x$ ,  $y$  do filme a pressão e densidade pois, o lubrificante é incompressível.

No caso deste trabalho a análise será orientada para o para pino-contra-disco no qual a superfície do pino é plana e inclinada em relação à superfície do disco como mostra a figura 2-8.

Neste caso têm-se os eixos coordenados de referência estáticos,  $z$  é perpendicular ao plano da folha e simultaneamente radial ao disco. Considerando a velocidade do pino nula na direção  $z$  (radial ao disco) e desprezando a variação da pressão nesta direção tem-se a simplificação da equação de Reynolds apresentada pela equação 2-13.

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 12\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad \text{Eq. 2-13}$$

Integrando duplamente em relação a  $x$  obtém-se:

$$P_H(x) = 12\eta U \int \frac{dx}{h^2} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \int \frac{x}{h^3} dx + C_1 \int \frac{dx}{h^3} + C_2 \quad \text{Eq. 2-14}$$

$P_H(x)$  é a pressão hidrodinâmica no ponto  $x$ , sendo  $C_1$  e  $C_2$  constantes de integração determinadas pelas condições de contorno.  $P_H(0)$  a pressão na borda de ataque do pino e  $P_H(b)$  a pressão na borda de saída do pino. Além disso, impõe-se a condição de contorno usualmente aplicada à equação de Reynolds que é zerar todas as pressões que pelo cálculo resultarem negativas, pois, fisicamente o fluido não resiste à tração.

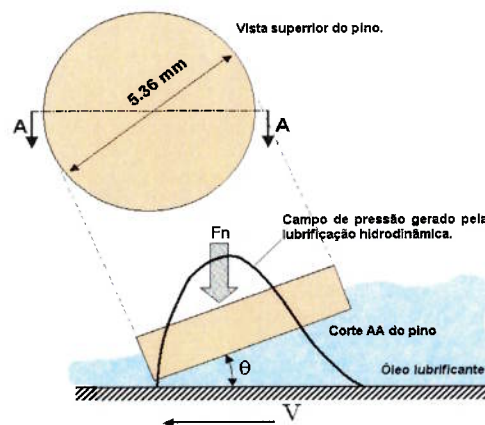


Figura 2-8: Contato entre pino e disco no ensaio do tipo pino-contra-disco.

### 2.2.2 – Contato entre as asperezas

Quando uma esfera de material elástico com raio  $r$  [m] é pressionada com uma força  $W$  [N] contra um plano o contato entre eles será uma área circular de raio  $a$  [m] dada pela equação de Hertz.  $E'$  representa o módulo de rigidez equivalente das duas superfícies.

$$a = \left( \frac{3W'r}{4E'} \right)^{1/3} \quad \text{Eq. 2-15}$$

Portanto a área de contato entre a esfera e o plano é dado por  $A_{c_{ep}}$ :

$$A_{c_{ep}} = \pi a^2 \cong 0,83\pi \left( \frac{W'r}{E'} \right)^{2/3} \quad \text{Eq. 2-16}$$

A pressão de contato dado pelo modelamento de Hertz fornece a pressão máxima ( $P_{m\acute{a}x}$ ), sendo ela aproximadamente 1,5 da pressão média ( $P_m$ ). Adicionalmente a máxima tensão de cisalhamento ao longo da profundidade relativa à superfície de contato ocorre a aproximadamente  $0,48a$ , neste ponto ela corresponde a  $\sim 0,47P_m$  ou  $\sim 0,31P_{m\acute{a}x}$ .

Adotando-se o critério de Tresca tem-se que a deformação plástica do material ocorre quando a tensão de cisalhamento atinge metade da tensão de escoamento unidirecional. Caso a carga normal aumente a região plastificada cresce em direção à superfície. Nesta situação a distribuição elíptica assumida por Hertz não é mais válida o que é equivalente a dizer que  $P_{m\acute{a}x}$  é diferente de  $1,5P_m$ . Porém as equações de Hertz são utilizadas basicamente por duas razões:

1 – a imprecisão cometida é da mesma ordem que a dos demais parâmetros envolvidos, por exemplo, o valor do módulo de elasticidade dos materiais.

2 – Após um primeiro contato onde ocorra a deformação plástica, os demais contatos se comportam elasticamente.

Apesar de Hertz admitir que não existe atrito entre as superfícies em contato a utilização da teoria desenvolvida por ele aplica-se no modelamento de corpos deslizando com contato, pois os erros são pequenos e desta forma podem ser

desprezados para valores de coeficiente de atrito menores que 0,3 (WILLIAMS 1994).

Naturalmente ao ser pressionada por uma força  $W'$  a esfera sofre deformação por não se tratar de um corpo rígido, tal deformação pode ser calculada pela seguinte relação:

$$W' = \frac{4}{3} \cdot E' \cdot \sqrt{r} \cdot \Delta Z^{3/2} \quad \text{Eq. 2-17}$$

$$\Delta Z = \left( \frac{3W'}{4E'\sqrt{r}} \right)^{2/3} = \frac{a^2}{r} \quad \text{Eq. 2-18}$$

### 2.2.3 - Modelo de Greenwood-Williamson

O modelo de Greenwood e Williamson (G-W) admite que a superfície rugosa apresenta rugosidade combinada das duas superfícies do par e tem picos com formato esférico de raio  $\beta$ , altura média  $Z'$  e desvio padrão  $\sigma_s$ , que se distribuem uniformemente sobre a superfície, com densidade por unidade de área representada por  $\eta'$ . Quando carregados se deformam elasticamente de acordo com as equações desenvolvidas por Hertz, a outra superfície do tribossistema é admitida lisa e plana. O sistema é mostrado esquematicamente pela figura 2-9.

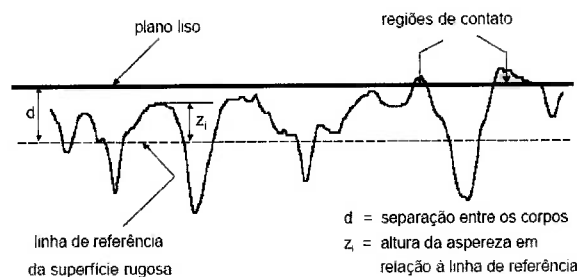


Figura 2-9: Representação esquemática do contato entre duas superfícies seguindo o modelamento proposto por Greenwood e Williamson [TOMANIK, 2000].

A probabilidade de que uma aspereza faça contato com a superfície plana é a probabilidade de que a altura ( $z'$ ) dessa aspereza seja maior que a separação ( $d$ ) entre os planos de referência da figura 2-9, tal probabilidade é descrita pela formulação apresentada logo abaixo.  $\phi(z')$  é a função densidade de probabilidade que descreve a altura dos picos.

$$P ( z' > d ) = \int_d^{+\infty} \phi ( z' ) \delta z \quad \text{Eq. 2-19}$$

O número de contatos entre a superfície rugosa e a lisa é dada multiplicando-se o lado direito da equação 2-19 pela densidade das asperezas ( $\eta'$ ). Pode-se tratar cada contato de aspereza como um contato Hertziano entre uma esfera e um plano caso o contato esteja no campo elástico e a tensão em um dado ponto de contato não seja influenciado e nem influencie os contatos vizinhos. Desta forma a relação entre a área de contato e a deformação é dada pela eq. 2-20. A deformação da aspereza é dada por  $\Delta z$ , ou seja,  $\delta_s = (z_s - d)$ :

$$A_i = \pi a_i^2 = \pi \beta ( z_s - d ) \quad \text{Eq. 2-20}$$

Logo, a área de contato  $A$  é a soma de todos os contatos entre asperezas e o plano, a área de contato  $A$  é representada pela formulação 2-21. Onde  $A_0$  é a área aparente de contato;  $\eta' A_0$  é o número total de asperezas.

$$A = \sum A_i = \eta' A_0 \Pi \beta \int_d^{+\infty} \phi ( z' ) ( z' - d ) \delta z \quad \text{Eq. 2-21}$$

Do mesmo modo, a carga  $w_i$  sobre uma aspereza e a carga total no contato plano superfície rugosa são representados pelas equações 2-22 e 2-23 respectivamente.

$$w_i = \frac{4}{3} E' \sqrt{\beta} \Delta z^{3/2} \quad \text{Eq. 2-22}$$

$$W_T = \frac{4}{3} \eta' A_0 E' \sqrt{\beta} \int_d^{+\infty} \phi ( z' ) ( z' - d )^{3/2} \delta z \quad \text{Eq. 2-23}$$

Dependem da função densidade de probabilidade  $\phi(z')$  o número total de contatos  $n$ , a área  $A$  e a carga de contato  $W_T$ . As integrais destas equações poderão ser resolvidas analiticamente ou numericamente. O número de contatos e a área real de contato serão linearmente proporcionais à carga total ( $W_T$ ) caso a altura das asperezas siga uma função exponencial. Desta forma o tamanho de cada ponto de contato aumenta linearmente com a carga e mais asperezas entrarão em contato, de modo que o tamanho médio dos pontos de contato permanece o mesmo. A pressão de contato será constante com o máximo valor possível para o contato plástico, pois a área real de contato é linearmente proporcional à carga aplicada.

Greenwood e Williamson definiram um índice de plasticidade do contato ( $\psi$ ) o qual é diretamente proporcional ao módulo de elasticidade combinado dos materiais ( $E'$ ) e a uma relação que expressa aproximadamente a inclinação média das asperezas  $(\sigma_s/\beta)^{1/2}$  e inversamente proporcional à dureza de indentação da superfície rugosa ( $H$ ).

$$\Psi = \frac{E'}{H} \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} \quad \text{Eq. 2-24}$$

Este índice define a ocorrência de deformação plástica nos contatos para os valores de  $\psi > 1$  mesmo para pressões nominais muito baixas. Já para os valores de  $\psi < 0,6$  a deformação plástica das asperezas somente ocorrerá para pressões nominais de contato muito altas. HUTCHINGS (1992) cita que mesmo os metais polidos têm  $\psi > 1$  e conseqüentemente o contato entre asperezas será plástico em sua maioria.

WHITEHOUSE (1994), mostrou experimentalmente através do gráfico de probabilidade normal que a correlação é bastante linear, ou seja, segue distribuição normal para uma superfície após o processo de geração da mesma. O mesmo é válido quando foram considerados apenas os picos das asperezas, ambos os casos são mostrados na figura 2-10 a. Entretanto não se observou linearidade no gráfico para uma superfície com os picos de rugosidade removidos, para toda faixa de altura de picos, porém o comportamento linear para esta superfície foi verificado para as asperezas com altura maior que  $1,3 \mu\text{m}$ , conforme apresentado na figura 2-10b.

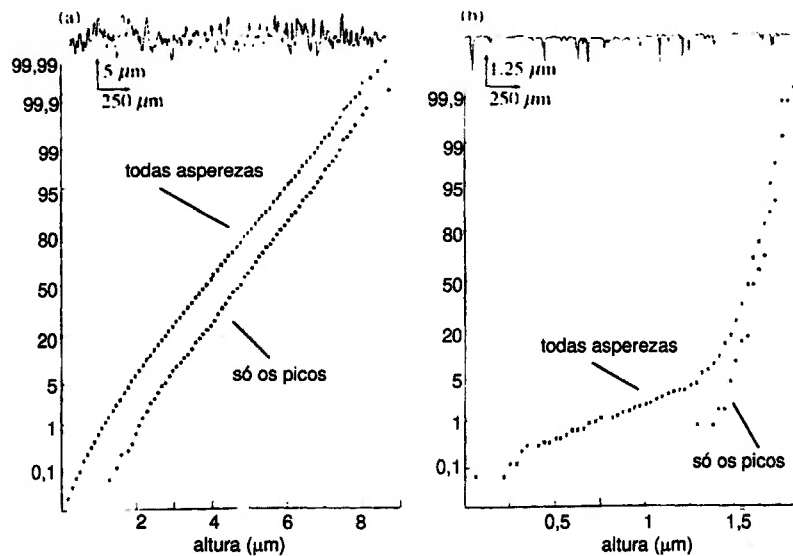


Figura 2-10: Distribuição da altura das asperezas em um gráfico probabilidade normal [WHITEHOUSE, 1994].

Embora seja difícil a resolução analítica das intergrais que envolvem a função densidade de probabilidade  $\Phi(x)$  quando esta segue distribuição normal é possível resolvê-las com o auxílio da curva normal reduzida, de média zero e desvio padrão 1. Neste caso a probabilidade que uma aspereza faça contato com a superfície plana, dado pela equação 2-19, é numericamente igual  $F_0(t)$  que é a área abaixo da curva de distribuição normal a direita do valor  $d$  que representa a separação entre as duas superfícies na figura 2-9.

De modo similar, a área de contato e a carga total podem ser calculadas com ajuda das funções:

$$A_c = \eta' A_o \Pi \beta \sigma_s F_1(t) \quad \text{Eq. 2-25}$$

$$W_T = \frac{4}{3} \eta' A_o E' \sqrt{\beta} \sigma_s^{3/2} F_{3/2}(t) \quad \text{Eq. 2-26}$$

Por sua vez  $F_1(t)$  e  $F_{3/2}(t)$  podem ser calculados por métodos numéricos ou encontrados em tabelas, por exemplo, em GREENWOOD & TRIPP (1971) e McCOOL (1986).

