



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

FEUP

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E GESTÃO INDUSTRIAL

**ANÁLISE COMPARATIVA DO COMPORTAMENTO DE MASSAS
LUBRIFICANTES NUM ROLAMENTO AXIAL DE ESFERAS**

Tiago Cousseau

2009

TIAGO COUSSEAU

**ANÁLISE COMPARATIVA DO COMPORTAMENTO DE MASSAS
LUBRIFICANTES NUM ROLAMENTO AXIAL DE ESFERAS**

TESE DE DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À FACULDADE DE ENGENHARIA DA
UNIVERSIDADE DO PORTO PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRADO
INTEGRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Orientador: Prof. Jorge H. O. Seabra
Co-orientador: Prof. Armando J. V. de Campos

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E GESTÃO INDUSTRIAL

FACULDADE DE ENGENHARIA

UNIVERSIDADE DO PORTO

Resumo

As perdas de potência geradas nas transmissões mecânicas têm atraído uma considerável atenção nos últimos tempos. Isso deve-se ao facto de que, à medida que as fontes de energia já não estão disponíveis em abundância como antigamente, a diminuição do consumo energético com o aumento da eficiência, é cada vez mais necessária. Ainda no sentido de atender aos apelos pela optimização dos recursos naturais, a utilização de produtos biodegradáveis tem crescido significativamente nos últimos anos.

Visando atingir estas necessidades, por intermédio de ensaios e análises de resultados, foi realizada a comparação entre seis massas lubrificantes, das quais três são biodegradáveis e de baixa toxicidade, e dois óleos base que correspondem a 3 destas massas. Os ensaios foram realizados com rolamentos axiais de esferas sob condições de funcionamento variadas em regime de lubrificação elastohidrodinâmica.

O objectivo é comparar o desempenho destas massas lubrificantes, com especial atenção para as biodegradáveis. Para isso, foram analisadas as perdas de potência ocasionadas por cada um dos lubrificantes ensaiados e analisados os factos que poderiam justificar tais comportamentos. Além da perda de potência, também foi analisada a capacidade de lubrificação das massas e os índices de desgaste que cada uma destas gerava.

Abstract

The power loss produced by mechanical transmissions has been attracting considerable attention in recent times. This is due to the fact that, as the energy sources are no longer available as abundant as before, the reduction of energy consumption as well as the increase of the efficiency is more and more necessary. Still in the sense of paying attention to the appeals for the optimization of natural resources, the use of biodegradable products has been growing significantly in the last years.

Thrust ball bearings, lubricated with six different lubricating greases were tested under a wide range of operating conditions in elastohydrodynamic lubrication regime. Three of the tested greases are biodegradable and have a low-toxicity additivation. During the test the bearing internal torque and the operating temperature were measured.

The objective is to attest to the performance of these lubricant greases, in especial the biodegradable ones. For that, it was analysed the power loss caused by each one of the rehearsed lubricants and the facts that might justify such behaviour.

Apart from the power loss, it was also analysed the capacity of lubrication of the greases and the rates of wear that each one was generating.

Résumé

La perte de puissance en transmission mécanique à attiré une attention considérable ces derniers temps. Cela est dû au fait que, comme les sources d'énergie ne sont plus disponibles en abondance comme avant, la réduction de la consommation d'énergie, avec une efficacité accrue, est de plus en plus nécessaire. Pourtant, pour répondre à la demande sur l'optimisation des ressources naturelles, l'utilisation de produits biodégradables a augmenté de façon significative au cours des dernières années.

De façon à satisfaire ces besoins, grâce à l'expérimentation et à l'analyse des résultats, la comparaison a été faite entre six graisses, dont trois sont biodégradables et à faible toxicité, et deux huiles de base qui correspondent à 3 de ces graisses. Les essais ont été effectués avec des roulements à billes axiales sous diverses conditions de fonctionnement dans le régime de lubrification elastohydrodynamique.

L'objectif est de comparer les performances des graisses, avec une attention particulière aux graisses biodégradables. Pour cela, la perte de puissance générée par chacun des lubrifiants a été mesurée et analysée, et les mécanismes qui pourraient justifier un tel comportement ont été étudiés. Outre que la perte de puissance, la capacité de génération du film lubrifiant par la graisse a également été examinée aussi bien que le taux d'usure généré par chacun de ces produits.

Palavras chave

Rolamento axial de esferas

Momento de atrito

Máquina de 4 Esferas

Perda de Potência

Massas lubrificantes biodegradáveis

Keywords

Thrust Ball Bearings

Friction moment

Four ball machine

Power loss

Biodegradable lubricant greases

Mots-clés

Axial roulant des sphères

Moment de frottement

4 Ball Machine

Perte de puissance

Biodégradable graisse

Agradecimentos

Grande é a minha lista de agradecimentos (o que me torna uma pessoa de sorte). Primeiramente agradeço à minha família, forte e solidária, pelo constante apoio a todas as decisões tomadas, e mesmo de longe, pelo intenso acompanhamento das minhas actividades. Também, por abrirem mão do convívio familiar tendo a certeza e confiança do esforço aqui despendido e pelas palavras de força nos dias mais difíceis.

Dedico meus agradecimentos também aos meus orientadores: Jorge Seabra e Armando Campos pela paciência e orientação, que não foram poucas, e por todo o acompanhamento ao cumprimento dos objectivos que nos propusemos a alcançar.

Agradeço à equipa do CETRIB-INEGI: Ramiro Martins e José Brandão sem os quais muitas actividades realizadas não seriam possíveis, e também aos colegas de trabalho Daniel Carvalho, Cristiano Locateli, Hélder Wilson, Luís Magalhães e Jorge Castro por proporcionarem, apesar de sério, um clima de descontração e amizade no ambiente de serviço.

Agradeço em especial a colaboração da engenheira Beatriz Graça por todo o esforço e auxílio despendido principalmente na parte da caracterização reológica das massas e nas análises de desgaste.

Meus agradecimentos à FEUP e ao CETRIB-INEGI por disponibilizar todo o material e suporte necessários a realização deste trabalho, e à UNIJUÍ por me ter proporcionado a oportunidade de estudar em Portugal e fornecer o meu conhecimento de base para enfrentar as dificuldades encontradas ao estudar fora do país.

Agradeço também aos meus amigos (são tantos que já não é possível nomeá-los), que fizeram e fazem parte da minha formação pessoal e de toda a minha aprendizagem. Em especial, ao Daniel Ferreira, que apoiou e incentivou na difícil decisão de permanecer em Portugal, e à Amanda Negrão, pelo incentivo e auxílio com as dificuldades ainda encontradas com o inglês.

Reitero aqui meus agradecimentos, pois apesar de ser um trabalho individual, a ajuda dos que nos cercam e querem nosso bem é um factor fundamental para o sucesso do mesmo. Obrigado!

Aos meus pais e professores...

Índice

Resumo	V
Abstract	VII
Resumé	IX
Palavras chave	XI
Keywords.....	XI
Agradecimentos	XIII
Índice	XVII
Lista de tabelas	XIX
Lista de figuras	XXI
Nomenclatura com valores para o rolamento skf 51107	XXV
Introdução.....	XXVII
1. LUBRIFICAÇÃO E LUBRIFICANTES	1
1.1. Introdução.....	1
1.2. Óleos lubrificantes.....	2
1.2.1. Propriedades dos óleos lubrificantes.....	3
1.2.2. Caracterização dos óleos lubrificantes estudados	4
1.3. Massas lubrificantes	5
1.3.1. Caracterização das massas lubrificantes estudadas	7
1.3.2. Reologia das massa lubrificantes.....	11
2. MÉTODOS, PROCESSOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	21
2.1. Introdução.....	21
2.2. Adaptação da máquina de 4 esferas.....	21
2.2.1. Porta-rolamento	22
2.2.2. Transdutor de binário.....	24
2.2.3. Termopares.....	25
2.3. Controle da máquina e registo dos valores medidos.....	25
2.4. Procedimento de ensaio.....	26
2.5. Caracterização dos ensaios realizados.....	28
2.5.1. Volume de massa a utilizar.....	29
2.5.2. Volume de óleo a utilizar.....	30
2.6. Resultados experimentais	31
2.6.1. Momento de atrito interno no rolamento	31
2.6.2. Temperatura de funcionamento	35
3. MOMENTO DE ATRITO INTERNO EM ROLAMENTOS	39
3.1. Introdução.....	39
3.2. Momento de atrito em rolamentos.....	39
3.2.1. Momento de atrito de rolamento - M_{rr}	39
3.2.1.1. Dissipação de energia no convergente - Inlet shear heating - ϕ_{ish}	41

3.2.1.2.	Alimentação do contacto - Kinematic replenishment/starvation – ϕ_{rs}	42
3.2.2.	Momento de atrito de escorregamento - M_{sl}	43
3.2.3.	Momento de atrito nos vedantes - M_{seal}	46
3.2.4.	Momento de atrito de arrasto - M_{drag}	47
3.2.5.	Momento total de atrito - M_t	48
4.	CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS	51
4.1.	Análise do comportamento das massas em relação ao momento de atrito	55
4.1.1.	MG1 E MG2	56
4.1.2.	BO-MG1	58
4.1.3.	EG1 E EG2	58
4.1.4.	BO-EG1/2	60
4.1.5.	PG1	61
4.1.6.	PG2	62
5.	BALANÇO ENTRE A POTÊNCIA DISSIPADA E O CALOR EVACUADO	65
5.1.	Introdução.....	65
5.2.	Potência dissipada pelo momento de atrito	65
5.3.	Evacuação de calor.....	67
5.4.	Evacuação de calor para lubrificação com massas	72
5.5.	Evacuação de calor para lubrificação com óleo mineral e éster	73
5.6.	Comparação entre o momento de atrito interno medido, otimizado e numérico	76
6.	DESGASTE.....	81
6.1.	Introdução.....	81
6.2.	Ferrografia	82
6.2.1.	Ferrografia de leitura directa	82
6.2.2.	Ferrografia analítica.....	85
7.	DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	91
7.1.	Introdução.....	91
7.2.	Análise das massas lubrificantes	91
7.3.	Análise entre massas e óleos base correspondentes	94
7.4.	Quadro geral	96
	TRABALHOS FUTUROS	99
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101
	ANEXO 1 Descrição das massas lubrificantes fornecidas pelo fabricante	105
	ANEXO 2 Máquina de 4 esferas.....	119
	ANEXO 3 Desenhos de fabrico do porta-rolamento.....	123
	ANEXO 4 Temperatura de funcionamento dos ensaios de desgaste	143
	ANEXO 5 Espessura de filme corrigida no centro do contacto	147
	ANEXO 6 Viscosidade à temperatura de funcionamento.....	151
	ANEXO 7 Procedimento de análise de ferrografia por leitura directa e analítica.....	155

Lista de Tabelas

Tabela 1. 1 – Propriedades físicas dos óleos base usados nos ensaios.	5
Tabela 1. 2 – Diferentes constituintes das massas lubrificantes.	6
Tabela 1. 3 – Propriedades físicas das massas lubrificantes usadas neste estudo.....	8
Tabela 1. 4 – Testes ASTM importantes em massas lubrificantes.	9
Tabela 1. 5 – Classificação NLGI de massas lubrificantes segundo ASTM D937.....	10
Tabela 1. 6- “Gel Point” e “LVE” das massas lubrificantes em estudo.....	14
Tabela 1. 7 - Microestrutura do espessante das massas MG1, EG1 e EG2	17
Tabela 2. 1 – Designação e características mínimas e máximas dos rolamentos que podem ser montados no porta-rolamento (SKF-Rolamentos, 2008 [16]).....	23
Tabela 2. 2 – Características do transdutor de binário.....	24
Tabela 2. 3– Plano de ensaios para determinação do momento de atrito interno e temperaturas de funcionamento.	28
Tabela 2. 4 – Plano de ensaios para determinação do desgaste.	29
Tabela 4. 1 – Limites impostos para optimização dos factores constantes utilizados no software SKF	54
Tabela 4. 2 – Factores optimizados para determinação do momento de atrito	54
Tabela 6. 1 – Índices ferrográficos dos lubrificantes ensaiados	84
Tabela 7. 1 – Quadro geral representativo das conclusões tomadas.....	97

Lista de Figuras

Figura 1. 1 – Escoamento laminar de um fluído.....	3
Figura 1. 2 – Acção da tecnologia EPOCH™ no contacto de rolamentos [5].....	9
Figura 1. 3 – Reómetro Physica MCR 301.....	13
Figura 1. 4 – Parâmetros do sistema de medição cone-prato CP50-2.....	13
Figura 1. 5 – Variação do factor perda ($\tan\delta$) com a taxa de deformação.	15
Figura 1. 6 – Variação do Módulo Elástico (G') e do Módulo Viscoso (G'') com a tensão de corte.	15
Figura 1. 7 – Variação do Módulo Complexo (G^*) com a taxa de deformação.....	16
Figura 1. 8 - Análise da massa EG1 por EDX dos cristais de cálcio (a) e no substrato de vidro (b).....	19
Figura 2. 1 – Conjunto porta-rolamento montado na Máquina de 4 Esferas	22
Figura 2. 2 – Porta-rolamento e pontos de medição da temperatura.....	23
Figura 2. 3 – Montagem do transdutor de binário.	25
Figura 2. 4 – Montagem final do hardware.	26
Figura 2. 5 - Programa para o accionamento, monitorização, aquisição das medições e controlo do sistema, baseado na plataforma LabView®.	26
Figura 2. 6 – Valores medidos do binário interno e da temperatura durante o ensaio de um rolamento 51107 ($n = 1500 \text{ rpm}$, $F_a = 5000 \text{ N}$).....	27
Figura 2. 7 – Dimensões do rolamento de ensaio utilizado, SKF 51107 [16]	29
Figura 2. 8 – Aplicação de massa no rolamento	30
Figura 2. 9 – Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação.....	32
Figura 2. 10 - Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas de base mineral.....	33
Figura 2. 11- Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas de base éster.	34
Figura 2. 12 - Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas poliméricas.	35
Figura 2. 13 – Variação da temperatura de funcionamento com a velocidade de rotação.....	36
Figura 3. 1 – Espessura de filme lubrificante e distribuição de pressão num contacto elastohidrodinâmico [16].	40
Figura 3. 2 – Refluxo do lubrificante no interior do contacto [16].....	41
Figura 3. 3 – Inlet shear heating factor [16].	42
Figura 3. 4 – Contacto do elemento rolante com a superfície [16].....	43
Figura 3. 5 – Regimes de lubrificação [2].	44
Figura 3. 6 – Momento de atrito típico em um rolamento em função da velocidade, viscosidade e carga aplicada [16].....	45
Figura 3. 7 – Factor de pesagem no coeficiente de atrito de escorregamento [16].....	46
Figura 3. 8 – Lubrificação por banho de óleo [16].	47
Figura 3. 9 – Variável para determinação da perda por arrasto [16].	48

Figura 3. 10 – Momento de atrito vs. velocidade de rotação em temperatura constante para óleo de alta viscosidade [16].....	49
Figura 3. 11 – Momento de atrito vs. velocidade de rotação em temperatura constante para óleo de baixa viscosidade [16].....	50
Figura 4. 1 – Momento de atrito teórico - Modelo SKF	51
Figura 4. 2 – Interface do software “The new SKF model for calculation of the frictional moment”	52
Figura 4. 3 – Valores de momento de atrito para o modelo de cálculo otimizado.....	55
Figura 4. 4 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa MG1.....	56
Figura 4. 5 – Comparação entre o modelo teórico e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa MG2.	57
Figura 4. 6 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação do óleo base BO-MG1.....	58
Figura 4. 7 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa EG1.....	59
Figura 4. 8 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa EG2.....	59
Figura 4. 9 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação do óleo base BO-EG1/2.....	60
Figura 4. 10 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa PG1.....	61
Figura 4. 11 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa PG2.....	62
Figura 4. 12 – Comparação entre o parâmetro ϕ_{bl} apresentado pela SKF e os valores otimizados.....	63
Figura 5. 1– Potência dissipada vs. velocidade rotação do rolamento.....	66
Figura 5. 2 – Vista esquemática do porta-rolamento e dos diferentes mecanismos de evacuação de calor e potência dissipada.....	67
Figura 5. 3 – Variação da temperatura de funcionamento com a velocidade de rotação.....	68
Figura 5. 4 – Superfícies envolvidas na transferência de calor do porta-rolamento	69
Figura 5. 5 – Coeficiente global de transferência de calor	70
Figura 5. 6 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado.....	71
Figura 5. 7 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com massas.....	72
Figura 5. 8 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com massas.....	73
Figura 5. 9 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com óleo mineral.....	74
Figura 5. 10 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com óleo mineral.....	74
Figura 5. 11 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com óleo éster	75

Figura 5. 12 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com óleo éster	75
Figura 5. 13 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e otimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes minerais	76
Figura 5. 14 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e otimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes ésteres	77
Figura 5. 15 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e otimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes espessados com polipropileno.....	78
 Figura 6. 1 - Vida útil de um equipamento.....	81
Figura 6. 2 – Ferrógrafo de Leitura directa.....	83
Figura 6. 3 – Índice de Concentração de Partículas de Desgaste (CPUC), Índice de Severidade do Desgaste (ISUC) e Percentual de Partículas Grandes (PLP)	84
Figura 6. 4 – Índice de Concentração de Partículas de Desgaste (CPUC) e Índice de Severidade do Desgaste (ISUC) vs. espessura de filme corrigida no centro do contacto.	85
Figura 6. 5 – Ferrógrafo analítico.....	86
Figura 6. 6 – Ferrografia analítica	88
 Figura 7. 1 – Resultados médios dos valores medidos e calculados para a temperatura de funcionamento, momento de atrito total e viscosidade para todas as massas usadas.	92
Figura 7. 2 – Espessura de filme vs. velocidade de rotação para massas minerais e ésteres com espessante de lítio (LiMVT e LiSV, respectivamente) [10].....	93
Figura 7. 3 - Resultados condensados dos valores medidos e calculados para a temperatura de funcionamento, momento de atrito total e viscosidade entre óleos de base e massas correspondentes.....	95

Nomenclatura com valores para o rolamento SKF 51107

Designação	Descrição	Unidade
M_{rr}	Momento de atrito de rolamento	N.mm
M_{sl}	Momento de atrito de escorregamento	N.mm
M_{seal}	Momento de atrito nos vedantes	N.mm
M_{drag}	Momento de atrito de arrasto	N.mm
M_{total}	Momento de atrito interno total gerado em um rolamento	N.mm
ϕ_{ish}	<i>Inlet shear heating factor</i> (factor de dissipação de energia por deformação de corte no convergente)	-
ϕ_{rs}	<i>kinematic replenishment/starvation reduction factor</i> (factor de alimentação do contacto)	-
G_{rr}	Factor dependente do tipo de rolamento, do diâmetro médio e da carga aplicada	-
R_1	Factor referente a geometria do rolamento – $1,03 \times 10^{-6}$	-
ν	Viscosidade cinemática do óleo base do lubrificante à temperatura de trabalho	mm ² /s
n	Velocidade de rotação	rpm
G_{sl}	Factor dependente do tipo de rolamento, do diâmetro médio e da carga aplicada	-
S_1	Factor referente a geometria do rolamento – $1,6 \times 10^{-2}$	-
μ_{sl}	Coefficiente de atrito de deslizamento	-
μ_{bl}	Coefficiente de atrito limite – Constante de 0,15 dependente essencialmente dos aditivos contidos no lubrificante	-
μ_{EHL}	Coefficiente de atrito elastohidrodinâmico – constante de aproximadamente 0,04 para éster e 0,05 para minerais	-
ϕ_{bl}	Factor para o coeficiente de atrito limite	-
K_{rs}	The replenishment/starvation constant – 6×10^{-8} para massas e 3×10^{-8} para óleos	-
K_z	Constante em função do tipo de rolamento – 3,8	-
V_M	É função do nível de óleo e do diâmetro médio.	-
K_{ball}	Constante em função do tipo de rolamento	-
i_{rw}	Número de carreiras de esferas - 1	-
F_a	Força Axial aplicada ao rolamento	N
Q	Carga normal aplicada no contacto	N
A	Área de contacto	mm ²
τ	Tensão de corte do lubrificante	N/mm ²
d_m	Diâmetro médio – 43,5	mm
d	Diâmetro interno mais pequeno - 35	mm
D	Diâmetro externo - 52	mm
Λ	Espessura específica de filme lubrificante	-
h_0 e H_0	Espessura de filme lubrificante corrigida no centro do contacto	m
σ	Rugosidade composta – $0,18 \times 10^{-6}$	m
R_x	Raio de curvatura no sentido de rolamento	-

Designação	Descrição	Unidade
U	Parâmetro adimensional da velocidade em contacto EHD isotérmico, liso e Newtoniano	-
G	Parâmetro adimensional do material em contacto EHD isotérmico, liso e Newtoniano	-
W	Parâmetro adimensional de carga em contacto EHD isotérmico, liso e Newtoniano	-
C_0	Influência da elipticidade	-
P_{loss}	Potência dissipada pelo momento de atrito interno	W
M_{total}	Momento de atrito interno total do rolamento	-
ω	Velocidade de rotação	rad/s
Q	Calor evacuado pelo porta-rolamento	W
α_{global}	Coefficiente de transferência de calor do porta-rolamento	W/m ² °C
S	Área superficial total de transferência de calor	m ²
T_s	Temperatura da superfície externa do porta-rolamento	°C
T_a	Temperatura ambiente	°C
d_1, d_2, h_1	Dimensões externas do porta-rolamento	m
η	Viscosidade absoluta	Pa.s

Introdução

As crescentes preocupações ambientais vêm conduzindo ao desenvolvimento de uma nova geração de massas lubrificantes, com especial atenção para as massas biodegradáveis e de baixa toxicidade. Por outro lado, os interesses económicos impõem a necessidade de medir a eficiência desta nova geração de massas lubrificantes, das quais o comportamento tribológico ainda está em estudo. Assim, torna-se necessário desenvolver métodos que permitam comparar o desempenho das novas massas lubrificantes com as convencionais.

Como a potência dissipada no interior de um rolamento e o consequente calor evacuado para o ambiente circundante, são parâmetros importantes quando se pretende avaliar e quantificar o desempenho tribológico e a economia de energia em rolamentos aplicados numa vasta gama de equipamentos, modificou-se uma máquina de 4 esferas (“Four-Ball Machine”, Cameron-Plint, refª TE82/7752) de modo a ser possível medir o binário de atrito interno em rolamentos. Neste sentido, foi desenvolvido um porta-rolamento que incorpora um transdutor de binário e vários termopares, o qual pode ser montado na Máquina de 4 Esferas, e assim medir o momento de atrito interno e as temperaturas de funcionamento do rolamento, para a combinação pretendida entre carga axial, velocidade de rotação e lubrificante.

Com as medições efectuadas em cada ensaio é possível calcular a potência dissipada no rolamento, o calor evacuado para o exterior do porta-rolamento, avaliar o desempenho tribológico de cada lubrificante através do desgaste produzido nos vários elementos do rolamento e da degradação do próprio lubrificante e comparar o desempenho de massas biodegradáveis e de baixa toxicidade com massas convencionais disponíveis no mercado.