### 2.2.4 - Contato plásticos

Quando uma aspereza toca outra superfície ela irá deformar-se elasticamente no início do contato e poderá também sofrer deformação plástica caso a força que a pressiona continue aumentar, porém pelo critério de TRESCA isto somente ocorrerá, quando a máxima tensão de cisalhamento atingir metade da tensão de escoamento unidimensional. Por sua vez, para uma situação que a aspereza é representada por uma esfera, portanto seguindo a formulação proposta por Hertz, podemos considerar a plastificação da mesma através da seguinte formulação:

$$\tau_{\text{máx}} = 0,31 P_{\text{máx}} > \frac{Y}{2} \quad \text{Eq. 2-29}$$

Como  $P_{\text{máx}}=1,5P_m$  e usando as equações 2-17 e 2-20 obtem-se a equação 2-30 para o início da deformação:

$$0,31 \frac{2 E' \sqrt{\Delta z}}{\pi \sqrt{\beta}} > \frac{Y}{2} \quad \text{Eq. 2-30}$$

ou

$$Z_s > d + w_p \quad \text{Eq. 2-31}$$

$$\Delta z = (z_s - d) > 6,4 \beta \left( \frac{Y}{E'} \right)^2 \equiv w_p \quad \text{Eq. 2-32}$$

Desta forma ocorrerá deformação plástica quando a altura de um pico for maior que  $(d+w_p)$  e a quantidade de contatos plásticos pode ser estimada por:

$$\eta_p = \eta' F_o \left( t + \frac{w_p}{\sigma_s} \right) \quad \text{Eq. 2-33}$$

de modo semelhante à equação 2-25, a área de contatos plásticos é dada por:

$$A_p = \eta' A_o \Pi \beta \sigma_s F_1 \left( t + \frac{w_p}{\sigma_s} \right) \quad \text{Eq. 2-34}$$

então a razão entre a área de contato plástico e a área total de contato será:

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{F_1(t + w_p/\sigma_s)}{F_1(t)} \quad \text{Eq. 2-35}$$

## CAPÍTULO 3 – Materiais e métodos

### 3.1 – Materiais metálicos

#### 3.1.1 – Corpo-de-prova

O material dos corpos-de-prova corresponde ao material descrito pela norma ASTM B169, ou seja, um bronze com 8% em peso de alumínio no cobre. Para esta composição tem-se uma solução com estrutura cristalina correspondente à estrutura do cobre, ou seja, o material será monofásico conforme apresentado no diagrama de fase da figura 3-1.

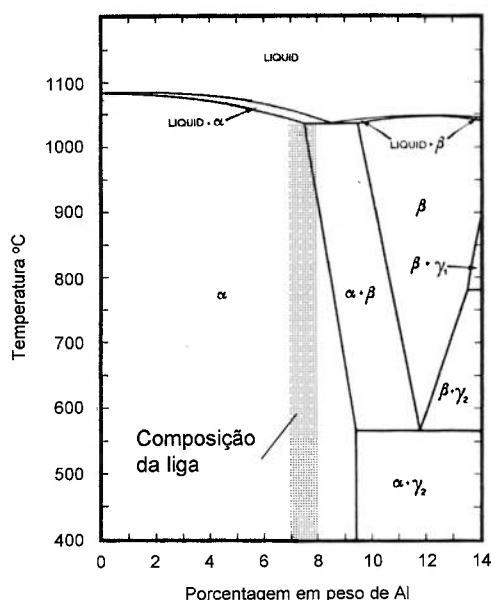


Figura 3-1: Diagrama de fase do cobre e alumínio.

Após a fundição e homogeneização da liga em forno o vazamento da mesma ocorre com o material a 1250 °C diretamente na superfície de uma chapa de aço 1008 de 1,5 mm de espessura, neste momento a mesma encontra-se aquecida a 1150 °C. O resfriamento do material vazado é proporcionado por jatos de óleo na superfície oposta à superfície que recebe o material vazado. Adicionalmente o material é trabalhado a frio por laminação com redução de 20% da espessura inicial e posteriormente passa por tratamento térmico de recozimento (880°C durante 15



minutos) o qual proporciona recristalização dos grãos do material e conseqüentemente formação de maclas de recozimento, a estrutura metalográfica é apresentada na figura 3-2.

O método de análise química por espectrometria de plasma foi utilizado para determinação da composição química do material conforme apresentado na tabela 3-1.

Tabela 3-1: Composição química do material do corpo-de-prova dado em porcentagem de peso de cada um dos elementos da liga.

Al	Fe	Ni	Pb	Sn	Zn	Si	Cu
6,65	0,5	0,006	0,022	0,056	0,011	0,040	Restante

A produção dos corpos-de-prova foi realizada através de processos convencionais de usinagem, torneamento e fresamento da chapa composta de bronze e aço SAE 1008 de forma a se garantir diâmetro de  $5,36 \pm 0,01$  mm e espessura total do pino de 1,5 mm. O acabamento superficial é executado através do fresamento da superfície funcional do corpo-de-prova de forma a garantir uma rugosidade  $R_a$  de  $0,4 \pm 0,1$   $\mu\text{m}$ . O fresamento confere à superfície um acabamento periódico e direcional conforme se observa na medição de rugosidade apresentada na figura 3-3. Também foi medido a microdureza do bronze alumínio após a usinagem encontrando-se valores de  $216 \text{ HV}_{0,05}$  com desvio padrão de 15 pontos.



Figura 3-2: Microestrutura do material do corpo-de-prova revelada por uma solução de cloreto férrico com ácido clorídrico (3,5 g de  $\text{FeCl}_3$  + 25 ml de  $\text{HCl}$  + 75 ml de álcool etílico).

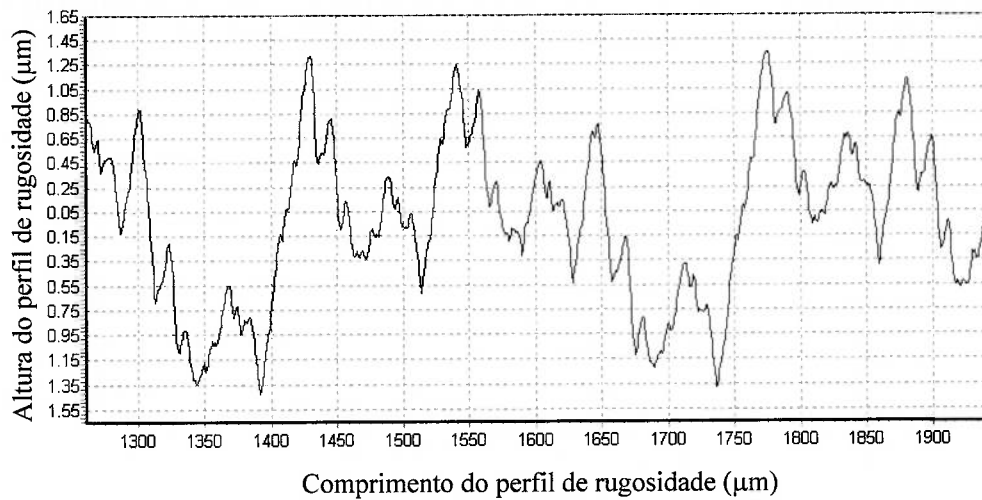


Figura 3-3: Perfil de rugosidade do pino de bronze alumínio.

### 3.1.2 – Contra-corpo

O aço AISI-SAE H13 foi utilizado para o contra-corpo. A Tabela 3-2 detalha a composição química verificada por espectrometria de plasma, em uma amostra representativa do material. Os discos passaram por tempera ao ar a partir de 1050 °C com duplo revenimento a 500 °C resultando em uma estrutura martensítica com presença de carbeto e dureza de 580HV<sub>5</sub> ± 5.

Os discos foram usinados com 130 mm de diâmetro e 15 mm de espessura apresentando um furo central passante com 20 mm de diâmetro para permitir a fixação no eixo da máquina de ensaio.

Tabela 3-2: Composição química medida no material do contra-corpo dada em porcentagem de peso.

C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Sn	Nb	V	K	Cu
0,47	0,39	0,017	0,024	1,22	0,17	4,16	1,15	0,007	0,015	0,007	0,28		0,11

Os discos foram retificados tanto na superfície funcional quanto na superfície oposta para garantir paralelismo entre as duas superfícies. O procedimento

posterior de preparação do contra-corpo consistiu em lixamento com lixas de carvão de silício granas 320, 400 e 600 e posterior polimento em pasta de diamante com granulometria 1  $\mu\text{m}$ , desta forma se assemelhando à preparação de amostras metalográficas. A qualidade e reprodutibilidade da superfície foram controladas medindo-se três perfis de rugosidade, em regiões distintas na direção radial do disco. Foi selecionada para medição uma região em que o corpo-de-prova iria percorrer, em nenhuma medição a rugosidade poderia superar o valor aceitável de 0,06  $\mu\text{m}$  para o parâmetro Ra.

### 3.2 – Equipamento

Todos os ensaios de desgaste lubrificado por deslizamento foram executados em um tribômetro modelo pino-contra-disco (*pin-on-disk*), de fabricação FALEX conforme norma ASTM G99, do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento da Mahle Metal Leve S/A.

A máquina utilizada para os ensaios é mostrada na figura 3.4 o enquadramento permite a visualização das várias partes do equipamento. A aplicação de carga é realizada por peso morto através de um sistema de alavanca (1). A velocidade relativa entre as superfícies e o tempo de duração do ensaio são parâmetros ajustados no painel de controle (3) que também possui as funções de contagem do número de ciclos e apresenta o valor instantâneo da força de atrito entre as superfícies medido por uma célula de carga calibrada. A temperatura é medida a 1,5 mm da interface entre c.d.p e c.c. empregando um termopar do tipo K com 1,5 mm de diâmetro posicionado na superfície oposta do c.d.p.



Figura 3-4: Vista geral do equipamento utilizado nos ensaios.

Os sensores - termopar, célula de carga e tacômetro – são calibrados utilizando-se como referência padrões da RBC (Rede Brasileira de Calibração), órgão este responsável pelo rastreamento de padrões de calibração no país. Quanto a periodicidade os sensores são calibrados uma vez por ano.

O fornecimento de óleo lubrificante é possível, pois o reservatório (2) é pressurizado pneumaticamente com  $110 \pm 6,9$  kPa durante todo período de ensaio para fornecimento de óleo continuamente a superfície do c.c. O volume de óleo fornecido é controlado por meio de uma válvula agulha.

Foram desenvolvidos dispositivos de fixação dos c.d.p. e c.c. no equipamento de ensaio com o objetivo de diminuir a complexidade de montagem e de forma a garantir repetibilidade no alinhamento entre as superfícies deslizantes. A figura 3-5a fornece em detalhe a montagem do c.c. que depende somente do aperto dos parafusos de fixação do disco no dispositivo para garantir o posicionamento correto entre disco e eixo enquanto que a figura 3-5b apresenta o dispositivo de fixação do c.d.p. no equipamento de ensaio, este dispositivo permite o auto-alinhamento através do movimento de giro do c.d.p em duas direções ortogonais. Já a figura 3.5c mostra de forma esquemática a posição relativa entre pino disco e fornecimento de lubrificante. Notar que nesta configuração o equipamento possui o disco e o pino nas posições superior e inferior respectivamente.

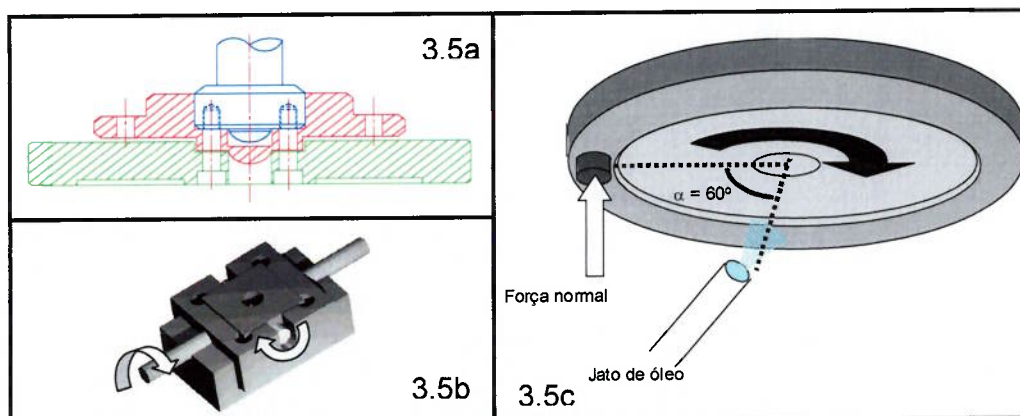


Figura 3-5: Montagem do pino e do disco no equipamento de ensaio. 3-5a: Fixação do disco em corte mostrando o ajuste de perpendicularidade com o eixo. 3-5b: Dispositivo de montagem do pino. 3-5c: Vista esquemática do conjunto montado com o disco na posição superior.

### 3.3 – Óleo lubrificante

O óleo lubrificante utilizado nos ensaios foi adquirido da Shell do Brasil com nome comercial de Morlina 10. Este lubrificante é refinado apresentando origem mineral de base parafínica, sua aditivação não foi revelada na documentação que acompanha o produto.

Quanto à sua aplicação, o fabricante, o indica para mancais planos e de rolamento, engrenagens com cargas moderadas, sistemas pneumáticos e de circulação. Suas principais características físicas são apresentadas na tabela 3-3.

Tabela 3-3: Principais características do óleo Morlina 10.

Características Típicas	Morlina 10
Viscosidade cinemática a 40 °C (cSt)	10
Viscosidade cinemática a 100 °C (cSt)	2,6
Índice de viscosidade	60
Densidade à 20 °C (kg/l)	0,870
Ponto de fulgor °C	150
Ponto de fluidez °C	-21

### 3.4 – Procedimento para os ensaios de desgaste por deslizamento

#### 3.4.1 – Preparação dos ensaios

Os c.d.p. foram limpos em lotes de 5 ou 6 amostras, pois eles estavam previamente oleados para evitar oxidação após a usinagem. A limpeza foi realizada em ultra-som com a imersão do material em acetona e éter de petróleo por 15 minutos respectivamente. Após a secagem, em ar comprimido seco, os c.d.p tiveram suas massas iniciais medidas em uma balança Mettler AE 240 com fundo de escala de 40 g e resolução de 0,01 mg, deste momento até o instante dos ensaios os c.d.p. foram mantidos em dissecador com sílica gel para evitar oxidação.