O objectivo principal deste trabalho é analisar as perdas de potência ocasionadas por cada um dos lubrificantes ensaiados e entender os factores que podem justificar estes comportamentos. Além disso, procurou-se determinar a capacidade de lubrificação das massas e os índices de desgaste que cada uma destas provoca.

Este trabalho encontra-se dividido em 7 capítulos:

O **capítulo 1 – Lubrificantes e Lubrificação**, é dedicado ao estudo dos lubrificantes, nomeadamente, as propriedades físico-químicas e as propriedades reológicas. São apresentados os diferentes lubrificantes ensaiados, massas e óleos, e suas características principais.

O **capítulo 2 – Métodos, Processos e Resultados**, apresenta uma descrição da máquina de ensaios e das modificações necessárias para a realização dos testes com rolamentos. Abrange desde o projecto do porta-rolamento até ao sistema de aquisição e controle de dados. É exposto também o plano de ensaios realizado, as condições com que foram feitos e uma breve descrição dos resultados obtidos.

No **capítulo 3 – Momento de Atrito Interno em Rolamentos**, é descrito detalhadamente um novo modelo de cálculo para determinação do momento de atrito interno em rolamentos desenvolvido pela SKF.

No **capítulo 4 – Correlação dos Resultados**, é feita a comparação dos resultados obtidos pelo modelo para o cálculo do momento de atrito apresentado pela SKF com os resultados experimentais medidos e então, são propostas algumas mudanças ao modelo inicialmente descrito. Discutem-se os resultados encontrados.

O **capítulo 5 – Calor evacuado**, apresenta uma breve revisão bibliográfica sobre os mecanismos de evacuação de calor e determina-se o coeficiente de transferência de calor global do porta-rolamento para o ambiente circundante. Por último, estabelece-se um balanço entre a potência dissipada pelo momento de atrito interno e o calor evacuado. Discutem-se os resultados encontrados.

O **capítulo 6 – Desgaste**, apresenta os resultados de um conjunto de ensaios suplementares para determinação do desgaste nos rolamentos e apresenta os níveis de desgaste verificados pelo método de ferrografia analítica e ferrografia por leitura directa. Discutem-se os resultados encontrados.

O **capítulo 7 – Discussão de resultados**, relaciona os resultados, de modo qualitativo, apresentados nos capítulos 2, 5 e 6 com as características reológicas do lubrificante apresentadas no capítulo 1.

Na parte final desta dissertação ainda são apresentadas as propostas para trabalhos futuros.

1. LUBRIFICAÇÃO E LUBRIFICANTES

1.1. INTRODUÇÃO

A finalidade principal na utilização de um lubrificante é reduzir o atrito e o desgaste entre duas superfícies em contacto animadas de movimento relativo. Assim, pode-se dizer que, em princípio, qualquer substância – sólida, líquida ou gasosa – interposta entre duas superfícies e que facilite o seu escorregamento é um lubrificante potencial. No entanto, requerem-se normalmente outras características para os lubrificantes, sendo as mais importantes separar bem as superfícies e evacuar o calor das superfícies em contacto. Algumas dessas características são inerentes, tais como uma reduzida resistência ao corte e uma boa condutividade térmica, e outras são relacionadas com as superfícies com que vai contactar, ou seja, proporcionar-lhes uma boa protecção contra a corrosão que deve ocorrer mesmo na ausência de movimento [1].

A necessidade do preenchimento destes requisitos básicos restringe a possibilidade na escolha de lubrificantes eficientes a um limitado número de materiais quer animais, vegetais ou minerais. Outro factor que vem crescendo significativamente nos últimos anos e que restringe ainda mais a escolha de um lubrificante é a preocupação ambiental, que vem conduzindo ao desenvolvimento de uma nova geração de massas lubrificantes mais amigas do ambiente.

Além disso, em contactos elastohidrodinâmicos, o lubrificante atravessa o contacto num período de tempo muito pequeno da ordem de 1 ms , sofrendo um choque de pressão da ordem de 1 GPa ou superior, sendo submetido a velocidades de deformação que podem atingir 10^{-7} s^{-1} e elevações de temperatura superiores a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tais condições, caracterizadas pelas elevadas e rápidas variações de pressão e temperatura a que estão submetidas as superfícies em contacto e o filme lubrificante que as separa, justificam as alterações das propriedades do lubrificante, que são observadas experimentalmente e determinadas teoricamente [2], e justificam as dificuldades encontradas na caracterização do comportamento físico, químico, reológico e tribológico de um lubrificante no interior do contacto.

Assim, no presente capítulo, pretende-se fazer uma breve descrição das principais definições e diferenciações entre as massas e os óleos lubrificantes, enfatizando os

parâmetros reológicos e as características com maior peso relativo na dissipação de energia.

1.2. ÓLEOS LUBRIFICANTES

Os óleos base podem ser classificados segundo a sua origem:

Óleos vegetais e animais - Historicamente, pode-se dizer que foi o primeiro fluido a ser usado pelo homem como lubrificante. Foram sendo gradualmente substituídos à medida que outros tipos de lubrificantes foram sendo descobertos, os quais apresentavam melhor desempenho.

Óleos minerais - São obtidos da destilação do petróleo bruto, e são comumente distinguidos pela sua composição química, podendo ser parafínicos, nafténicos e aromáticos. A fracção aromática é indesejável e encontra-se em pequenas proporções, logo são os menos utilizados na lubrificação, já os de base parafínicos e nafténicos são largamente usados devido ao baixo custo e razoável performance.

Óleos sintéticos - Os lubrificantes sintéticos são obtidos por síntese de hidrocarbonetos leves com inclusão de alguns elementos orgânicos não petrolíferos. Estes lubrificantes apresentam alguns benefícios, como o aumento da longevidade do óleo e melhor resistência térmica, no entanto, tem um custo mais elevado. Os óleos sintéticos compreendem fundamentalmente quatro tipos: os hidrocarbonetos sintéticos, os poliglicóis, os ésteres orgânicos e os ésteres fosfatados.

A estes óleos base podem ser adicionados alguns agentes químicos, vulgarmente chamados de aditivos, os quais lhes conferem determinadas propriedades depois de acabados. Alguns aditivos dão-lhes novas propriedades úteis, que não existem originalmente nos óleos, enquanto outros apenas melhoram as suas propriedades naturais.

Infelizmente ainda não existe um meio de prever exactamente a influência de misturar alguns agentes químicos nas bases dos óleos, uma vez que eles são mutuamente afectados, deste modo, algumas propriedades do lubrificante devem ser obtidas por ensaios ou até mesmo por tentativa e erro [3].

1.2.1. PROPRIEDADES DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES

Para descrever matematicamente o comportamento de um óleo lubrificante, as suas características físicas e reológicas devem ser bem conhecidas. Provavelmente a propriedade mais importante de um óleo lubrificante é a sua viscosidade. Esta propriedade traduz o grau de atrito interno ou de resistência que um líquido oferece ao escorregamento, tornando-se assim um dos factores dominantes nas perdas de potência de um rolamento.

Na Figura 1. 1 está esquematicamente representada uma placa *A* que se move com a velocidade *U* sobre uma película de lubrificante de espessura *h*, constituída por um empilhamento de camadas horizontais. A força *F* provoca a deformação da pilha por escorregamento de umas camadas sobre as outras, como num baralho de cartas. A camada em contacto com a placa move-se com velocidade *U* enquanto aquela que está em contacto com a superfície estacionária se supõe ter uma velocidade nula. As camadas intermédias têm uma velocidade que depende da distância *y* a que estão da superfície estacionária.

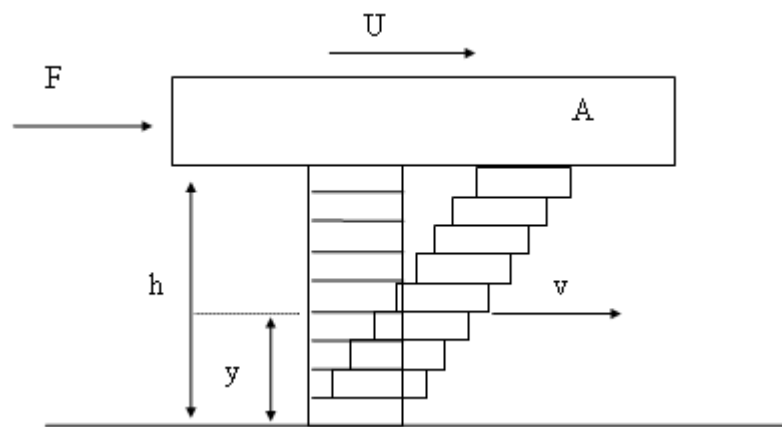


Figura 1. 1 – Escoamento laminar de um fluído.

A lei de Newton do escoamento viscoso linear estabelece que a tensão de corte no fluído é proporcional à taxa de variação da velocidade com *y*, ou seja:

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{du}{dy} \quad (1.1)$$

em que η é uma constante de proporcionalidade definida por viscosidade absoluta. A derivada du/dy é a taxa de variação da velocidade com a distância e pode ser designada

por taxa de corte ou gradiente da velocidade. A viscosidade η é portanto uma medida de resistência interna de atrito do fluído.

Admitindo que a taxa de corte é constante tem-se:

$$\frac{du}{dy} = \frac{U}{h} \quad (1.2)$$

de onde,

$$\tau = \frac{F}{A} = \eta \frac{U}{h} \quad (1.3)$$

A unidade de viscosidade absoluta, também designada por viscosidade dinâmica, é medida em Pascal Segundo ($Pa.s$) no Sistema Internacional e equivalente ao $N.s/m^2$.

Quando se utiliza o efeito da gravidade para causar o escoamento do fluído, fala-se da viscosidade cinemática (ν), que é inversamente proporcional à massa volúmica do fluído (ρ).

Assim, a expressão $\nu = \eta/\rho$ fornece a viscosidade cinemática em m^2/s , que é comumente representado por mm^2/s e que corresponde exactamente ao cSt (centistokes), que é a unidade geralmente utilizada.

Para melhor compreender o exposto e verificar as demais propriedades de um óleo lubrificante ver as referências [1, 2].

1.2.2. CARACTERIZAÇÃO DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES ESTUDADOS

Neste estudo foram considerados dois óleos base sem aditivos usados no fabrico de massas lubrificantes: O BO-MG1 que corresponde a um óleo base mineral, e o BO-EG1/2 que é um óleo base sintético do tipo éster orgânico, que apresenta baixa toxicidade e é biodegradável. Estes são óleos base de massas que também foram estudadas, e servirão como meio comparativo para facilitar o entendimento das mudanças de comportamento das massas correspondentes. As propriedades físicas destes óleos lubrificantes são apresentadas resumidamente na Tabela 1. 1. As propriedades de viscosidade foram obtidas no CETRIB por medições realizadas com o viscosímetro de Engler.

Tabela 1. 1 – Propriedades físicas dos óleos base usados nos ensaios.

Lubrificantes	BO-MG1	BO-EG1/2
Tipo do óleo base	Mineral	Éster
Biodegradabilidade (OECD 301 F)	-	>60%
Grau de Viscosidade (ISO VG)	220	166
a 40°C, mm ² /s(cSt), aprox.	230	91,8
a 100°C, mm ² /s(cSt), aprox.	17,5	14,5
LP@60°C (Lubricant Parameter)	1,77x10 ⁻⁹	0,623x10 ⁻⁹
Temperatura de trabalho admissível °C	-20; +130	-21; +140
Aplicação	Rolamentos	Diversas

1.3. MASSAS LUBRIFICANTES

Segundo a ASTM D288, uma massa lubrificante define-se como “Produto da dispersão dum agente espessante num lubrificante líquido, com uma consistência entre sólida e semifluida, podendo conter outros ingredientes destinados a conferir-lhe propriedades especiais.”.