Os discos foram montados no eixo da máquina de tal forma a garantir um batimento máximo de 10  $\mu\text{m}$  na direção axial do eixo de fixação do disco. Para o

máximo batimento do disco relações trigonométricas fornecem máxima oscilação de  $2\alpha = 0,0208$  graus conforme ilustrado esquematicamente pela figura 3-6.

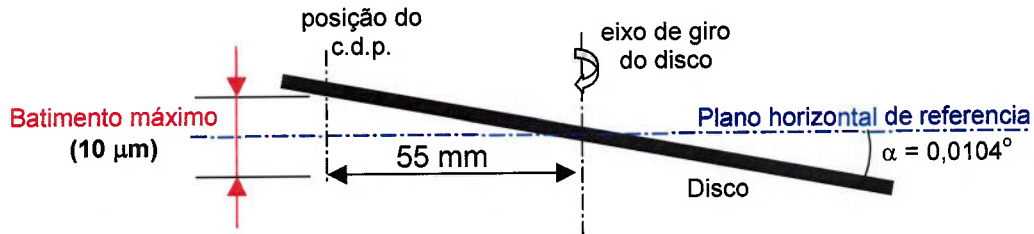


Figura 3-6: Posição relativa do disco ao plano de referência horizontal mostrando o batimento máximo permitido na montagem.

### 3.4.2 – Condições dos ensaios

Os ensaios foram conduzidos à temperatura e umidade ambiente da sala em que se encontra o equipamento de ensaio,  $25 \pm 2$  °C e  $50 \pm 10\%$  de umidade relativa, desta forma a temperatura da interface de contato e sua vizinhança, durante os ensaios, é governada exclusivamente pelo calor gerado pelo atrito entre as superfícies deslizantes, entretanto a temperatura foi monitorada durante os ensaios através de um termopar, tipo K, instalado na superfície oposta à superfície de contato do corpo-de-prova.

Para um dado ensaio, a quantidade de óleo aspergida na superfície do disco ( $7 \pm 1$  mg/min), é verificada por método gravimétrico antes e após o ensaio com o auxílio de uma lâmina de vidro de massa previamente conhecida.

A velocidade relativa entre corpo-de-prova e contra-corpo sempre foi mantida constante em 5 m/s, foi estabelecido que seriam selecionadas seis condições de carregamento de tal forma a permitir o estudo do comportamento do desgaste em função da carga normal. Três ensaios preliminares foram conduzidos com carga normal crescente a cada cinco minutos conforme mostra a figura 3-7.

O objetivo dos ensaios preliminares foi de verificar o comportamento do coeficiente de atrito com o aumento da carga, o que por sua vez pode indicar mudança no regime de lubrificação conforme representado esquematicamente pela

figura 2-6. Ressalta-se a necessidade de verificação prévia das condições de ensaio para delineamento dos ensaios, pois caso contrário pode ocorrer seleção aleatória das condições de ensaio levando à exploração de condições de ensaios espalhadas em um espectro muito grande ou, pelo contrário, muito estreito de respostas do sistema.

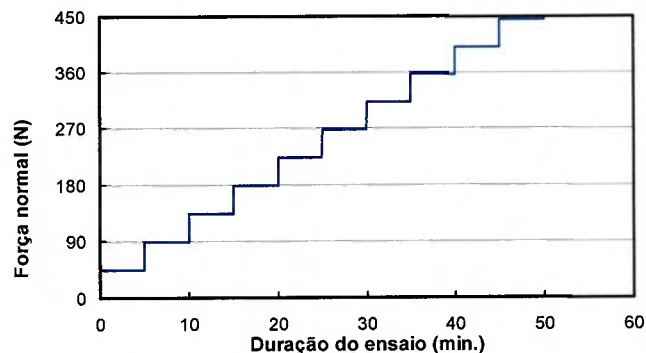


Figura 3-7: Configuração da força normal em função do tempo nos ensaios preliminares de desgaste lubrificado.

Em função dos ensaios preliminares foram selecionadas seis condições para a carga normal, conforme apresentado na figura 3-8. Entretanto, inicialmente o trabalho experimental foi desenvolvido para três cargas (C2, C4 e C6) e posteriormente a primeira análise de resultados definiu-se diminuir o delta carga entre dois valores consecutivos de carregamento o que justificou a utilização dos níveis C1, C3 e C5.

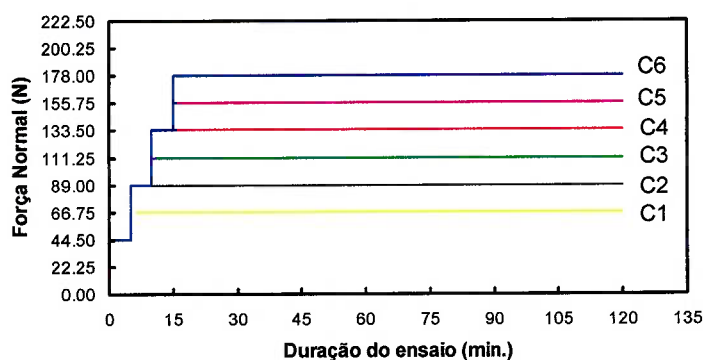


Figura 3-8: Configuração da força normal em função do tempo nos ensaios de desgaste lubrificado.

### 3.5 – Modelo computacional

O modelo computacional utilizado foi implementado por TOMANIK (2000) e contempla o modelamento proposto por Greenwood-Williamson acoplado ao equacionamento proposto por Reynolds para o regime hidrodinâmico, o processamento matemático fornece como resultados a distância mínima entre as superfícies deslizantes, porcentagem da carga suportada hidrodinamicamente e pelo contato entre as superfícies bem como os respectivos campos de pressões hidrodinâmico e de contato de forma gráfica ao longo da interface, adicionalmente, tem-se a porcentagem da área de contato em relação à área aparente e porcentagem da área plastificada em relação à área de contato. O processamento dos dados de entrada fornecidos ao programa e as informações de saída são mostrados no fluxograma da figura 3-9.

Entretanto para a utilização do programa computacional, implementado por TOMANIK (2000), é necessário determinar o raio médio ( $\beta$ ) e densidade ( $\eta'$ ) dos picos. Para isto utiliza-se o programa Summit, este recurso computacional é descrito por TOMANIK e outros (2002). Ele processa uma matriz numérica de duas colunas e 8064 linhas, gerada a partir do equipamento de medição de rugosidade Mahr PCV 200. A resolução da medição nas direções vertical e horizontal são de 0,01  $\mu\text{m}$  e 0,7  $\mu\text{m}$  respectivamente para o ajuste de *cut off* de 0,8 mm com comprimento de 4 mm

O processamento matemático da matriz numérica contempla filtros de forma, ondulação e rugosidade conforme normas ISO 13565-1 e DIN 4777. É considerado pico todo ponto com altura maior que o seu vizinho à direita e à esquerda desde que esteja acima da linha média do perfil de rugosidade. A cada ocorrência de pico calcula-se a altura do mesmo em relação à linha média do perfil, o programa também fornece o raio das asperezas, para tal cria uma circunferência passando simultaneamente pelos três pontos considerado na determinação do pico e calcula o raio da circunferência. Este procedimento é realizado a cada ocorrência de pico e a partir destes valores o programa fornece a média e desvio padrão da altura e raio de curvatura das asperezas além da densidade de picos.

Portanto raio médio, densidade de picos e desvio padrão da altura de picos são utilizados no modelo de Greenwood-Williamson.



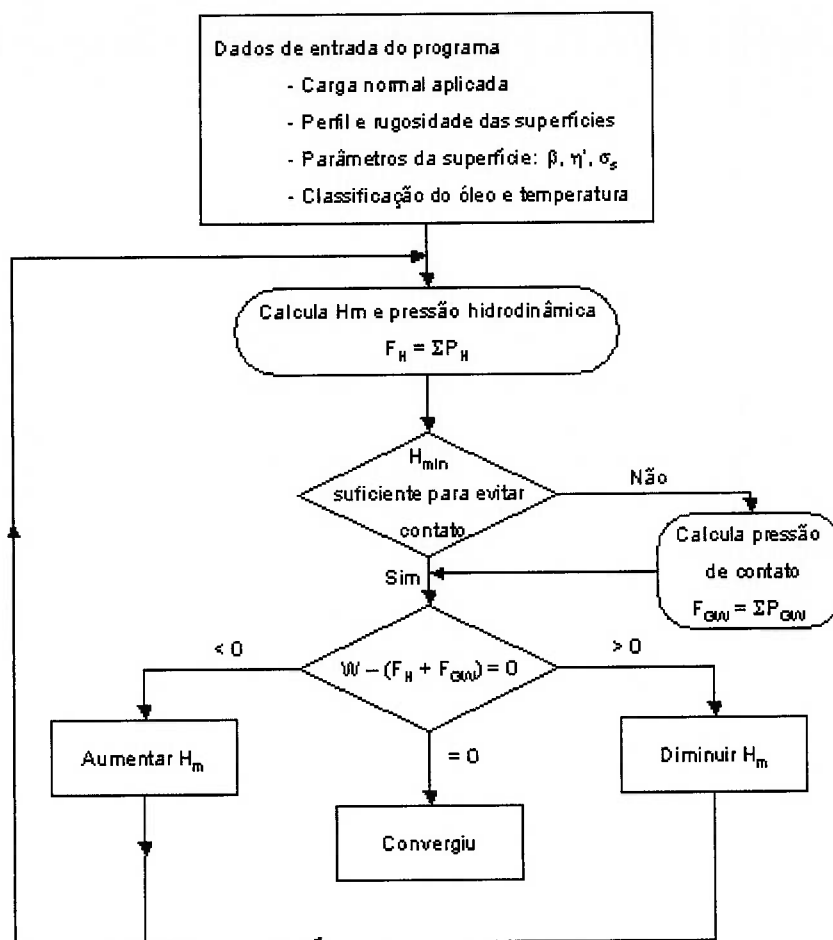


Figura 3-9: Fluxograma do método de cálculo implementado por TOMANIK (2000).

### 3.6 – Outros recursos

Esta seção apresenta de forma resumida os outros recursos utilizados que não foram citados no texto até este ponto, são eles:

Medição de microdureza – Para a carga de 50 g foi utilizado o microdurômetro HMV-2000 fabricado pela Shumadzu. Também foi utilizado o microdurômetro Ficher HV100 para medição de microdureza com carga de 70 mN. Este instrumento possui característica de medição de nanodurômetro, pois permite a medição de carga em função da profundidade de penetração da ponta do apalpador.

Tanto a rugosidade quanto perfilometria foram caracterizadas com o equipamento PCV 200 fabricado pela Mahr.

Foi utilizado o microscópio eletrônico de varredura Cambridge 240 para caracterização das topografias das superfícies dos c.d.p. e o microscópio óptico Reichert-Jung MeF3 para as topografias dos contra-corpos e micrografia de secção transversal do bronze alumínio.

Os resultados gerados pelos recursos descritos neste capítulo estão disponíveis no capítulo 4 e nos anexos.

## CAPÍTULO 4 – Resultados e discussões

Os resultados dos ensaios de deslizamento para a investigação do comportamento quanto ao desgaste e caracterização do regime de lubrificação do par tribológico bronze alumínio de classificação ASTM B169 contra aço AISI-SAE H13 são mostrados neste capítulo, juntamente com todas considerações teóricas e de simulação numérica acerca dos resultados gerados em ensaios laboratoriais.

### 4.1 – Ensaio de desgaste e atrito

#### 4.1.1 – Ensaio preliminares

Para seleção das condições de ensaio foram executados três ensaios preliminares com carga normal crescente com o tempo, conforme figura 3-8, observa-se como único parâmetro de estudo, neste momento, o coeficiente de atrito em função da carga normal conforme apresentado na figura 4-1.

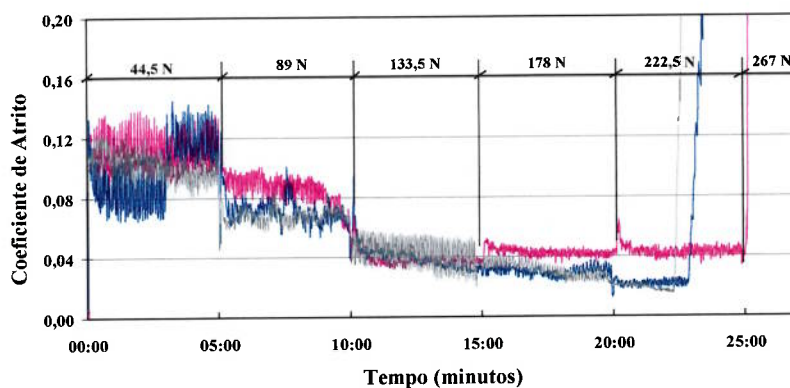


Figura 4-1: Comportamento do coeficiente de atrito em função do aumento da carga normal.

O coeficiente de atrito, das três curvas da figura 4-1, apresenta diminuição com o aumento da carga normal até que ocorre um súbito aumento do coeficiente para as cargas normais de 222,5 N para dois ensaios e 267 N para o outro ensaio.

HUTCHINGS (1992) cita o diagrama IRG com uma forma de correlacionar o coeficiente de atrito com o regime de lubrificação. Nesse diagrama, cada curva representa a condição de carga e de velocidade com os quais ocorre a transição de

um regime de lubrificação para outro. O diagrama foi obtido pelas observações do atrito, separando três regiões. Cada região é referente a um determinado comportamento do atrito, que foi relacionado a um determinado regime de lubrificação, misto, limítrofe ou “não lubrificado”. As curvas do diagrama representam as condições limites para que o comportamento do atrito seja alterado de uma região para outra.

GEE, BEGELINGER e SALOMON (1984) mencionam os valores do coeficiente de atrito para cada região do diagrama IRG, no caso, para um contato de aço contra aço:

- Região I – entre 0,05 e 0,1;
- Região II – entre 0,25 e 0,45, decaindo para 0,10 a 0,15 após o assentamento;
- Região III – entre 0,35 e 0,45

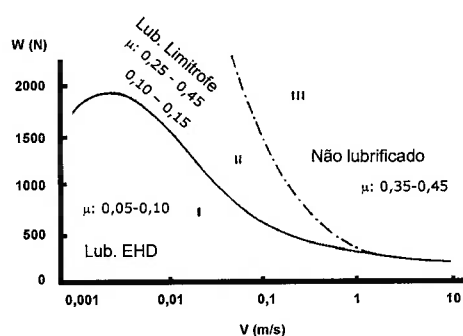


Figura 4-2: Diagrama IRG com os regimes de lubrificação [GEE e outros, 1984].

Embora o diagrama acima não seja para os mesmos materiais do par em estudo neste trabalho pode-se traçar uma analogia do comportamento do coeficiente de atrito em função da carga, ou seja, ao aumentar a carga normal aplicada o sistema em estudo poderá passar de um regime de lubrificação para outro. Ao inserir o valor da velocidade relativa das superfícies (5 m/s) no gráfico da figura anterior o sistema poderá migrar da região I para a região III sem passar por II. Desta forma os resultados dos ensaios preliminares apontaram que a carga máxima seria de 200 N uma vez que o coeficiente de atrito pode apresentar substancial aumento acima deste valor.

Além de definir a máxima carga normal a ser aplicada nos ensaios, os experimentos iniciais, determinaram a forma como ela deveria ser aplicada, pois se espera que o período em que a carga permanece constante (5 minutos), em cada nível, é suficiente para promover o amaciamento das superfícies na faixa de carga selecionada.

#### 4.1.2 – Quantificação do desgaste

Para a avaliação quantitativa do desgaste foi utilizado o método gravimétrico, ou seja, as amostras foram pesadas antes e após os ensaios tribológicos para quantificação da massa do c.d.p removida durante o deslizamento das superfícies. Os resultados de massa inicial, final e perda de massa para cada um dos c.d.p são mostrados no anexo A. Os resultados de perda de massa em função da carga são expressos na figura 4.3.

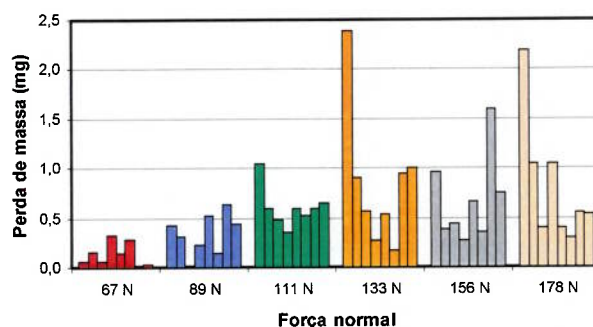


Figura 4-3: Perda de massa para todos os níveis de carga.

A avaliação estatística dos dados consistiu em determinar a banda ou intervalo de confiança com 90% de confiabilidade, para a média. Esta abordagem representa um intervalo numérico de variação de uma estimativa que apresenta uma probabilidade de conter o valor real do parâmetro para o qual está se executando a estimação, neste caso o parâmetro é a média, os resultados são sintetizados de forma gráfica na figura 4-4.

Observa-se que para os três primeiros níveis de carga (67, 89 e 111 N) o desgaste aumenta com a carga. A partir de 111 N o desgaste permanece inalterado, ou seja, apresenta comportamento de perda de massa independente da carga normal ao se considerar a banda de confiança. Foi desconsiderado um resultado de perda de

massa para as cargas normais a partir de 133 N - os valores com perda de massa maior que 1,5 mg - pois verificando o comportamento do coeficiente de atrito observou-se aumento do coeficiente de atrito o que foi entendido como engripamento.

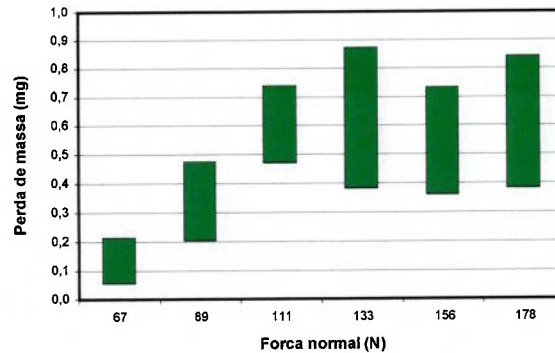


Figura 4-4: Desgaste com banda de 90% de confiabilidade para a média.

#### 4.1.3 – Morfologia microscópica das superfícies

As análises foram realizadas por meio de microscopia óptica e eletrônica de varredura. A figura 4-5a apresenta o aspecto típico da superfície de um c.d.p. não ensaiado mostrando a topografia do acabamento proporcionado na geração das amostras.

Já a figura 4-5b revela o aspecto típico da superfície do c.d.p. para uma amostra ensaiada com 89 N de carga normal. O anexo D apresenta uma topografia típica para cada uma das cargas normais utilizadas no trabalho experimental.

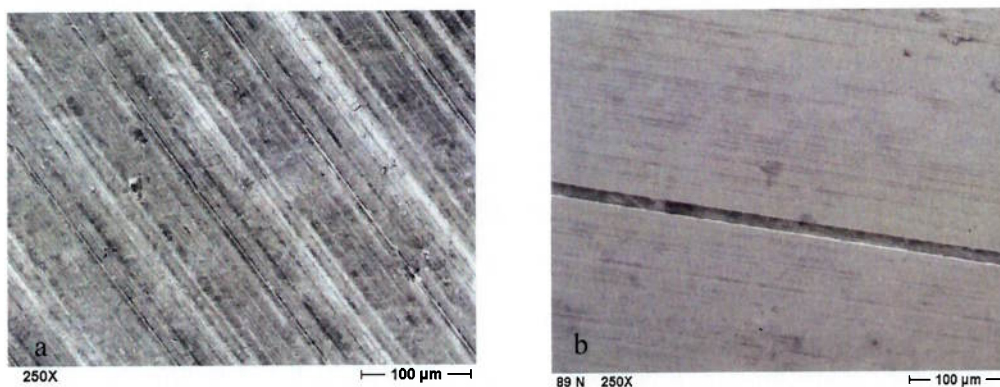


Figura 4-5: Topografia da superfície original do c.d.p. mostrando o acabamento fresado (a) e após ensaio de desgaste com 89 N com carga normal (b).

Quanto à caracterização do desgaste pode-se constatar uma superfície com aspecto muito liso, porém com sulcos na direção coincidente com o deslizamento relativo entre c.d.p. e c.c.. Entretanto, não se observam rebarbas nas adjacências do sulco apontando que o micro-mecanismo de desgaste deve ser microcorte.

Embora o aspecto da superfície desgastada seja muito diferente da superfície original isto não garante que todos os vales da superfície original tenham sido removidos pelo desgaste, pois os sulcos formados pela preparação da amostra (fresamento) foram coincidentes com a direção de deslizamento devido ao posicionamento dos c.d.p. na montagem destes na máquina de ensaios.

A superfície do c.c., na figura 4-6, apresenta marcas circunferenciais na superfície funcional. Tal característica foi revelada em todos os discos e independe da carga de ensaio. Estas marcações devem estar relacionadas ao micro-mecanismo de desgaste dominante no material do c.d.p..

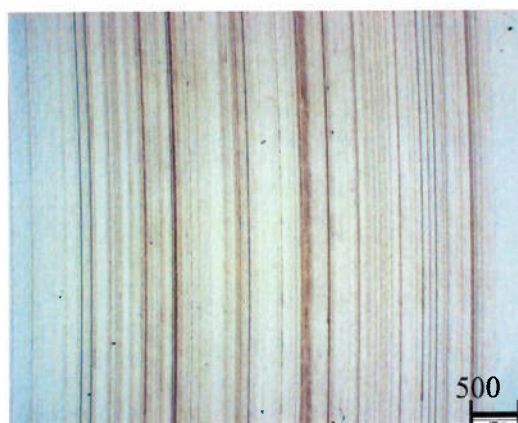


Figura 4-6: Aparência microscópica da superfície dos discos após ensaio de deslizamento com 500X de aumento e 111 N de força normal.

#### 4.1.4 – Microdureza

Duas superfícies com movimento relativo deslizante podem apresentar contato entre as asperezas proporcionando o aparecimento de tensões que solicitam o material elástica ou plasticamente. A deformação proporcionada pelo contato provoca modificações superficiais desde escalas ‘microscópicas’ até ‘macroscópicas’. Tais modificações podem ser desde a formação localizada de um filme muito fino de óxidos até a deformação plástica em uma dada região.

Geralmente os metais aumentam a dureza ao se deformarem plasticamente, pois a tensão gerada no contato promove a propagação de discordância na estrutura cristalina do material, neste contexto uma ‘ferramenta’ usualmente empregada para quantificar a deformação das superfícies promovida pelo desgaste é a medição da dureza dos materiais.

A figura 4-7 apresenta o gráfico de microdureza Vickers. Dos sete agrupamentos de dados, o primeiro representa a condição do material do c.d.p. não ensaiado. Os demais grupos de barras representam corpos-de-prova representativos de cada uma das cargas utilizadas nos ensaios de desgaste. Notar que para cada grupo de barras existe uma barra deslocada das demais, esta indica a dureza na secção de um corpo-de-prova, para cada condição, e não na superfície de deslizamento conforme registrado nas barras que são apresentadas reunidas, nem na região encruada pelo desgaste.

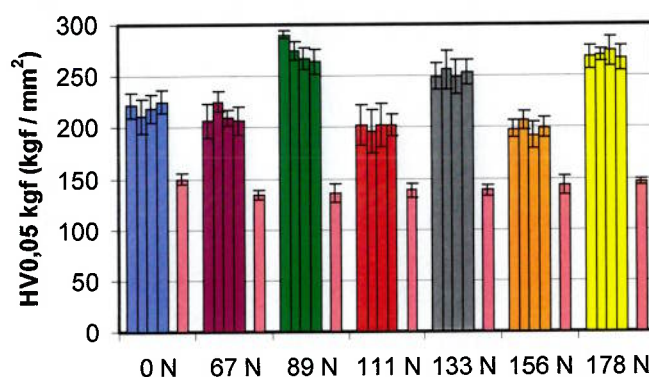


Figura 4-7: Microdureza das amostras utilizadas nos ensaios de desgaste deslizante lubrificado com respectivo intervalo representando a variação de um desvio padrão.

A dureza na secção dos c.d.p. mostra baixa dispersão, ou seja, na faixa de 126 a 156 kgf/mm<sup>2</sup> considerando o mínimo e máximo de todas sete amostras avaliadas em secção. Observando-se somente o primeiro agrupamento de barras nota-se que a usinagem do c.d.p. é responsável pelo endurecimento do material da superfície na média de 70 pontos de dureza. Além disso, os dados sugerem que o desgaste não é suficiente para remover todo material deformado durante a usinagem dos c.d.p..



Para os c.d.p. ensaiados com 67, 111 e 156 N têm-se similaridade estatística tomando-se como referência o intervalo de uma vez o desvio padrão para mais e para menos em relação a média. Estes grupos também apresentam similaridade ao serem comparados com o grupo formado pelos c.d.p. não ensaiados. Mesmo a dureza medida na superfície desgasta com força de penetração menor que a força utilizada na confecção do gráfico da figura 4-7 não mostrou endurecimento adicional em relação aos valores apresentados neste gráfico apesar da carga de penetração ser de 0,5 N e 70 mN para os gráficos da figura 4-7 e do anexo B respectivamente. Esta comprovação experimental indica que o aumento adicional da dureza devido ao desgaste do material do c.d.p. não existe ou é mínima a ponto de não ser possível a detecção a partir de medições de dureza na superfície ensaiada.

Resta explicar o valor de dureza substancialmente maior para os grupos de c.d.p. ensaiados com 89, 133 e 178 N. Revisando a seqüência experimental observou-se que estes três grupos foram obtidos da mesma matéria-prima que originou os demais, fato este comprovado pela similaridade na dureza medida na secção dos c.d.p., porém a confecção das amostras ocorreu em momento distinto dos demais grupos. Desta forma especula-se que a usinagem dos c.d.p. dos três grupos citados no início deste parágrafo tenha ocorrido em condições ligeiramente diferentes dos demais. Esta diferença nos parâmetros de usinagem pode ser entendida como diferença de velocidade de corte, avanço ou até mesmo a condição de afiação da ferramenta de corte.

#### **4.1.5 – Rugosidade e perfilometria**

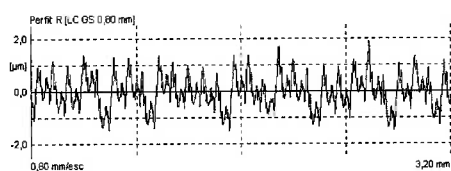
Um dos aspectos fundamentais para o entendimento dos fenômenos relacionados a um tribopar está associado ao contato entre as superfícies deslizantes. Apesar da caracterização das superfícies revelar informações importantes acerca do macro e microcontato entre as superfícies, convém observar que muitas informações são perdidas, pois a caracterização via perfilometria e rugosidades registram apenas instantes, geralmente a condição inicial e final das superfícies.

A figura 4-8a registra o perfil de rugosidade representativo de um c.d.p. não ensaiado. Os detalhes de 4-8b até g mostram consideráveis modificações superficial

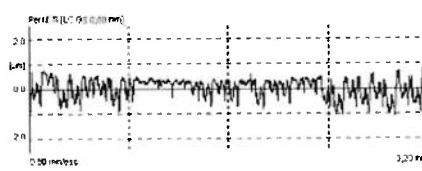
geradas pelo contato deslizante da superfície do c.d.p. o que pode ser traduzido como um ‘alçamento’ dos picos das asperezas. Todas medições foram executadas em direção perpendicular a direção de deslizamento.

Observando mais atentamente a figura 4-8b nota-se que somente houve desgaste na região central da medição, ou seja, este c.d.p. ainda conserva parte da sua superfície como original devido ao contato localizado em sua superfície.