A lubrificação com massas é deveras mais complexa que a lubrificação com óleo. O comportamento de uma massa lubrificante no interior de um contacto envolve a conjugação de múltiplos parâmetros que interagem simultaneamente e dos quais resultam fenómenos tribológicos, muitas vezes, complexos de avaliar. A caracterização (físico-química, estrutural, reológica, etc.) das massas lubrificantes a ensaiar é deste modo muito importante, principalmente das biomassas, sobre as quais existem ainda poucos estudos publicados.

Como vantagem sobre os óleos lubrificantes, as massas apresentam maior resistência às cargas, maior amortecimento das vibrações, volatilidade mais baixa, menor tendência para ocorrerem fugas e melhor capacidade vedante.

As massas lubrificantes incorporam três tipos de componentes que são: os óleos base, o espessante e os aditivos. Na Tabela 1. 2 encontram-se as várias opções de combinação destes constituintes que podem ser utilizados para produzir uma massa.

Tabela 1. 2 – Diferentes constituintes das massas lubrificantes.

Óleos Base	Espessante	Aditivos
Óleos minerais	Sabão de sódio	Anti-oxidantes
Óleos sintetizados	Sabão de cálcio	Anti-desgaste
Óleos vegetais	Sabão de lítio	Extrema pressão (EP)
Ésteres orgânicos	Sabão de alumínio	Inibidores de corrosão
Ésteres fosfatados	Complexos de sódio	Melhoradores do IV –
Polialfaolefinas	Complexos de cálcio	Índice de Viscosidade
Poliglicóis	Complexos de lítio	
Silicones fluoretados	Complexos de alumínio	
Silicones clorotados	Complexos de bário	
Álcoois “Perfluoroalkyl”	Carbono/grafite	
...	Poliureia	
	Polietileno	
	...	

A incorporação de aditivos nas massas lubrificantes tem finalidades idênticas às encontradas nos óleos lubrificantes. A diferença reside na incorporação do espessante, que lhe proporciona a consistência pastosa e funciona como “malha” de sustentação dos outros componentes. O espessante é normalmente constituído por, um sabão que é obtido pela reacção química (esterificação) entre uma base e uma gordura. O metal da base utilizado no fabrico do sabão é referenciado na caracterização da massa lubrificante. Assim, quando se diz que se trata de uma massa de lítio, indica-se que o sabão utilizado como espessante foi obtido através da esterificação de uma gordura com hidróxido de lítio. Embora menos frequentemente, pode ser utilizado espessantes não-sabões (ureia e bentonite, por exemplo).

A maior parte dos aditivos usados nos óleos podem também ser usados nas massas lubrificantes, mas em concentrações mais elevadas. As interacções existentes entre os aditivos e os espessantes devem ser sempre consideradas para a obtenção de uma massa com um determinado desempenho.

Por razões de toxicidade os aditivos de extrema pressão (EP) e anti-desgaste (AW) que contêm metais pesados, tais como Chumbo e Antimónio, não são permitidos, assim como a utilização de Zinco, que também é condicionada devido a problemas relacionados com a poluição de águas. Aditivos sem cinzas, tais como compostos com Fósforo, Enxofre ou Cloro, começam a ser preferidos. Estes aditivos, sobre condições

de pressão e temperatura severas, reagem quimicamente com as superfícies metálicas formando um filme protector (fosfatos ou sulfatos de ferro), evitando assim a ocorrência de desgaste em situações de lubrificação limite e/ou mista. Dentro deste tipo de aditivos, designados como “aditivos tribológicos”, também se incluem os modificadores de atrito, que são compostos de ácidos gordos, álcoois gordos, aminas gordas e amidos. Os grupos funcionais destes compostos são polares e, por isso, são facilmente absorvidos pelas superfícies metálicas protegendo-as quando deslizam uma sobre a outra [4].

Os agentes de untuosidade são polímeros de elevado peso molecular que melhoram as propriedades de aderência da massa às superfícies metálicas.

As massas lubrificantes podem conter também compostos que afectam a estrutura do espessante e que, de certo modo, actuam como aditivos. Esses compostos são essencialmente água, glicerol, ácido gordo em excesso e metais alcalinos (ou hidróxidos) em excesso. As interacções entre estes compostos e os aditivos, como por exemplo, entre os aditivos EP e o glicerol ou ácido esteárico, podem afectar severamente o desempenho de uma massa [4].

Enquanto num óleo lubrificante se pretende assegurar a sua boa fluidez indicada pelo valor da viscosidade e do índice de viscosidade, numa massa lubrificante o mais importante é garantir a sua presença e adesão ao componente a lubrificar. Ou seja, pretende-se que, em regime de serviço, a massa lubrificante tenha uma consistência de equilíbrio para que não amoleça demasiado para não escorrer e não endureça de forma a não prender o movimento.

1.3.1. CARACTERIZAÇÃO DAS MASSAS LUBRIFICANTES ESTUDADAS

Seis massas lubrificantes diferentes foram estudadas: As massas MG1 e MG2 que são formuladas a partir de óleo base mineral e espessante de lítio, as massas PG1 e PG2 que são espessadas com polímeros não iónicos (EPOCHTM) sendo a PG1 formulada com óleo base sintético polialfaolefinico (PAO) e a PG2 com uma mistura de um óleo base sintético diéster com um óleo base vegetal, e as massas EG1 e EG2 que contêm um óleo base do tipo éster com espessantes de lítio e cálcio (EG1) e poliureia (EG2). As massas minerais não são biodegradáveis, enquanto as de base éster e uma das poliméricas (PG2) passaram pelos testes de biodegradabilidade (OECD 301F e

SS155470 class B) e de eco-toxicidade (OECD 202). As propriedades físicas destas massas são apresentadas na Tabela 1. 3, cujas propriedades de viscosidade e o parâmetro lubrificante LP@60°C foram obtidos com os óleos base correspondente a cada uma das massas lubrificantes. As demais características das massas usadas são encontradas nas folhas de informação do produto (ver anexo 1).

Tabela 1. 3 – Propriedades físicas das massas lubrificantes usadas neste estudo.

Lubrificantes-Designação	MG1	MG2	EG1	EG2	PG1	PG2
Lubrificação-Nome comercial	Renolit	Centoplex	FP00	FP60	Noion	UPL
Tipo do óleo base	Mineral	Mineral	Ester	Ester	Sintético	Sintético
Biodegradabilidade (%)	-	-	>60	60	-	>60
Toxidade (%)	-	-	>45	>45	-	>45
Grau de Viscosidade (ISO VG)	220		166	166		
Viscosidade a 40°C (cSt)	230	180	91,8	91,8	47	200
Viscosidade a 100°C (cSt)	17,5	14	14,5	14,5	8	30
LP@60°C x10 ⁻⁹ (Lubricant Parameter)	1,77	1,404	0,623	0,623	30,5	1,507
Número NLGI (DIN 518181)	2	2	2	2	2	2
Ponto de Gota (°C)	185	≥190	>180	>181	>140	154
Aditivos EP	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Tipo de Espessante	Li	Li	Li/Ca	Li/Ca- Poliureia	EPOCH™	EPOCH™
Temperatura de operação (°C)	-20; +130	-20;+130	-30; +120	-30; +120	-35; +120	-25; +80
Tipo de Aplicação	Rolamentos	Diversas	Diversas	Diversas	Diversas	Diversas

As massas PG1 e PG2 apresentam uma nova tecnologia que, por usarem espessantes não polares (polipropileno), favorecem a acção dos aditivos, que agem com mais eficiência por serem polares (Figura 1. 2 [5]).

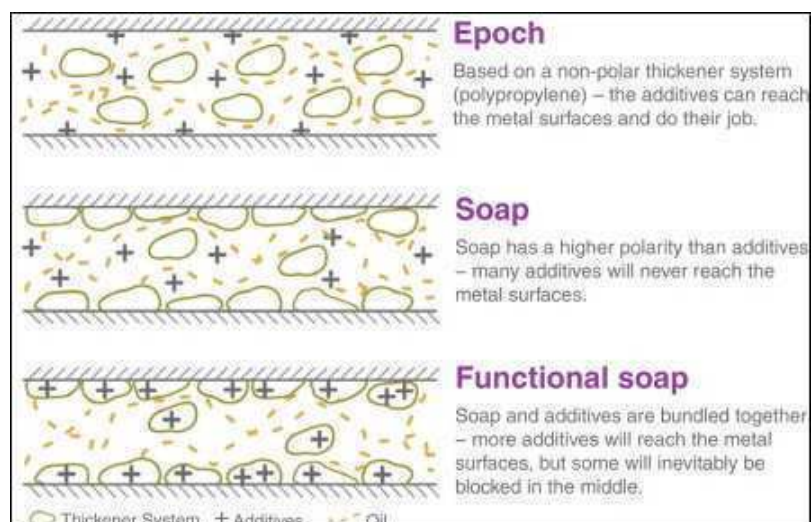


Figura 1. 2 – Acção da tecnologia EPOCHTM no contacto de rolamentos [5]

O desempenho de uma massa lubrificante depende fortemente das características individuais de cada um dos seus constituintes (espessante, óleo(s) base e aditivos), assim como das interacções existentes entre eles. O processo de fabrico envolvido na incorporação de todos esses constituintes e as condições de operação a que vai estar submetida, influencia directamente o modo como uma determinada massa se comporta em serviço. Assim, para se avaliar o comportamento de uma massa lubrificante, vários parâmetros terão que ser considerados em simultâneo, resultando desta forma uma análise de significativa complexidade.

Contudo, várias características podem ser medidas por testes e ensaios normalizados, sendo depois o seu significado atribuído com as devidas limitações. A maior parte dos ensaios são normalizados pela ASTM e DIN. Na Tabela 1. 4 são referidos alguns destes testes.

Tabela 1. 4 – Testes ASTM importantes em massas lubrificantes.

Testes ASTM	Descrição
D217-97	Determinação da penetração por cone
D566	Ponto de gota
D1092-93	Viscosidade aparente
D1264-96	Características de lavagem por água
D1742-88	Separação do óleo durante armazenagem
D1743-94	Propriedades preventivas na corrosão
D2509-93	Capacidade de carga (Timken Test)
D2266-91	Resistência ao desgaste (Four-Ball Wear Test)
D2596-91	Resistência à soldadura (Four-Ball EP Test)

Algumas características de maior importância são:

- Penetração (indica a consistência da massa);
- Ponto de Gota (indica a temperatura a que se inicia a liquefacção);
- Tipo de espessante;
- Viscosidade da mistura dos óleos base usados na sua composição.

A penetração de uma massa lubrificante, por exemplo, serve como factor de classificação e selecção desde 1938 quando foram classificadas pelo NLGI (National Lubricating Grease Institute), ver Tabela 1. 5.

Tabela 1. 5 – Classificação NLGI de massas lubrificantes segundo ASTM D937.

Numero NLGI	Aspecto	Penetração ASTM trabalhada (1/10 mm)	Aplicação
000	Semi-fluida	445-475	Engrenagens
00		400-430	
0		355-385	
1		310-340	
2	Creмоса	265-295	Rolamentos
3		220-250	
4		175-205	
5	Esپessa	130-160	Block
6	Sólida	85-115	

No entanto, a consistência das massas aumenta com o aumento da concentração do espessante, e com isso algumas das suas características são alteradas.