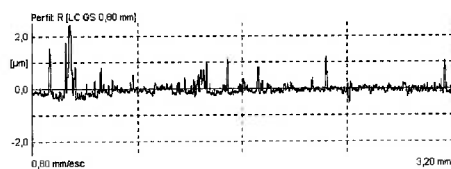
Considerando a rugosidade máxima de três c.d.p. não ensaiados (2,34, 2,58 e 2,65  $\mu\text{m}$ ) e calculando a profundidade de desgaste a partir da perda de massa e densidade do bronze alumínio (7,78  $\text{g}/\text{cm}^3$ ) tem-se profundidade de 2,67  $\mu\text{m}$  para perda de massa de 0,47 mg. Isto indica que as amostras com desgaste maior que 0,47 mg provavelmente apresentaram remoção total dos vales caso a superfície resultante do desgaste tenha a mesma forma da superfície anterior ao desgaste.



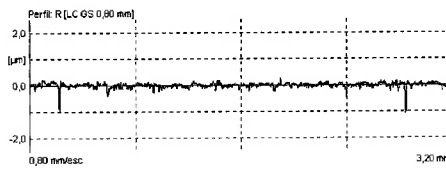
a – amostra não ensaiada.



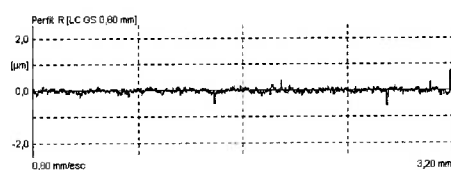
b – amostra ensaiada com 67 N.



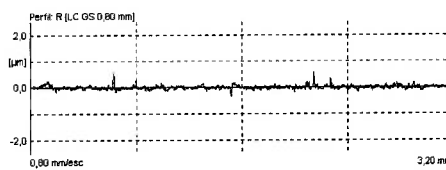
c – amostra ensaiada com 89 N.



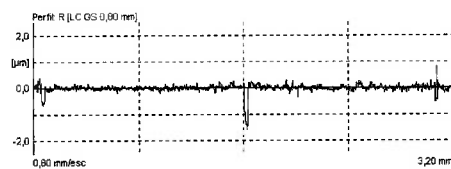
d – amostra ensaiada com 111 N.



e – amostra ensaiada com 133 N.



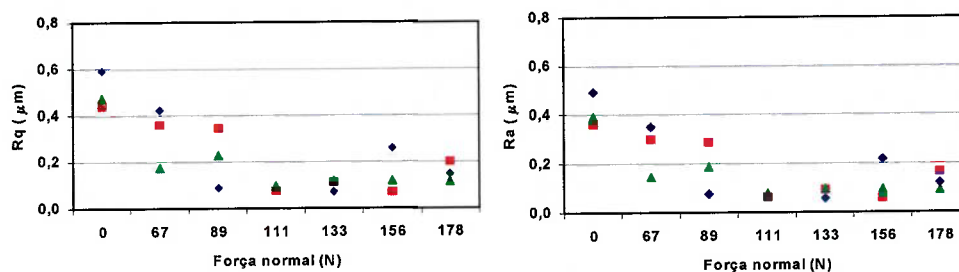
f – amostra ensaiada com 156 N.



g – Amostra ensaiada com 178 N.

Figura 4-8: Perfil de rugosidade de uma amostra para cada condição de ensaio.

Para acompanhamento da evolução da modificação das superfícies dos pinos com as condições selecionadas para ensaio foram utilizados os parâmetros Ra e Rq de rugosidade. A figura 4-9 a e b mostram três corpos-de-prova, por condição de carga normal, sendo que cada símbolo – triângulo, quadrado e losango – representam o mesmo c.d.p. para as respectivas figuras. Os gráficos revelam que tanto a altura média dos picos (Ra) quanto rugosidade média quadrática (Rq) diminuem com o aumento da carga normal apresentando menor dispersão para as cargas de 111 N e 133 N. Esta tendência é bastante sensível nos três primeiros níveis de carga (67 N, 89 N e 111 N) e a partir de então as superfícies sofrem pouca alteração dos parâmetros citados.



a b  
Figura 4-9 – Parâmetros Rq e Ra em função da carga normal aplicada no ensaio.

Outra forma de avaliação da modificação superficial devido ao desgaste dos corpos-de-prova é através dos parâmetros de superfície considerados por Greenwood e Williamson são eles: altura média dos picos ( $Z'$ ), raio médio dos picos ( $\beta$ ), densidade de picos ( $\eta'$ ) e desvio padrão da altura dos picos ( $\sigma$ ). A figura 4-10 apresenta como se modificam as superfícies abordando a caracterização pelos parâmetros citados neste parágrafo para os mesmos três corpos-de-prova, por condição de ensaio, utilizados na figura 4-9. Cada ponto dos gráficos abaixo representa um corpo-de-prova.

A altura média dos picos ( $Z'$ ) diminui em função da carga normal aplicada durante os ensaios, ou seja, o desgaste evolui no sentido eliminar os picos mais altos e uniformiza a superfície, pois o desvio padrão da altura dos picos ( $\sigma$ ) também diminui enquanto que o raio médio dos picos ( $\beta$ ) aumenta, estas tendências são

observadas preferencialmente para os três primeiros níveis de carga (67 N, 89 N e 111 N) e a partir de então as superfícies sofrem pouca alteração.

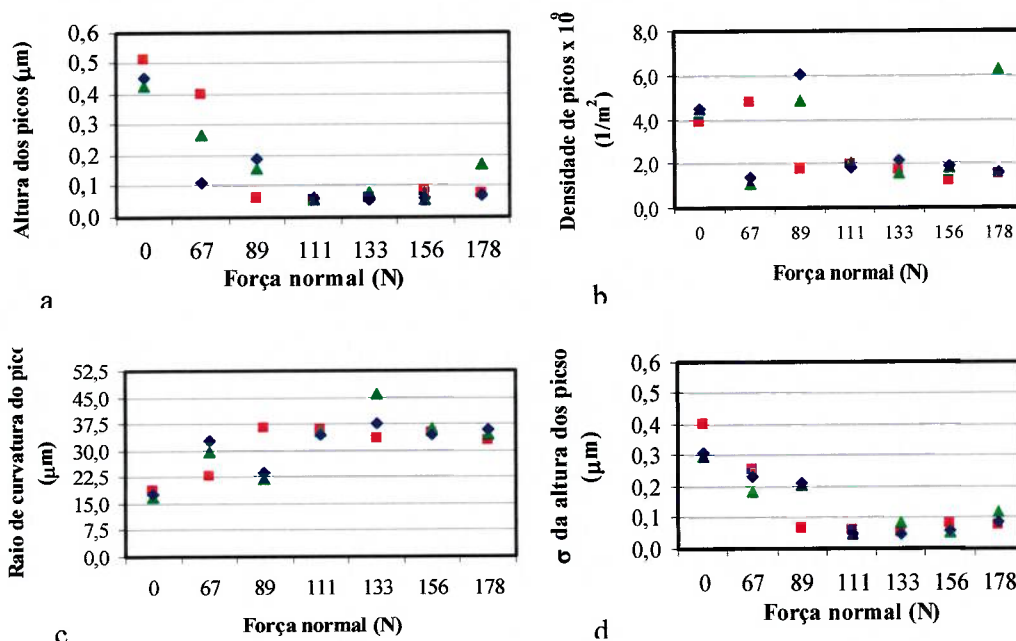


Figura 4-10 – Alteração dos parâmetros de superfície em função do desgaste provocado por varias cargas normais.

A densidade de picos ( $\eta'$ ) apresentou valores ao redor de  $4,0 \times 10^9$  picos/m<sup>2</sup> para a amostra não ensaiada. Para as menores cargas (67 e 89N) a densidade de picos apresentou grandes variações entre medidas. Já para as amostras ensaiadas com cargas de 111 a 156N, as medidas situaram-se em torno e abaixo de  $2,0 \times 10^9$  picos/m<sup>2</sup>, mostrando uma tendência de diminuição com a carga que se mantém até 178N, quando a variável apresenta novamente grande discrepância de medidas. Esta variação da densidade de picos em função da carga aplicada poderia ser mais bem investigada com o aumento da amostragem de resultados.

Mesmo com a imprecisão das determinações de densidade de picos pode-se constatar que a maior parte dos resultados mostra que a superfície tem antes do ensaio: mais picos ( $\eta'$ ), com maiores alturas ( $Z'$ ) e dispersão destas ( $\sigma$ ) e, com raios menores ( $\beta$ ) que no fim do ensaio. Segundo WHITEHOUSE (1994) os picos mais elevados tem raios menores, pode-se afirmar que, o desgaste por deslizamento torna mais rombudos os picos maiores (mais agudos) mediante a diminuição de seus tamanhos máximos. Uma vez que a ação de desgaste é predominante (não se pode

descartar por exemplo a ação de debris aprisionados sobre os cumes mais baixos ou mesmo vales) sobre os mais altos cai a dispersão das alturas de picos.

Embora a dispersão dos dados de densidade de picos não permita ainda uma interpretação segura da evolução desta variável, pode-se supor que a diminuição da densidade de picos esteja ligada a sua definição e a acuidade com que se mede a diferença de altura entre picos vizinhos. Em outras palavras na maioria das condições após desgaste o software continua a interpretar como pico apenas os que são “muito” mais altos do que os vizinhos e como os picos têm alturas cada vez mais próximas o software classifica como “mais altos” apenas uma fração menor dos picos.

Ao selecionarmos aleatoriamente uma superfície ensaiada do c.c. e avaliarmos o seu perfil, figura 4-11, nota-se uma certa curvatura ou convexidade na mesma, esta forma pode ser responsável pelo contato localizado conforme documentado pelas figuras 4-6 e 4-8b.

Parece bastante razoável assumir que os perfis das superfícies funcionais dos c.d.p. e c.c. (pinos e discos) devam ser avaliadas em conjunto, pois durante os ensaios as superfícies em questão foram colocadas em movimento relativo de deslizamento uma sobre a outra.

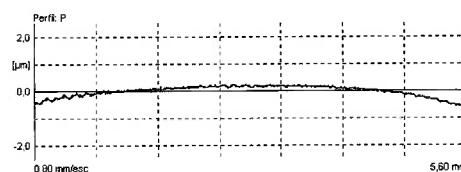
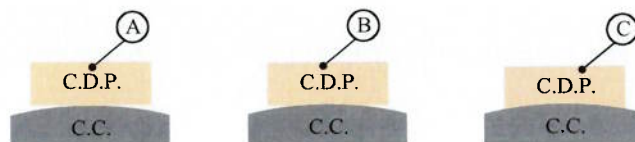


Figura 4- 11: Perfil medido na direção radial do disco ensaiado contra a superfície apresentada em 4-5b.

Com o propósito da avaliação conjunta das superfícies elas foram medidas na direção transversal a direção de deslizamento. É importante considerar que para a montagem dos perfis representando a condição de trabalho do par é fundamental a consideração de que as superfícies devem ser reproduzidas na forma gráfica considerando-se a forma, ondulação e rugosidade das mesmas, pois durante os ensaios elas poderão se ‘acoplar’ devido ao desgaste, ou seja, poderá produzir contato conforme caso ele não o seja inicialmente. A evolução do contato é mostrada de forma esquemática na figura 4-12.



A – Inicial

B – No amaciamento

C – Após amaciamento

Figura 4-12: Evolução da forma das superfícies com o desgaste.

Na figura 4-13, todas as curvas em vermelho, representam a superfície do c.c. (disco), ou seja, o processo de preparação superficial do disco gera uma forma convexa na região de deslizamento. Já para o c.d.p, a preparação superficial gera uma superfície plana ao consideramos a forma da superfície. As informações disponíveis permitem dizer que o tipo do contato inicial é não conforme.

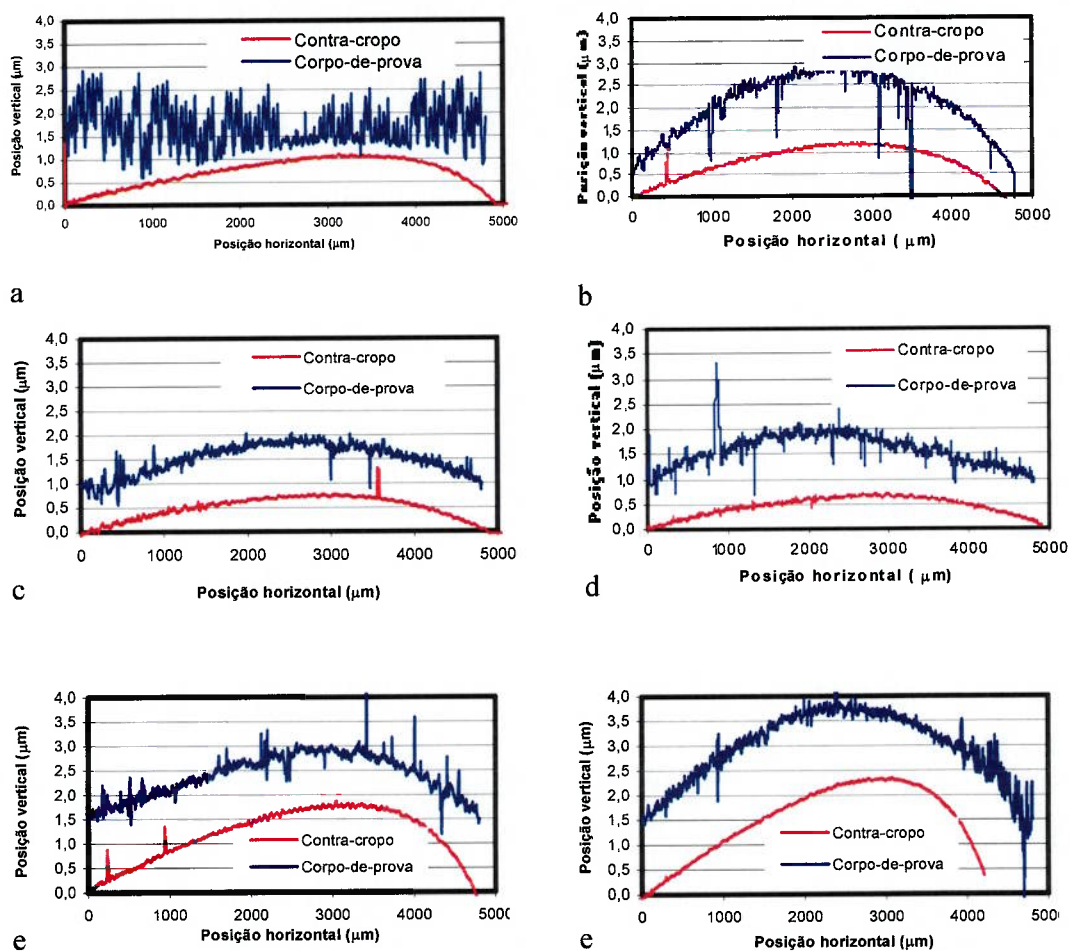


Figura 4-13: Forma das superfícies do corpo e contra-croço após ensaios de deslizamento.

Na medida em que o ensaio acontece e com o desgaste preferencial da superfície do c.d.p. o contato passa a ser conforme. O progresso do desgaste é ilustrado de forma esquemática na figura 4-12. Espera-se que tanto a formação quanto a manutenção do filme de óleo seja favorecida pelo amaciamento das superfícies e também pela mudança geométrica do c.d.p de forma a distribuir melhor as tensões na interface de contato.

#### 4.1.6 – Atrito e temperatura

Foi estabelecido o coeficiente de atrito final, nos últimos 60 segundos de ensaio, como critério de avaliação do comportamento do atrito em função das condições de ensaio uma vez que se espera operar em regime permanente de desgaste neste momento. Com exceção de três ensaios descartados os demais ensaios foram considerados para esta avaliação. A figura 4-14 ilustra o comportamento de atrito durante todo período de ensaio para um corpo-de-prova submetido a 67 N de carga normal.

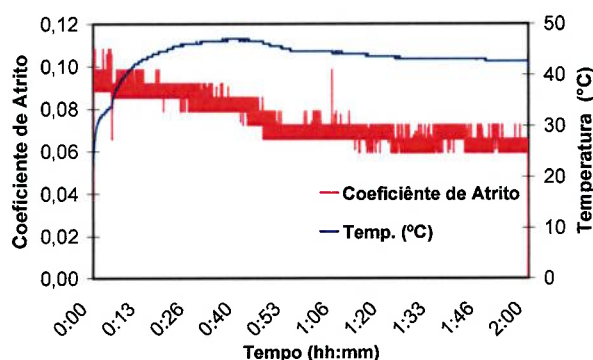


Figura 4-14: Coeficiente de atrito e temperatura para um ensaio com 67 N de carga normal.

O tratamento estatístico de 90% de confiabilidade para os valores de média do coeficiente de atrito final resultou no gráfico da figura 4-15, os resultados individuais de média podem ser visualizados no anexo A.

Apesar de ser uma forma simplista de avaliação dos regimes de lubrificação o diagrama de Stribeck indica os regimes em função de variáveis macros como viscosidade do óleo, velocidade relativa e força sendo o coeficiente de atrito

diretamente proporcional aos dois primeiros e inversamente proporcional ao último no regime hidrodinâmico. Neste regime a resistência ao deslizamento será fornecida exclusivamente pelas perdas internas no fluido viscoso. Portanto parece bastante razoável dizer que no minuto final dos ensaios o regime de lubrificação é hidrodinâmico, pois o gráfico da figura 4-15 mostra que o coeficiente de atrito diminui com o aumento da carga normal.

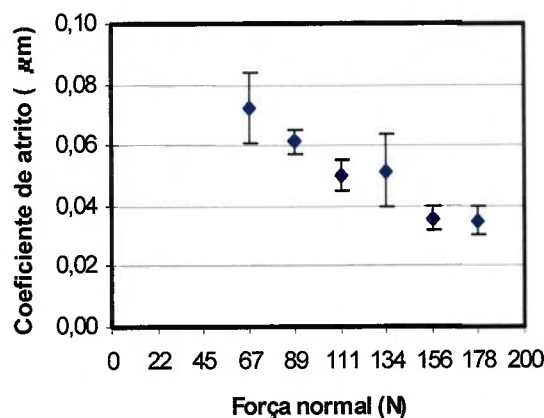


Figura 4-15: Coeficiente de atrito final em função da carga normal. Média de 60 pontos no último minuto de ensaio.

Para correção da viscosidade do óleo, devido ao aquecimento, na simulação numérica das pressões hidrodinâmicas e de contato entre as superfícies foi considerada a maior temperatura gerada durante os ensaios, esta foi verificada no ensaio 7 com carga normal de 178 N que resultou em 92 °C. O anexo A apresenta a temperatura para cada um dos ensaios e o memorial de cálculo da temperatura no contato ( $T_c$ ) é apresentado no anexo C, resultando em  $T_c$  igual a 93,8 °C para o ensaio número 7. Ou seja, o método adotado mostra que do ponto de leitura do termopar para a interface entre as duas superfícies a temperatura apresenta um acréscimo de 1,8 °C.

Recorrendo ao gráfico da figura 4-14 pode-se notar que em relação ao instante inicial do ensaio a temperatura estimada da interface aumenta de 27 para 48 °C, este aumento se deve a geração de calor pelo atrito das superfícies deslizantes, entretanto não se deve desconsiderar que no período de tempo decorrido entre o aumento de temperatura citado ocorre desgaste preferencial da superfície do pino acarretando modificação da geometria da mesma conforme mostrado na figura 4-13.



Ao considerar regime hidrodinâmico no momento final do ensaio, conforme sugerido pelo gráfico da figura 4-15, e nesta condição de lubrificação as interações físicas das asperezas das duas superfícies são mínimas, se não forem inexistentes, o calor gerado se deve exclusivamente ao atrito originado pelo cisalhamento do óleo. Na condição inicial - figura 4-14 - o óleo (27 °C) apresenta viscosidade absoluta de 0,5 Pa.s diminuindo para 0,098 Pa.s (resultados de viscosidade foram lidos na figura 2-3) quando atinge a temperatura estimada da interface de 48 °C. A partir deste instante o óleo diminui ligeiramente a temperatura acarretando suave aumento na viscosidade para 0,1 Pa.s no momento final do ensaio.

#### **4.2 – Resultados do modelo computacional**

Com a utilização do modelo proposto por GW será possível prever o regime de lubrificação em que o sistema opera bem como a distância mínima entre as superfícies. O programa também revela a ocorrência de contato entre as superfícies e mostra o campo de pressão, de forma gráfica, gerado pela condição hidrodinâmica e pela pressão de contato (quando existe toque das superfícies). No caso de contato capaz de gerar deformação do material do pino e fornecido o valor da área plastificada em relação a área real de contato.

A tabela 4-1 resume os parâmetros de entrada utilizados no modelamento do sistema. Convém notar que a altura das asperezas foi aproximada pelos valores da rugosidade média quadrática (Rq) expressos no gráfico da figura 4-9a e que a rugosidade combinada das superfícies é numericamente igual a rugosidade do c.d.p..

Um fator extremamente importante está relacionado à posição relativa entre a superfície do c.d.p e a superfície do c.c., pois o pino apresenta dois graus de liberdade conforme apresentado na figura 3.6b. A distância entre as superfícies será constante para uma secção na direção radial ao disco. Porém na direção perpendicular a esta, ou seja, na direção de deslizamento a superfície do c.d.p apresenta uma certa inclinação em relação a superfície do c.c., vide figura 2-8.

O gráfico da figura 4-16 apresenta os resultados da simulação para inclinação entre as superfícies de 0,1 grau. Tem-se que toda carga externa é suportada exclusivamente pelo filme de óleo formado entre as superfícies, pois o

modelamento revelou somente a existência de pressão hidrodinâmica. Entretanto a pressão hidrodinâmica aumenta com a carga externa aplicada e o pico de pressão sofre ligeiro deslocamento da condição de 67 N para 178 N. Para efeito de comparação deste ponto em diante serão considerado somente os dois valores extremos de carga, ou seja, 67 e 178 N.

Tabela 4-1: Parâmetros utilizados no modelamento de GW.

Parâmetro	Valor absoluto	Unidade
Diâmetro do pino:	5,36	mm
Classificação SAE do óleo:	30	
Temperatura na interface de contato:	100	°C
Altura média das asperezas equivalente à Rq	Vide fig. 4-8b	μm
Densidade das asperezas ( $\eta'$ )	Vide fig. 4-9b	1/m <sup>2</sup>
Raio médio das asperezas ( $\beta$ )	Vide fig. 4-9c	μm
Módulo de elasticidade combinado:	82	GPa
Tensão de escoamento do material do disco:	450	MPa
Tensão de escoamento do material do pino:	205	MPa
Carga normal:	67 até 178	N
Pressão devido à carga normal:	2,97 até 7,89	MPa
Velocidade relativa:	5	m/s

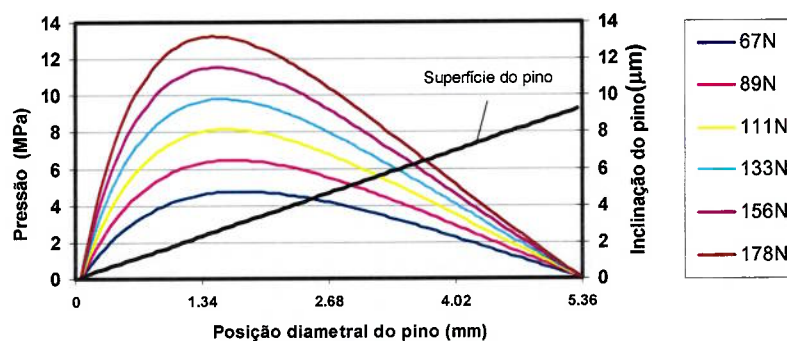


Figura 4.16: Pressões hidrodinâmica ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de 0,1°.

Explorando o comportamento da lubrificação em função da inclinação entre as duas superfícies tem-se que para  $1,5^\circ$  ocorre contato entre as superfícies. Entretanto, nesta condição o valor máximo de pressão devido ao contato entre as superfícies é inferior ao pico de pressão hidrodinâmica, este detalhe pode ser observado na figura 4-17.

A tabela 4-2 mostra as principais características do par nas condições consideradas. Para a inclinação de  $0,1^\circ$  a distância mínima entre as superfícies ( $H_{min}$ ) diminui com o aumento da carga e conseqüentemente a pressão hidrodinâmica aumenta até o valor de 13,2 MPa.

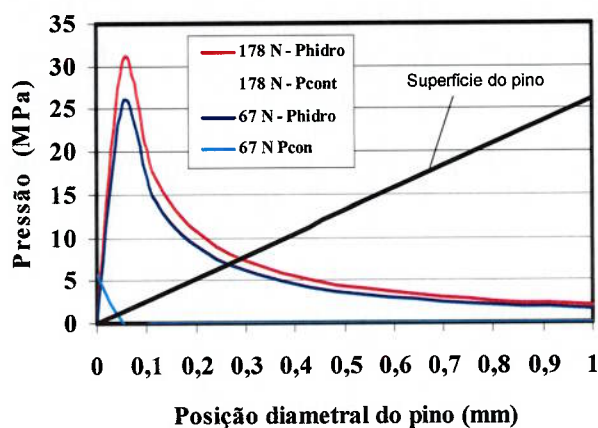


Figura 4.17: Pressões hidrodinâmica e de contato ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de  $1,5^\circ$ .

Considerando que o valor típico da rugosidade inicial do disco e do pino,  $R_q$   $0,05 \mu\text{m}$  e  $R_a$   $0,40 \mu\text{m}$  respectivamente, resulta em rugosidade equivalente de  $0,403 \mu\text{m}$ . Ao calcular a razão entre a espessura mínima –  $2,61 \mu\text{m}$  para máxima carga – e rugosidade equivalente obtém-se o parâmetro de filme ( $\lambda$ ) igual a  $6,47$ , portanto operando-se em regime hidrodinâmico de lubrificação, pois  $\lambda$  é maior que 3. A rugosidade após ensaio diminui com o aumento da carga aplicada conseqüentemente resultando em condição hidrodinâmica com fator de filme maior que  $6,47$ .

Pode-se chegar à mesma constatação com a observação dos valores de área de contato real em relação à área aparente ( $A_c/A_o$ ) e também a pressão devido ao contato entre as superfícies, em ambos os casos os valores são nulos para todas as cargas ao considerar-se o ângulo de  $0,1^\circ$  entre as superfícies.

A distância mínima entre as superfícies é de  $0,01 \mu\text{m}$  para a inclinação de  $1,5^\circ$  e independe da carga externa aplicada, este valor indica toque na região de borda do pino, entretanto a área deformada plasticamente é muito pequena, apenas 2% da área de contato que não passa de 1,73% da área aparente do pino, tal comportamento foi verificado para 178 N.

A figura 3.6b apresenta esquematicamente os graus de liberdade de movimentação do pino, ou seja, a angulação entre as superfícies depende do perfil de pressão hidrodinâmica e de contato formado ao longo da superfície do pino na direção de deslizamento. O perfil de pressão para  $0,1^\circ$  de inclinação entre as superfícies é assimétrico em relação a um eixo vertical imaginário, deste ponto em diante eixo imaginário, que passa pela abscissa 2,68 do gráfico da figura 4-16.

Tabela 4-2: Parâmetros calculados pelo modelo de G-W.