Como descrito anteriormente, além do tipo de sabão e da sua consistência, duas outras características são importantes para prever o comportamento em serviço de uma massa lubrificante: o **ponto de gota** (temperatura em que se inicia a sua liquefacção) e a **viscosidade** da mistura dos óleos base utilizados na sua composição.

Existem ainda vários testes específicos para aferir o desempenho das massas lubrificantes: resistência à carga, separação do óleo, comportamento na presença de água, etc. No entanto, muitas vezes uma massa é simplesmente classificada pelas propriedades físico-químicas do seu óleo base e dos seus espessantes em função da dificuldade de obter uma caracterização mais detalhada.

1.3.2. REOLOGIA DAS MASSA LUBRIFICANTES

A reologia é o estudo do escoamento e deformação da matéria, ou seja, é o estudo do comportamento de fluidez. Os componentes de um fluido podem apresentar diferentes formas geométricas, características diversas de ligação e tamanhos variados, o que lhes confere comportamentos distintos. Alguns produtos possuem uma única viscosidade a uma dada temperatura independentemente da força de corte e são denominados fluidos newtonianos. No entanto, a maioria dos fluidos apresenta um comportamento reológico mais complexo e a determinação da viscosidade não é um tópico simples. Assim, a reologia revela-se importante quando se pretende investigar as propriedades e o comportamento mecânico de corpos que sofrem uma deformação (sólidos elásticos) ou um escoamento (fluido: líquido ou gás) devido à acção de uma tensão de corte (num corpo sujeito a uma força cortante, força por unidade de área da secção transversal). As massas lubrificantes apresentam um comportamento intermédio entre esses dois extremos, apresentando tanto características viscosas como elásticas, e por isso, são designadas de visco-elásticas.

Para caracterizar o comportamento em serviço de uma massa lubrificante é fundamental conhecer alguns dos principais parâmetros reológicos que as regem, como por exemplo, a viscosidade aparente, a tensão crítica, o módulo elástico e viscoso, etc.

Para as massas lubrificantes não é possível atribuir uma dada viscosidade sem referir a taxa de corte e a temperatura a que está submetida, uma vez que, sendo um fluido não newtoniano, a sua viscosidade varia com a taxa de deformação aplicada, com a pressão e com a temperatura. Deste modo, esta propriedade designa-se sempre como viscosidade aparente.

A tensão crítica é a tensão mínima requerida para o material fluir em resultado da fractura ou alteração da sua microestrutura. Uma massa lubrificante possuindo uma tensão crítica, é tipicamente tixotrópica (possui um efeito de memória na alteração da sua microestrutura), sensível ao corte, termicamente vulnerável e susceptível ao envelhecimento. Um fluido estruturado, como é o caso de uma massa lubrificante, é conhecido como sendo microestruturalmente complexo e por isso, é conveniente definir técnicas de medição precisas e fiáveis para avaliar o seu comportamento à cedência [6]. Existem vários factores relacionados com a microestrutura de uma massa lubrificante que determinam as suas propriedades reológicas, tais como, as interacções entre os seus vários constituintes, as suas ligações estruturais, as propriedades intrínsecas de cada

constituente, o comportamento entre as diferentes fases presentes, a sua reologia e a estrutura individual de cada uma dessas fases. A tensão de cedência e a viscoelasticidade linear de uma massa estão directamente relacionadas com a sua malha estrutural, ou melhor, com a malha gerada pela interacção do(s) espessante(s) com o(s) óleo(s) base e o(s) aditivo(s).

Ainda não está definido um método normalizado para a determinação da tensão de cedência, existindo diferentes conceitos para essa propriedade [7]. Um dos temas sublinhados por Barnes e Walters [8] é que a tensão de cedência pode ser designada como a tensão crítica para gerar o efeito de reofuidificação (*shear-thinning*), onde abaixo da tensão crítica o sistema apresenta um patamar newtoniano na viscosidade devido a uma deformação lenta (*creep response*). Uma outra grande dificuldade na determinação da tensão de cedência e que normalmente é esquecida, é que se trata de uma propriedade dependente do tempo. Este comportamento tixotrópico é o resultado de alterações da microestrutura durante a aplicação de uma tensão, de tal forma que, até um material semi-sólido flui se for submetido a baixas tensões durante um tempo determinado.

Em massas lubrificantes, utilizam-se frequentemente dois modelos reológicos para determinar a tensão de cedência: o modelo de Herschel-Buckley e o modelo de Cross modificado [9]. O primeiro descreve o comportamento do material com a tensão de cedência e com a reofluidificação (*shear-thinning*), sob tensões acima do limite de elasticidade do material, e o segundo, descreve a curva de viscosidade do material considerando os valores de viscosidade com cisalhamento zero e com cisalhamento infinito.

Para se conhecerem alguns destes parâmetros reológicos nas massas lubrificantes em estudo, realizaram-se medições utilizando o reómetro Physica MCR 301 da Anton Paar (ver Figura 1. 3). Todos os ensaios referentes a caracterização reológicas das massas foram realizados pela engenheira Beatriz Graça, que além dos ensaios auxiliou-me fortemente na interpretação dos resultados.



Figura 1. 3 – Reômetro Physica MCR 301

Todas as medições foram feitas à temperatura ambiente num sistema de medição do tipo cone-prato (CP50-2), que se encontra esquematizado na Figura 1. 4.

	Raio Cone (R)	4,997mm
	Ângulo Cone (α)	2,020°
	Truncagem Cone (d)	0,054mm

Figura 1. 4 – Parâmetros do sistema de medição cone-prato CP50-2.

As medições realizadas foram obtidas em dois regimes distintos:

- Escoamento – aplicando patamares crescentes na taxa de deformação ($\dot{\gamma}$) (10^{-2} a 10^{-3} s^{-1}) e medindo a tensão de corte (τ) e a viscosidade aparente (η);
- Oscilatório – aplicando taxas de deformação oscilatórias (10^{-3} e 10^{-2} s^{-1}) de amplitude crescente, mas com frequência constante (10 Hz), e assim obter os valores da tensão crítica (τ_c), do módulo elástico (G') e viscoso (G''), entre outros.

O procedimento da colocação da amostra de massa no reómetro apresenta-se como um dos aspectos críticos da medição, uma vez que o excesso de amostra, ou a sua incorrecta colocação, irá produzir erros de medição significativos. Assim, os procedimentos previamente definidos envolveram a utilização de uma seringa plástica para medir e colocar 1,14 ml de massa na zona central do prato, que ao ser pressionada pelo ajustamento automático do cone, irá ser espalhada uniformemente preenchendo unicamente o espaço entre o prato e o cone.

Na Tabela 1. 6 apresentam-se alguns parâmetros reológicos obtidos com as medições realizadas em regime oscilatório:

Tabela 1. 6- “Gel Point” e “LVE” das massas lubrificantes em estudo.

Lubrificante	Gel Point		End of Linear Viscoelastic Region (LVE)	
	τ (Pa)	$G'=G''$ (Pa)	τ (Pa)	$\dot{\gamma}$ (%)
MG1	140	782	3,34	0,01
MG2	945	1174	18,9	0,05
EG1	38	1421	11	0,1
EG2	43	778	11,1	0,1
PG1	953	797	29,6	0,05
PG2	125	133	8,4	0,1

Com o parâmetro “Gel Point” ($G'=G''$), conhecemos a taxa de deformação ($\dot{\gamma}$) em que a massa começa a exibir características mais fluidas e diminuir a sua viscosidade (ver Figura 1. 5), este estágio é caracterizado pelo ponto de inflexão da curva da viscosidade pelo tempo. O LVE define o limite da massa com um comportamento viscoelástico linear, em que a partir de uma determinada tensão de corte (τ) o módulo elástico G' não é linear e começa a decrescer. (ver Figura 1. 6).

Nas figuras 1. 5, 1. 6 e 1. 7 pode ser observada a evolução de alguns parâmetros reológicos para as massas analisadas, em função da taxa de deformação e da tensão de corte.

Vale salientar que os resultados encontrados ajudaram na comparação das massas lubrificantes mas não são parâmetros conclusivos na comparação com o momento de atrito medido e com as espessuras de filme lubrificante calculadas. Este facto resulta da diferença entre as exigências que o lubrificante é submetido nos ensaios reológicos e de

medição do momento de atrito interno. Nos ensaios reológicos, as tensões de corte e as taxas de deformação aplicadas são bem inferiores quando comparadas aos ensaios para determinação do momento de atrito.

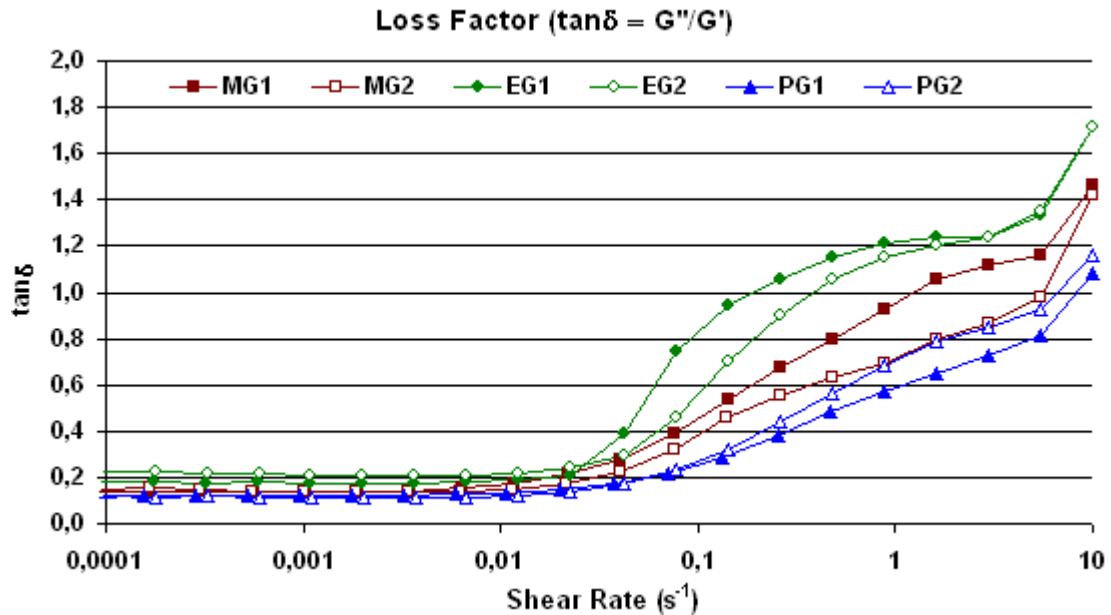


Figura 1. 5 – Variação do factor perda ($\tan\delta$) com a taxa de deformação.