Carga (N)	Inclinação ( $^\circ$ )	Ph (MPa)	Pc (MPa)	Hmin ( $\mu\text{m}$ )	100xAc/Ao	100xAp/Ac
67	0,1	4,8	0	4,05	0	0
89	0,1	6,5	0	3,54	0	0
111	0,1	8,2	0	3,20	0	0
133	0,1	9,8	0	2,96	0	0
156	0,1	11,5	0	2,76	0	0
178	0,1	13,2	0	2,61	0	0
67	1,5	26,2	23,5	0,01	1,65	1,85
178	1,5	30,2	24,5	0,01	1,73	2,00

No limite a distribuição de pressão deverá ser simétrica ao eixo, ou seja, a superfície do c.d.p. deverá ser horizontal, considerando também a superfície do c.c. (disco) na horizontal. Porém para esta posição relativa não existe condição suficiente para gerar filme hidrodinâmico, pois as duas superfícies são paralelas.

Portanto deve existir uma pequena inclinação entre as superfícies, para efeito de demonstração a figura 4-18 apresenta o gráfico da distribuição de pressão para uma inclinação de  $0,001^\circ$ . Nesta situação a distribuição de pressão hidrodinâmica é praticamente simétrica ao eixo imaginário.

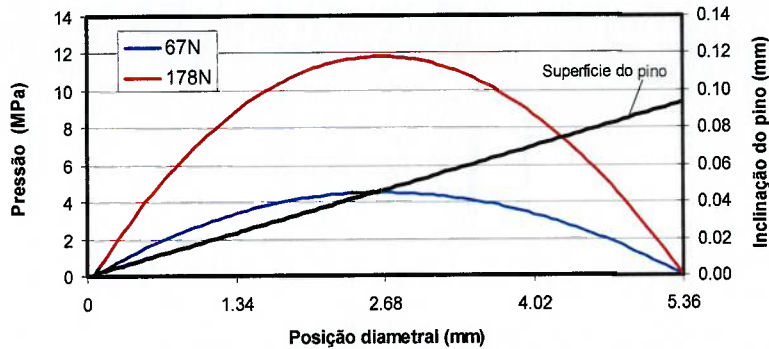


Figura 4.18: Pressões hidrodinâmica ao longo do diâmetro do pino na direção de deslizamento para inclinação de  $0,001^\circ$ .

#### 4.3 – Desgaste em função do carregamento mecânico

O modelo de Archard, equação 2-10, para o desgaste relaciona a taxa de desgaste proporcionalmente a relação de carga e dureza do material de menor dureza. O coeficiente de proporcionalidade é adimensional e tipicamente ele é utilizado para a determinação do regime de desgaste, pois ensaios em várias condições de carga podem levar a mudança do regime de desgaste de moderado para severo, por exemplo. O gráfico da figura 4-19 apresenta os dados experimentais na abordagem proposta por Archard, convém notar que existem duas curvas: H-constante e H-variável, o primeiro representa o cálculo do coeficiente de desgaste considerando-se a dureza do corpo-de-prova constante e independente da carga de ensaio, nesta situação a dureza assumida foi de  $300 \text{ kgf/mm}^2$ . Já que o desgaste pode provocar deformação e conseqüentemente endurecimento do material, também foram considerados os valores de dureza típicos dos corpos-de-prova (disponíveis no anexo B) após os ensaios resultando na curva H-variável.

Usualmente o coeficiente de desgaste pode variar algumas ordens de grandeza quando ocorre a mudança de regime de desgaste, porém o gráfico da figura 4-19 mostra que não houve mudança no regime de desgaste para ambas as curvas geradas, pois o valor numérico do coeficiente K apresenta sempre a mesma ordem de grandeza  $10^{-8}$ . Outro fato relevante possível de se observar a partir da figura 4-19 é de que o coeficiente de desgaste é constante a partir de 89 N de carga normal ao considerar a banda de confiança de 90% de confiabilidade para a média com valor

típico de  $3,5 \times 10^{-8}$  para a curva H-variável e com valor típico de  $4,5 \times 10^{-8}$  para a curva H-constante.

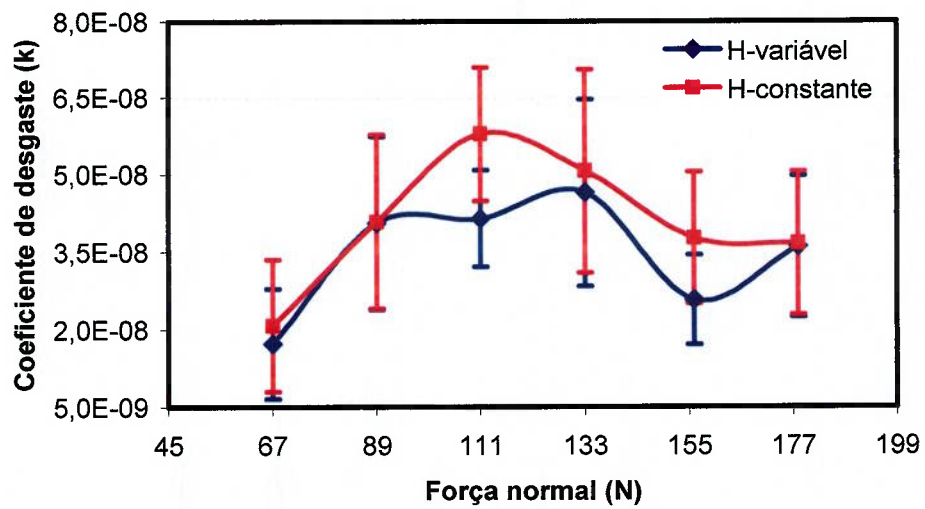


Figura 4-19: Coeficiente de desgaste em função da carga normal aplicada nos ensaios de desgaste.

## CAPÍTULO 5 – Conclusões

Decorrentes dos resultados do trabalho experimental e das simulações computacionais são apresentadas às conclusões relativas aos regimes de lubrificação, tipo e evolução do contato das superfícies, mecanismos de desgaste, modificação topográfica e comportamento da dureza do material do pino.

O regime de lubrificação no início do ensaio é misto evoluindo para regime hidrodinâmico após o período de amaciamento. Esta transição foi acompanhada por uma queda significativa do coeficiente de atrito. É provável que o regime hidrodinâmico se mantenha ao longo de grande parte do ensaio uma vez que, os valores de coeficiente de desgaste se mantiveram ao redor de  $10^{-8}$ , o coeficiente de atrito (no minuto final dos ensaios) diminuiu com a elevação da carga normal aplicada e a simulação numérica previu a ocorrência deste regime de lubrificação.

Os pinos e os discos foram fabricados de modo a apresentarem contato não conforme. A ação de desgaste fez com que a evolução da geometria do contato fosse progressivamente mais conforme na direção ortogonal ao movimento. Isto aumentou a área de suporte da pressão hidrodinâmica favorecendo este regime de lubrificação.

O micro-mecanismo de desgaste predominante foi o microcorte. Pelo menos parte do material removido do pino se transfere para a superfície funcional do disco e adicionalmente ocorre oxidação do material aderido. Entretanto esta transferência não é homogênea em toda superfície do disco, tendo sido observadas linhas preferenciais de deposição coincidentes com a direção de movimento relativo. Este trabalho considera a hipótese deste desgaste ter ocorrido nos primeiros instantes após a aplicação de carga, quando o regime de lubrificação era misto.

Com o desgaste a superfície sofreu profundas modificações topográficas que resultaram num alisamento da superfície. Este fenômeno foi descrito pela diminuição dos parâmetros convencionais  $R_a$  e  $R_q$  com o aumento da carga de ensaio. O emprego dos parâmetros propostos por Greenwood e Williamson – altura ( $Z'$ ) e desvio padrão ( $\sigma$ ) da altura dos picos, raio de curvatura dos picos ( $\beta$ ) e densidade de picos ( $\eta'$ ) – permitiu uma descrição mais detalhada da transformação topográfica evidenciando que os picos ficam cada vez mais baixos e com raio de curvatura maior, também apresentam cada vez menor dispersão para a altura dos picos, ou seja, as superfícies se tornam cada vez mais uniformes. Entretanto se observou grande dispersão da

densidade de picos para as duas menores cargas (67 e 89 N), e resta por explicar a relação entre altura dos picos ( $Z'$ ) e  $R_a$ .

Em decorrência do significativo endurecimento da superfície do pino na usinagem e do desgaste ter ocorrido no regime moderado, não se observou encruamento adicional além do originado na usinagem.



## Anexo A – Resumo dos resultados experimentais.

Onde:

Amostra representa o número identificador do corpo-de-prova.

$m_i$  é a massa inicial de cada corpo-de-prova.

$m_f$  é a massa do corpo-de-prova após o ensaio de desgaste.

$\Delta m$  representa a variação entre a massa inicial e final do corpo-de-prova.

$T_b$  indicação de temperatura medida pelo termopar localizado na superfície oposta a superfície de ensaio no corpo-de-prova.

$\mu$  coeficiente de atrito médio do último minuto de ensaio.

Tabela I – Resultados dos ensaios conduzidos a 67 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
31	0.28951	0.28945	0.06	51	0.11
34	0.31506	0.31490	0.16	55	0.06
37	0.28266	0.28260	0.06	55	0.06
40	0.31096	0.31063	0.33	47	0.07
43	0.31104	0.31090	0.14	56	0.08
46	0.30572	0.30544	0.28	60	0.06
49	0.29151	0.29150	0.01	52	0.08
52	0.31938	0.31935	0.03	42	0.06

Tabela II – Resultados dos ensaios conduzidos a 89 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
1	0.24684	0.24641	0.43	57	0.07
4	0.24982	0.24951	0.31	58	0.06
8	0.24148	0.24146	0.02	47	0.05
11	0.24078	0.24056	0.22	54	0.06
14	0.24345	0.24293	0.52	52	0.06
17	0.25119	0.25105	0.14	62	0.06
20	0.23058	0.22995	0.63	62	0.06
26	0.23684	0.2364	0.44	53	0.07

Tabela III – Resultados dos ensaios conduzidos a 111 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
32	0.30850	0.30746	1.04	68	0.05
35	0.30815	0.30756	0.59	50	0.04
38	0.31926	0.31878	0.48	65	0.05
41	0.31652	0.31616	0.36	64	0.06
44	0.30483	0.30424	0.59	73	0.06
47	0.30215	0.30163	0.52	45	0.05
50	0.31317	0.31257	0.60	57	0.04
53	0.31563	0.31498	0.65	60	0.05

Tabela IV – Resultados dos ensaios conduzidos a 133 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
3	0.24465	0.24226	2.39*	57	-
5	0.22851	0.2276	0.91	63	0.05
12	0.25391	0.25335	0.56	45	0.04
15	0.24840	0.24813	0.27	85	0.08
18	0.24142	0.24088	0.54	72	0.05
21	0.23037	0.2302	0.17	55	0.05
24	0.23000	0.22906	0.94	60	0.04
27	0.24902	0.24802	1.00	57	0.06

Tabela III – Resultados dos ensaios conduzidos a 156 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
33	0.31658	0.31562	0.96	49	0.03
36	0.31301	0.31263	0.38	46	0.03
39	0.32040	0.31996	0.44	68	0.03
42	0.32140	0.32113	0.27	69	0.04
45	0.31139	0.31072	0.67	73	0.04
48	0.30934	0.30899	0.35	72	0.04
51	0.31240	0.3108	1.60*	51	-
54	0.31387	0.31312	0.75	62	0.04

Tabela IV – Resultados dos ensaios conduzidos a 178 N.

Amostra	$m_i$ (g)	$m_f$ (g)	$\Delta m$ (mg)	$T_b$ (°C)	$\mu$
7	0.24987	0.24768	2.19*	92	-
13	0.23830	0.23725	1.05	71	0.04
16	0.25073	0.25033	0.40	68	0.04
19	0.25697	0.25592	1.05	75	0.04
22	0.24305	0.24265	0.40	66	0.04
25	0.26698	0.26668	0.30	65	0.03
28	0.22756	0.22701	0.55	72	0.03
29	0.24946	0.24893	0.53	51	0.03

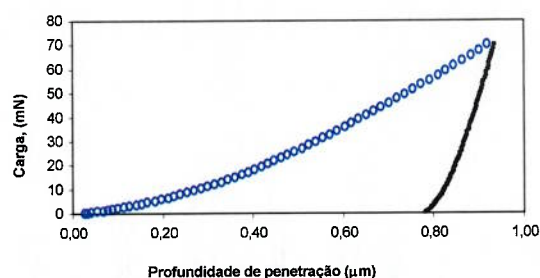
As amostras 2, 6, 9, 10, 23, 30 não foram ensaiadas, pois a rugosidade superficial estava fora do especificado.

\* valores desconsiderados para o cálculo da banda de confiança para média devido a ocorrência de engripamento.

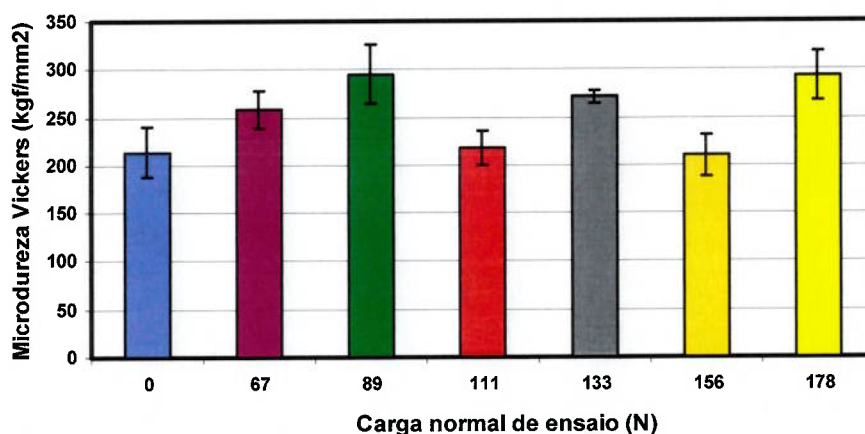
## Anexo B – Microdureza das amostras antes e após ensaio de desgaste.