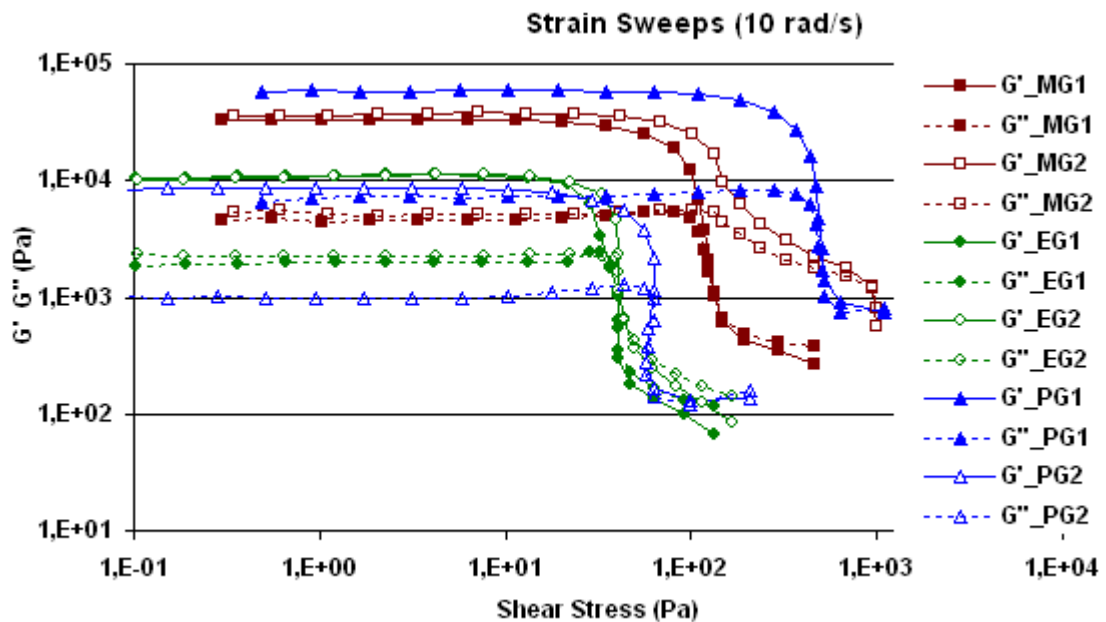


Figura 1. 6 – Variação do Módulo Elástico (G') e do Módulo Viscoso (G'') com a tensão de corte.

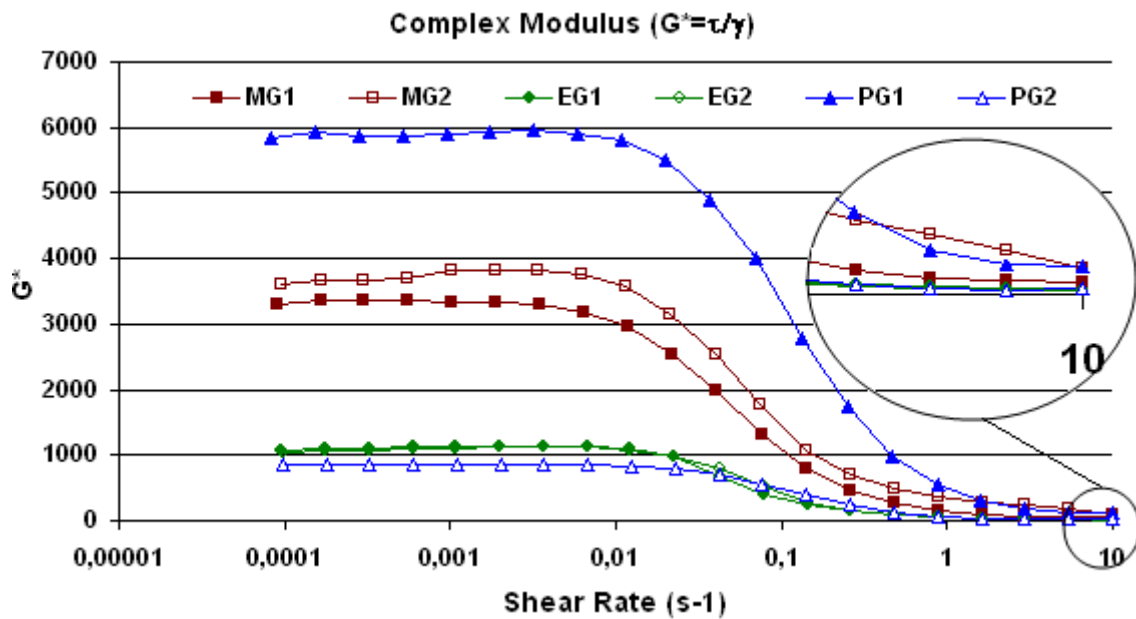


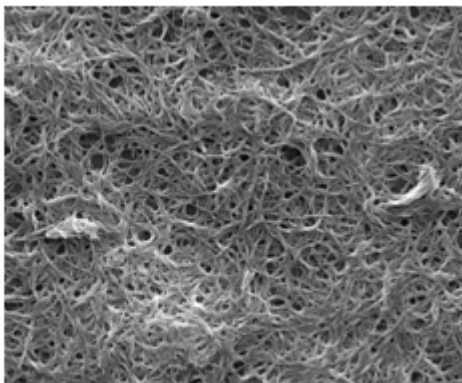
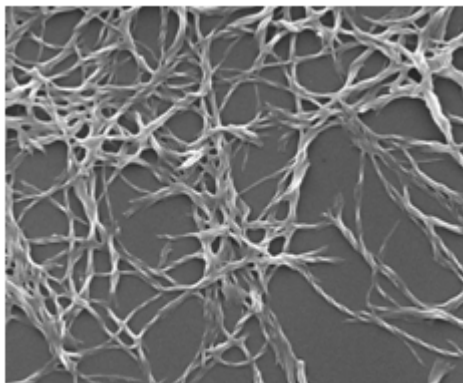
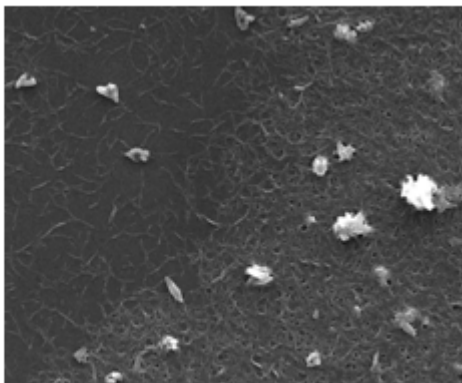
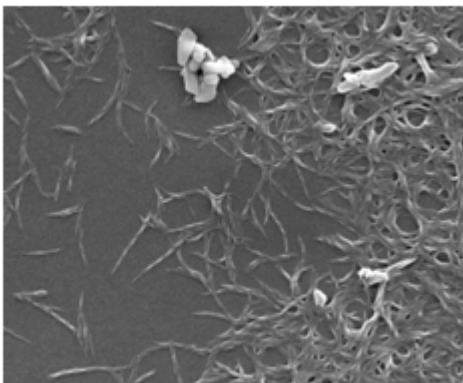
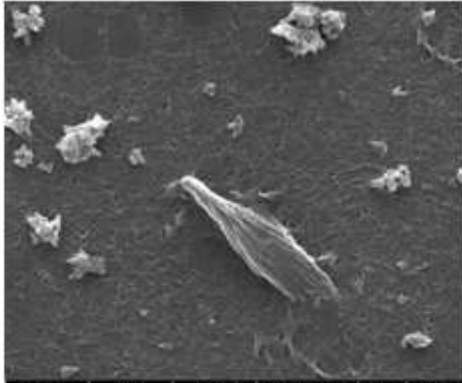
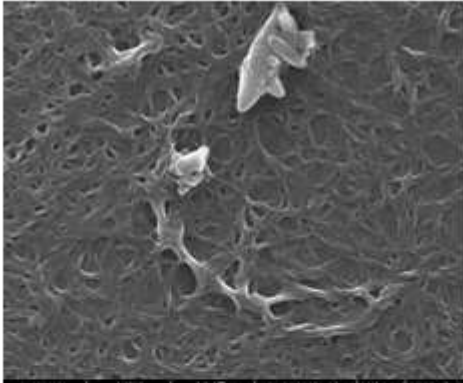
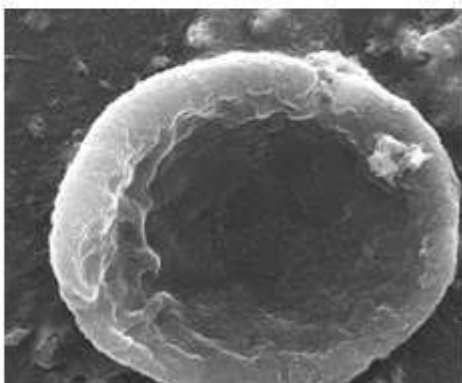
Figura 1. 7 – Variação do Módulo Complexo (G^*) com a taxa de deformação.

O módulo de elasticidade G' é, segundo alguns investigadores, um factor que apresenta influência directa no comportamento tribológico das massas [10,11]. As massas PG1 e PG2 apresentam óleos base muito distintos, o que pode justificar a diferença de comportamento entre estas, Figura 1. 6 e Figura 1. 7, já as massas minerais MG1 e MG2, assim como as massas ésteres EG1 e EG2 apresentam comportamentos semelhantes, podendo-se daí concluir que as diferenças perceptíveis existentes permitem classificar as massas pela natureza do par óleo base + espessante e que o óleo base tem maior peso de importância.

Para complementar a caracterização reológica, uma das massas minerais (MG1) e as massas ésteres biodegradáveis (EG1 e EG2), que são ambas espessadas com 12-hidroxiesteárico de lítio, foram analisadas por microscopia electrónica (SEM), para assim avaliar as diferenças na microestrutura de cada uma delas. Esta caracterização por microscopia electrónica será também realizada para as massas lubrificantes restantes.

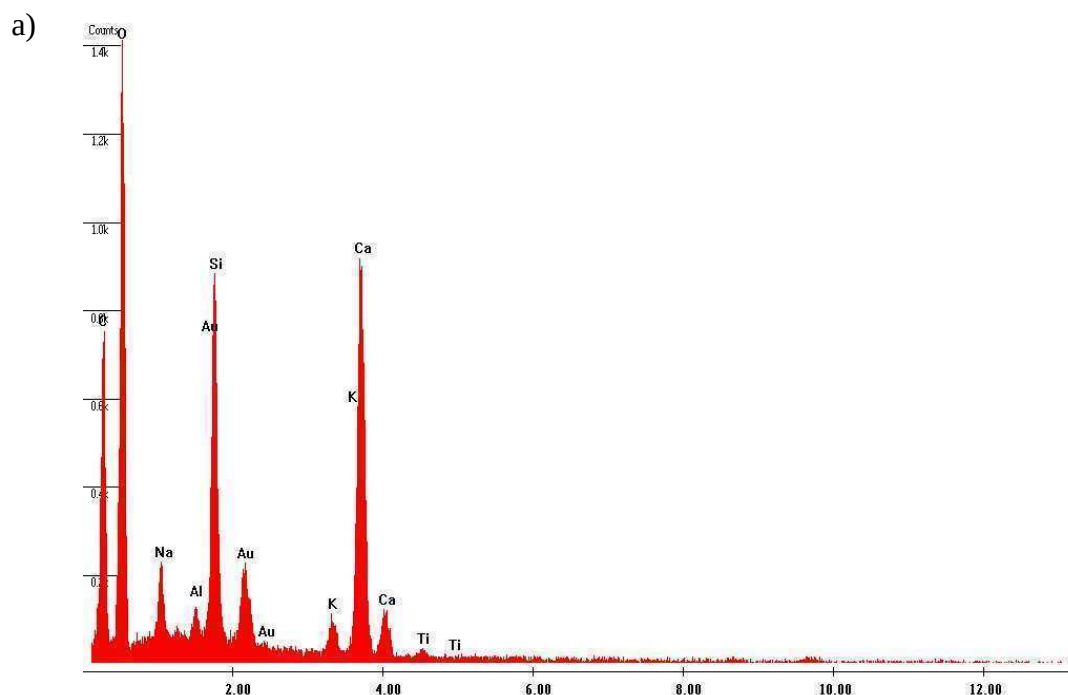
Na Tabela 1. 7 encontram-se as microfotografias obtidas usando diferentes ampliações.