Adicionalmente aos ensaios de microdureza convencional com 0,5N realizaram-se ensaios de microdureza em equipamento que efetua a dureza instrumentada. Este procedimento, com carga de 70mN, foi empregado para verificar se as variações de microdureza observadas com 0,5N eram fruto da carga excessiva que estaria considerando a dureza do substrato.

A figura logo abaixo apresenta um exemplo do gráfico gerado com o microdurômetro Fischer HV100. Observa-se que a profundidade total de penetração, deformação elástica e plástica, é inferior a um micrometro para o exemplo dado.

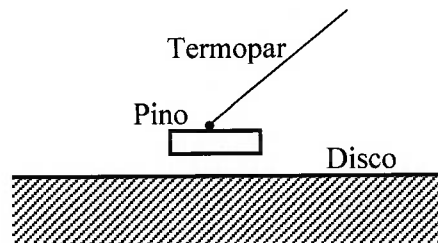


Os resultados das medições de microdureza são mostrados no gráfico abaixo juntamente com o desvio padrão para cada agrupamento de dados. A indicação 0 N no gráfico representa a condição inicial do material, ou seja, como preparado para os ensaios de desgaste, pois esta amostra não foi ensaiada sendo destinada exclusivamente para as medições. As variações de dureza instrumentada entre as amostras acompanharam as variações obtidas com medidas de microdureza vickers indicando que as variações observadas com aquela dureza não se deviam a características do método experimental.



### Anexo C – Estimativa da temperatura no contato

A correção dos valores de temperatura foi feita conforme formulação proposta por ARCHARD a qual considera uma superfície circular deslizando contra um plano conforme apresentado pela figura abaixo.



A tabela abaixo indica os valores utilizados nos cálculos de temperatura, considerando-se o pino como fonte de calor estacionária e o disco como fonte de calor em movimento.

Parâmetros	Simbologia	Valor absoluto	Unidade
Carga normal:	P	177	N
Velocidade relativa pino / disco:	v	5	m/s
Raio da área de contato:	a	2.68	mm
Coefficiente de atrito dinâmico:	$\mu$	0,035	adimensional
Condutividade térmica do pino:	$K_1$		W/m <sup>o</sup> K
Condutividade térmica do disco:	$K_2$		W/m <sup>o</sup> K
Difusividade térmica do pino:	$D_1$		m <sup>2</sup> /s
Difusividade térmica do disco:	$D_2$		m <sup>2</sup> /s

A temperatura média do volume ( $T_{me}$ ) na região imediatamente vizinha a superfície do pino é calculada logo abaixo, porém precisamos definir um número adimensional que representa a energia térmica transportada por convecção denominada número de PECKET ( $Pe$ ).

$$Pe = \frac{v.a}{2.D}$$

Para o cálculo de  $T_{me}$  temos a seguinte condição segundo o número de PECLET. O coeficiente  $i$  das equações seguintes pode assumir valor igual a 1 para o pino e 2 para o disco.

$$\text{Se } Pe < 0,1 \text{ então } T_{me_i} = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{4 \cdot a \cdot k_i}$$

$$\text{Se } Pe > 5 \text{ então } T_{me_i} = \frac{\mu \cdot P \cdot v}{a \cdot k_i} \cdot 0,31 \cdot \sqrt{\frac{D_i}{v \cdot a}}$$

A tabela abaixo resume os valores encontrados para  $Pe$  e  $T_{me_i}$  respectivamente.

	Pe	Tm (°C)
Pino	$1,13 \cdot 10^{-5}$	1,22
Disco	1782	1,06

Para o cálculo de  $T_{me}$  tem-se a seguinte relação:

$$\frac{1}{T_{me}} = \frac{1}{T_{me_1}} + \frac{1}{T_{me_2}}$$

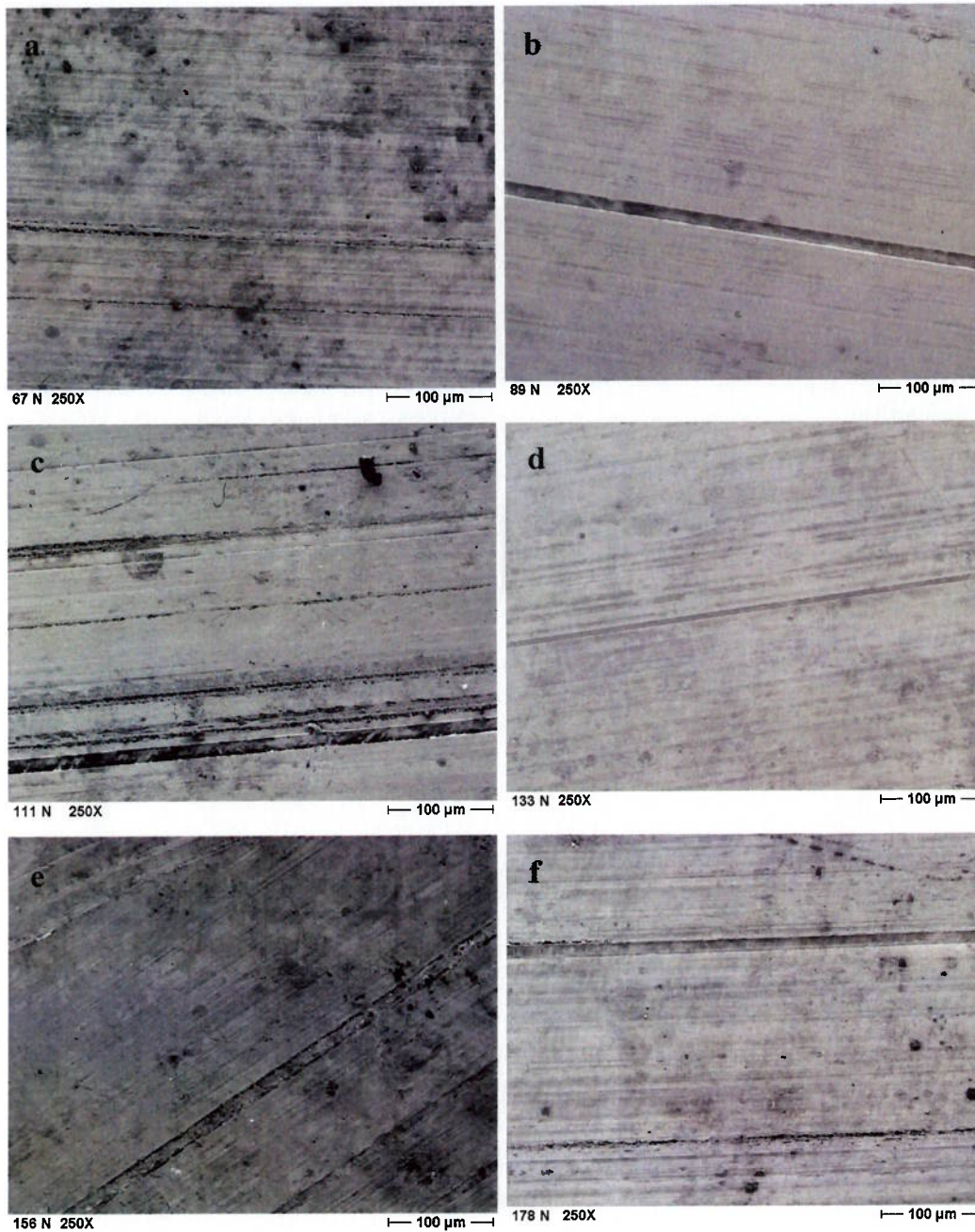
Que resulta em  $T_{me} = 1,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

A temperatura do contato ( $T_c$ ) é definida pela soma entre a temperatura medida pelo termopar no material ( $T_b$ ) e a temperatura média do volume ( $T_{me}$ ) na região imediatamente vizinha a superfície do pino, ou seja:

$$T_c = T_b + T_{me}$$

**Anexo D – Topografia dos corpos-de-prova ensaiados.**

Aparência microscópica das superfícies dos corpos-de-prova após ensaio de deslizamento (250 X). 67 N (a). 89 N (b). 111 N (c). 133 N (d). 156 N (e). 178 N (f).



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARCHARD, J.F. The temperature of rubbing surfaces. *Wear*, 2, p. 439 – 455, 1959.
- BAILEY, D.M., SAYLES, R.S., Effect of roughness and sliding friction of contact stresses, *Journal of Tribology*, Vol. 113, p. 729 – 738, 1991.
- BAYER, R.G. **Mecahnical wear prediction and prevention**, Marcel Dekker, 657p., 1994.
- BLAU, P.J., Fifty years of reaserach on the wear of metals, *Tribology International* Vol. 30, no. 5, p. 321 – 331, 1997.
- BUSH, A.W., GIBSON, R.D. e KEOGH, G.P., The limit of elastic deformation in the contact of rough surfaces, *Mech. Res. Commun*, 169 – 174, 1976.
- CHENG, H. S., The lubrication of rough surfaces, In: **Proceedings of the 11th Leeds-Lyon Symposium on Tribology**, Butterworths, p. 11 – 20, 1984.
- CHIAVERINI, V., Aços e ferros fundidos, **Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais**, 6<sup>a</sup>. ed. 1990.
- DOWSON, D. Elastohydrodynamic and micro-elastohydrodynamic lubrication, *Wear* 190 p. 125-138, 1995.
- DOWSON, D. **History of Tribology**, **Professional Engineering Publishing**, 759p., 1997.
- FINKIN, E.F., An explanation of the wear of metal, *Wear*, V. 47, p. 107 – 117, 1998.
- GADELMAWLA, E.S., KOURA, M.M., MAKSOUD, T.M.<sup>a</sup>, ELEWA, I.M., SOLIMAN, H.H., Roughness parameters. *Journal of Materials Processing Technology* 123, p. 133 – 145, 2002.
- GREENWOOD, J.A., TRIPP, J.H., The contact of two nominally flat roubh surfaces, *Proc Inst Mech Engrs 1970-71*, Vol 185, n. 48, p. 625 – 633, 1971
- GREENWOOD, J.A., WILLIAMSON, J., Contact of nominally flat surfaces, *Proc. R. Soc. London*, Series A, V. 295, p. 300 – 319, (1966).
- HALLING, J., A contribution to the theory of mechanical wear, *Wear* 34, p. 239 – 249, 1975.

- HIRST, W e LANCASTER, J.K., Surface film foundation and metallic wear, *Journal of Applied Physics*, 27, 1057-65, 1956.
- HOKKIRIGAWA, K., KATO, T., FUKUDA, T., SHINUOKA, M., Experimental and theoretical analysis of wear mechanisms of metals in tilted block on plate type sliding, *Wear* 214, p. 192-201, 1998
- HUTCHINGS, I.M., **Tribology: friction and wear engineering materials**, Edward Arnold, Great Britain, 273p., 1992
- HWANG, D.H., KIM, D.E., LEE, S.J., Influence of wear particle interaction in the sliding interface on friction of metals, *Wear* 225 – 229, p. 427 – 439, 1999.
- JONES, M.H. and SCOTT, D., *Industrial tribology – The practical aspects of friction, lubrication and wear. Elsevier Science Publishers B.V, Second impression*, 1991.
- JONHNSON, K.L., GREENWOOD, J.A., POON, S.Y., A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication, *Wear* 19, p. 91 – 108, 1972.
- LUDEMA, K.C., **Friction, wear, lubrication: textbook in tribology**, CRC Press, 257p., 1996.
- MARU, M.M., **Estudo do desgaste e atrito de um par metálico sob deslizamento lubrificado**, 254 p., 2003. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- MARUI, E., ENDO, H., Effect of reciprocating and unidirectional sliding motion on the friction and wear of copper on steel, *Wear* 249, p. 582 – 591.
- McCOOL, J.I., Comparison of models for the contact of rough surfaces, *Wear* 107, p. 37 – 60, 1986.
- MENG, H.C., LUDEMA, K.C., Wear models and predicitive equations: their form and content. *Wear* 181 – 183 (1995) 443-447.
- MYSHKIN, N.K., Friction transfer film formation in boundary lubrication, *Wear* 245, p. 116 – 124.
- NEALE, M.J., **The tribology handbook**, 2<sup>nd</sup> Ed. Butterworth-Heinemann, 1997.
- PERSON, B.N.J., Sliding friction, *Surface Science Reports* 33, p.83-119, 1999.

- SAYLES, R.S., Debris and roughness in machine element contacts: some current and future engineering implications, **Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers – Part J: Journal of Engineering Tribology**, V. 209, p. 149 – 171, 1995.
- SILVA, C.H., **Estudo do efeito da carga normal e da velocidade no coeficiente de atrito do par polietileno de alta densidade e aço carbono galvanizado**. 129 p., 1998. Dissertação (Mestrado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- SUH, N.P., The delamination theory of wear, **Wear** 25, p. 111 – 124, 1973.
- TOMANIK, A.E., **Modelamento do desgaste por deslizamento em anéis de pistão de motores de combustão interna**, 198 p., 2000. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- TOMANIK, A.E., FERRARESE, A., Use of a micro-contact model to optimize SI engine's 3-piece oil ring profiles regarding wear and lubrication, **ICE-Vol 39, Design, Application, Performance and Emissions of Modern Internal Combustion Engine Systems and Components – ASME2202, ICEF2202-526**.
- TOMANIK, A.E., CHACON, A., TEIXEIRA, G., A simple numerical procedure to calculate the input data of Greenwood-Williamson model of asperity contact for actual engineering surfaces, **Tribological Research and Design for Engineering Systems” – published by Elsevier B.V., 2002**.
- WHITEHOUSE, D. J. “Handbook of Surface Metrology” **Institute of Physics Publishing 1994**
- WILLIAMS, J.A. **Engineering Tribology**, Oxford University Press, 1994.
- WILLIAMS, J. A., HYNICICA, A. M., Mechanisms of abrasive wear in lubricated contacts, **Wear** 152, p. 57 – 74.