Tabela 1. 7 - Microestrutura do espessante das massas MG1, EG1 e EG2

MG1	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>spot</td></tr><tr><td>10 000 x</td><td>15.00 kV</td><td>11.9 mm</td><td>2.71e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>2.5</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	spot	10 000 x	15.00 kV	11.9 mm	2.71e-3 Pa	ETD	2.5	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>spot</td></tr><tr><td>25 849 x</td><td>15.00 kV</td><td>11.9 mm</td><td>7.99e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>3.0</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	spot	25 849 x	15.00 kV	11.9 mm	7.99e-3 Pa	ETD	3.0
mag	HV	WD	pressure	det	spot																					
10 000 x	15.00 kV	11.9 mm	2.71e-3 Pa	ETD	2.5																					
mag	HV	WD	pressure	det	spot																					
25 849 x	15.00 kV	11.9 mm	7.99e-3 Pa	ETD	3.0																					
EG1	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>spot</td></tr><tr><td>10 000 x</td><td>15.00 kV</td><td>12.0 mm</td><td>0 Pa</td><td>ETD</td><td>2.5</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	spot	10 000 x	15.00 kV	12.0 mm	0 Pa	ETD	2.5	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>spot</td></tr><tr><td>30 000 x</td><td>15.00 kV</td><td>12.0 mm</td><td>0 Pa</td><td>ETD</td><td>2.5</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	spot	30 000 x	15.00 kV	12.0 mm	0 Pa	ETD	2.5
mag	HV	WD	pressure	det	spot																					
10 000 x	15.00 kV	12.0 mm	0 Pa	ETD	2.5																					
mag	HV	WD	pressure	det	spot																					
30 000 x	15.00 kV	12.0 mm	0 Pa	ETD	2.5																					
EG2	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>mode</td></tr><tr><td>10 000 x</td><td>30.00 kV</td><td>10.7 mm</td><td>3.32e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>SE</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	mode	10 000 x	30.00 kV	10.7 mm	3.32e-3 Pa	ETD	SE	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>mode</td></tr><tr><td>30 000 x</td><td>30.00 kV</td><td>10.7 mm</td><td>2.90e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>SE</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	mode	30 000 x	30.00 kV	10.7 mm	2.90e-3 Pa	ETD	SE
mag	HV	WD	pressure	det	mode																					
10 000 x	30.00 kV	10.7 mm	3.32e-3 Pa	ETD	SE																					
mag	HV	WD	pressure	det	mode																					
30 000 x	30.00 kV	10.7 mm	2.90e-3 Pa	ETD	SE																					
	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>mode</td></tr><tr><td>10 000 x</td><td>30.00 kV</td><td>10.7 mm</td><td>6.53e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>SE</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	mode	10 000 x	30.00 kV	10.7 mm	6.53e-3 Pa	ETD	SE	 <table><tr><td>mag</td><td>HV</td><td>WD</td><td>pressure</td><td>det</td><td>mode</td></tr><tr><td>30 000 x</td><td>30.00 kV</td><td>10.7 mm</td><td>4.98e-3 Pa</td><td>ETD</td><td>SE</td></tr></table>	mag	HV	WD	pressure	det	mode	30 000 x	30.00 kV	10.7 mm	4.98e-3 Pa	ETD	SE
mag	HV	WD	pressure	det	mode																					
10 000 x	30.00 kV	10.7 mm	6.53e-3 Pa	ETD	SE																					
mag	HV	WD	pressure	det	mode																					
30 000 x	30.00 kV	10.7 mm	4.98e-3 Pa	ETD	SE																					

Como pode ser observado, o espessante de lítio presente na massa de base mineral MG1 possui uma estrutura formada por fibras mais longas do que nas massas de base éster EG1 e EG2. Nestas duas massas biodegradáveis, encontram-se compostos adicionais, o cálcio (em forma de cristais) e a poliureia (partículas esféricas). O efeito da presença destes elementos na estrutura do espessante pode alterar o desempenho tribológico das massas, em particular, a espessura de filme e o binário de atrito [4, 6].

Utilizando uma análise adicional por raio-x (EDX - Energy Dispersive X-ray) confirmou-se a composição dos cristais de cálcio na massa EG1 (ver espectro (a) na Figura 1. 8). A presença dos outros elementos (Si, Na, K and Ti) deve-se à composição química do substrato de vidro, conforme se pode verificar pelo espectro (b) obtido pela análise EDX realizada ao substrato de vidro. A presença de ouro (Au) está associada com o revestimento condutor que foi necessário colocar no substrato para proceder a esta análise no microscópio electrónico. As partículas esféricas de poliureia, presentes na massa biodegradável EG2, não foram identificáveis por esta técnica de análise.



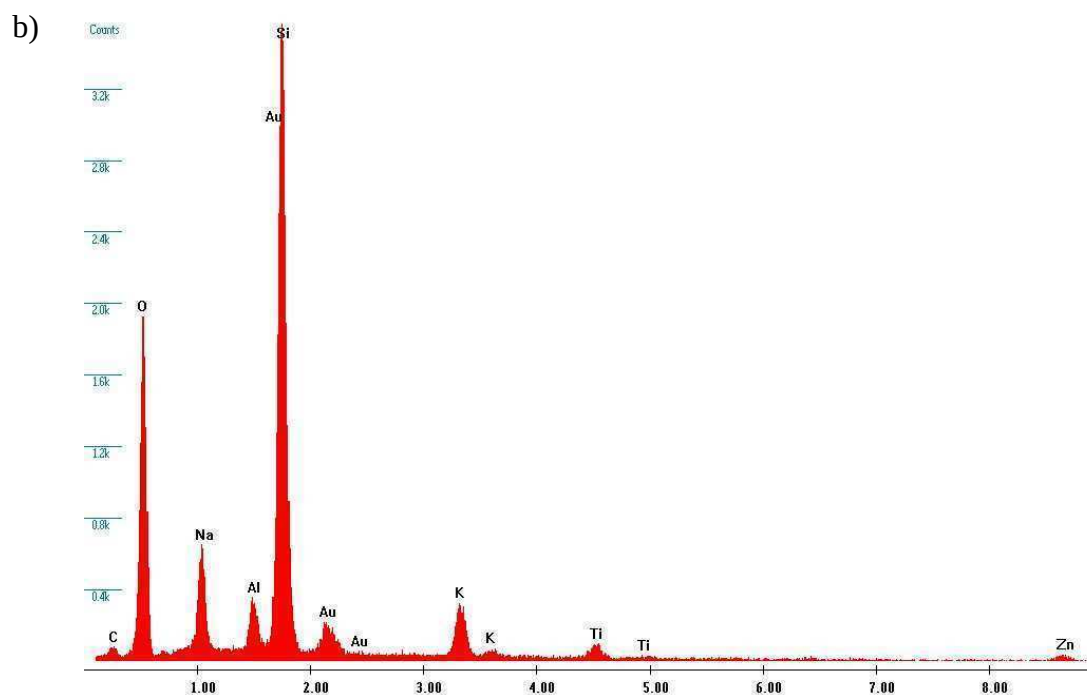


Figura 1. 8 - Análise da massa EG1 por EDX dos cristais de cálcio (a) e no substrato de vidro (b).

2. MÉTODOS, PROCESSOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

2.1. INTRODUÇÃO

Apesar do uso intensivo de massas lubrificantes existe pouco entendimento sobre seu comportamento quando solicitada. Os efeitos de temperatura, velocidade e pressão no filme lubrificante são conhecidos, no entanto, os mecanismos envolvidos não são bem entendidos [11], principalmente quando se trata de massas biodegradáveis e de baixa toxicidade. O entendimento do comportamento tribológico das massas está em constante estudo [10, 11, 12 13, 14, 15] pois a lubrificação é o meio mais eficaz de reduzir as perdas de potência e o desgaste, que são factores económicos de grande importância. Assim, torna-se necessário desenvolver métodos que permitam comparar o desempenho entre as massas lubrificantes.

Neste sentido, foi projectado e fabricado um sistema mecânico de porta-rolamento acompanhado de instrumentação adequada, o qual pode ser montado numa Máquina de 4 Esferas permitindo medir o momento de atrito interno em rolamentos e as temperaturas de funcionamento do lubrificante e do porta-rolamento em diversos pontos.

Os valores medidos do momento de atrito interno e da temperatura do porta-rolamento permitem calcular a potência dissipada e o calor evacuado, em função do lubrificante usado e das condições de funcionamento consideradas.

Em seguida apresentam-se detalhadamente as adaptações que foram realizadas para determinação da perda de potência gerada por cada lubrificante.

2.2. ADAPTAÇÃO DA MÁQUINA DE 4 ESFERAS

Na Figura 2. 1 mostra-se o conjunto porta-rolamento e o transdutor de binário que substitui o sistema original de suporte e placa de aquecimento (ver anexo2) usados no ensaio de 4 esferas. Na mesma figura são visíveis os diferentes sensores de temperatura.

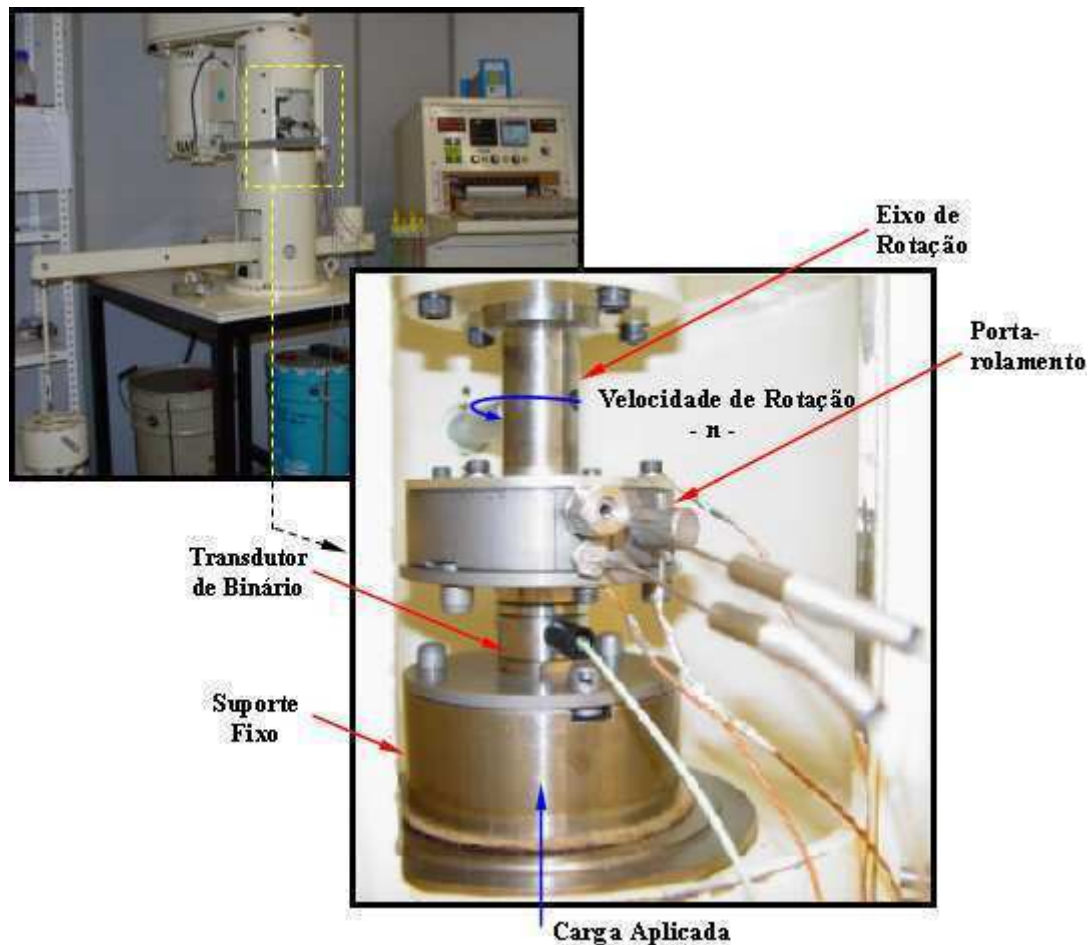


Figura 2. 1 – Conjunto porta-rolamento montado na Máquina de 4 Esferas

2.2.1. PORTA-ROLAMENTO

O porta-rolamento, representado na Figura 2. 2 é constituído por dois componentes: o eixo superior accionado pelo veio motor da máquina, onde é montada a pista interior (ou superior) do rolamento, e o anel inferior que mantém imóvel a pista exterior (ou inferior) do rolamento, para além de ser o meio de ligação ao porta-rolamento e ao transdutor de binário. Os desenhos de fabrico são apresentados no anexo 3.

O porta-rolamento está instrumentado com 4 termopares do tipo **K** para medição da temperatura em 4 locais diferentes: o banho de óleo (I) e as paredes lateral interior (II) e exterior (IV) e, ainda, a parede superior exterior (III) do porta-rolamento.

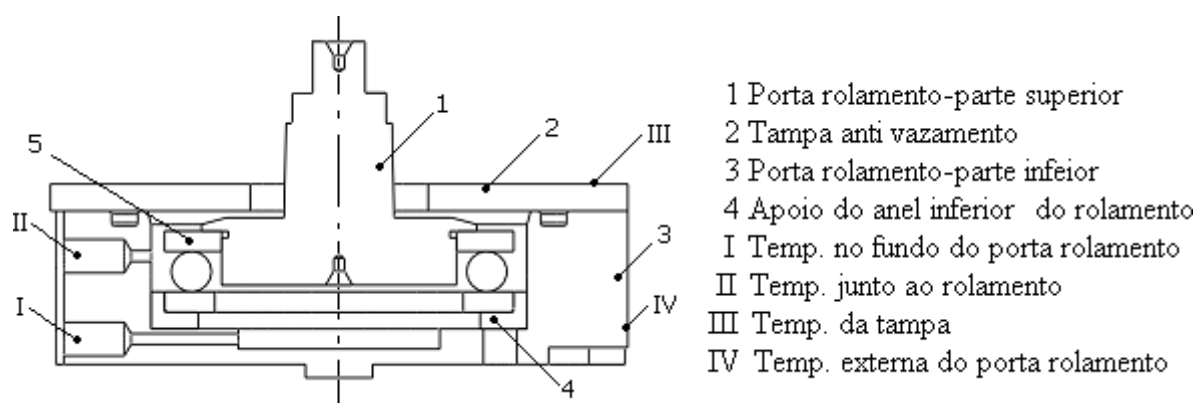


Figura 2. 2 – Porta-rolamento e pontos de medição da temperatura.

O porta-rolamento permite a montagem de vários tipos de rolamentos, nomeadamente, rolamentos axiais de esferas, de contacto angular e de rolos cónicos, até um diâmetro exterior máximo de 56 mm, podendo estes ser lubrificados com óleo ou massa. As limitações de geometria impostas pela Máquina de 4 Esferas e pelo porta-rolamento permitem ensaiar apenas os rolamentos dentro dos limites mínimos e máximos apresentados pela Tabela 2. 1. Consoante o tipo de rolamento a ser ensaiado pode ser necessário a substituição dos componentes 1 e 4 apresentados na Figura 2. 2.

Tabela 2. 1 – Designação e características mínimas e máximas dos rolamentos que podem ser montados no porta-rolamento (SKF-Rolamentos, 2008 [16]).

Dimensões Principais			Carga Dinâmica	Velocidade máx.	Referência
d	D	H	C		
mm	mm	mm	KN	r/min.	-
Rolamento axial de esferas de uma carreira de esferas					
17	30	9	11,14	12000	51103
35	52	12	19,90	7500	51107
Rolamento de contacto angular de uma carreira de esferas					
17	40	12	11,00	22000	7203
20	47	14	13,30	18000	7204
Rolamento de rolos cónicos de uma carreira de rolos					
15	42	14,25	22,40	18000	30302 J2
17	40	13,25	19,00	18000	30203 J2

2.2.2. TRANSDUTOR DE BINÁRIO

Foi seleccionado um transdutor de binário da marca KISTLER, Tipo 9339A [17], o qual utiliza uma tecnologia de sensores piezoelétricos. As suas principais características são apresentadas na Tabela 2. 2. Este tipo de transdutores que usam sensores piezoelétricos, asseguram uma elevada precisão de medição mesmo quando a solicitação aplicada é pequena quando comparada com a gama de medição disponível.

Quando uma solicitação mecânica actua sobre o transdutor, os cristais piezoelétricos modificam a corrente eléctrica de alimentação. A diferença de sinal é muito baixa, sendo necessário proceder à amplificação e condicionamento do sinal, através de um amplificador KISTLER, Tipo 5015A [18]. O sinal de saída é proporcional à solicitação mecânica aplicada, podendo ser guardado pelo *software* de suporte do sistema.

Tabela 2. 2 – Características do transdutor de binário.

Transdutor de Binário		Unidade	9339A
Faixa de medição	Mz	N.m	-10...10
Sobre Carga	Mz	N.m	-12/12
Sensibilidade		pC/N.m	-460
Tensão/Compressão máx.	Fz	KN	-5/12
Força Lateral máx.	$F_{x,y}$	KN	1,5
Momento Fletor máx.	$M_{x,y}$	N.m	15
Temperatura de operação		°C	-40...120

Este tipo de transdutor de binário apresenta como principal limitação o *drift*, que são alterações indesejáveis não lineares do sinal de saída consoante o tempo de medição e o gradiente de temperatura. Para melhor entendimento sobre o *drift* apresentado por este sistema de medição devem ser consultadas as referências [17, 18].

De modo a preservar o transdutor de binário, permitir a sua ligação ao portalamento e auxiliar a sua montagem na Máquina de 4 Esferas, este está montado entre duas placas circulares 1 e 2, como se mostra na Figura 2. 3. A temperatura da placa superior é medida e registada ao longo de cada ensaio.

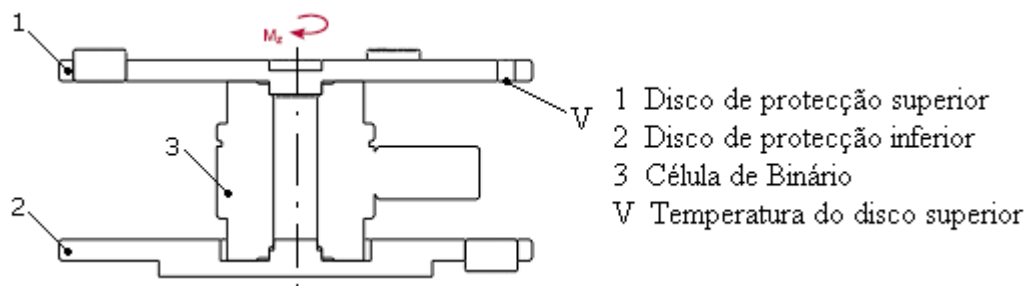


Figura 2. 3 – Montagem do transdutor de binário.

2.2.3. TERMOPARES

No total são utilizados 7 termopares tipo **K** com capacidade de medição entre -40 e 200°C e sensibilidade aproximada de 41μV/°C. Todos os termopares estão posicionados de modo a medir a temperatura em locais estratégicos para o cálculo da evacuação de calor e da viscosidade do lubrificante. Dois deles (VI e VII) registam a temperatura ambiente.

Termopares da Figura 2. 2

I - Regista a temperatura do lubrificante que se deposita no fundo do porta-rolamento.

II - Regista a temperatura junto ao rolamento.

III e IV - Registam temperaturas externas do porta rolamento em locais distintos para que se possa determinar a temperatura externa média do porta-rolamento.

Termopares da Figura 2. 3

V - Regista a temperatura externa do disco de protecção superior.

2.3. CONTROLE DA MÁQUINA E REGISTO DOS VALORES MEDIDOS

A monitorização de 4 termopares e do tacómetro é assegurada por um *hardware* específico. Utilizaram-se componentes normalizados da *PReletronics*, os quais podem ser vistos em www.prelectronics.com:

- 1 Fonte de Alimentação de 24V (PR2220);

- 2 Módulos de Aquisição do sinal dos Termopares tipo K com 4 entradas (PR6334A);

Por fim, fixou-se todos estes elementos numa calha DIN, conforme Figura 2. 4.

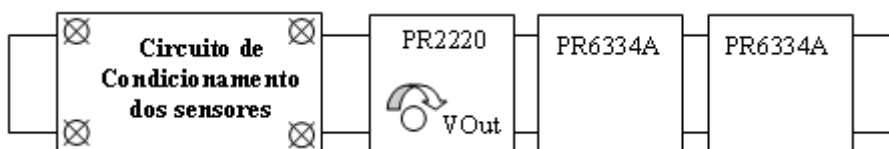


Figura 2. 4 – Montagem final do hardware.

O accionamento, monitorização, aquisição das medições e controlo do sistema é realizado por um programa específico, baseado na plataforma LabView®. O programa está instalado num computador Pentium 4 com 2,80GHz e 1 GB de RAM com capacidade de cálculo suficiente para a aquisição das medições realizadas durante os ensaios via placa - CB 68LP. Na Figura 2. 5 mostra-se a interface do programa com o utilizador do sistema.

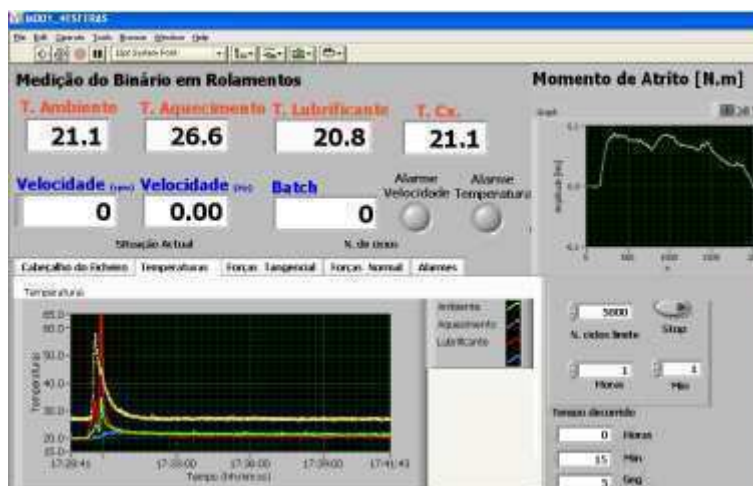


Figura 2. 5 - Programa para o accionamento, monitorização, aquisição das medições e controlo do sistema, baseado na plataforma LabView®.

2.4. PROCEDIMENTO DE ENSAIO

O procedimento de ensaio está condicionado por vários factores, nomeadamente, as limitações de operação da Máquina de 4 Esferas e as características do transdutor de binário. As condições de ensaio são impostas pelas capacidades de trabalho da Máquina

de 4 Esferas, restringindo os ensaios a combinações de carga axial e velocidade de rotação com limites de 7000 N e 2500 rpm, respectivamente. As características do transdutor de binário, em particular os erros de medição gerados pelo fenómeno de *drift* [18], temporal e térmico, impõem a realização de medições durante períodos de tempo curtos (foram usados períodos de medição da ordem de 120 segundos) e temperatura estabilizada (variações de temperatura inferiores a ± 2 °C).

A Figura 2. 6 mostra as várias medições efectuadas, já depois de processadas pelo sistema, para um ensaio realizado com um rolamento axial de esferas (ref^a SKF 51107), lubrificado com massa mineral, para uma velocidade de rotação de 1500 rpm e uma carga axial de 5000 N.

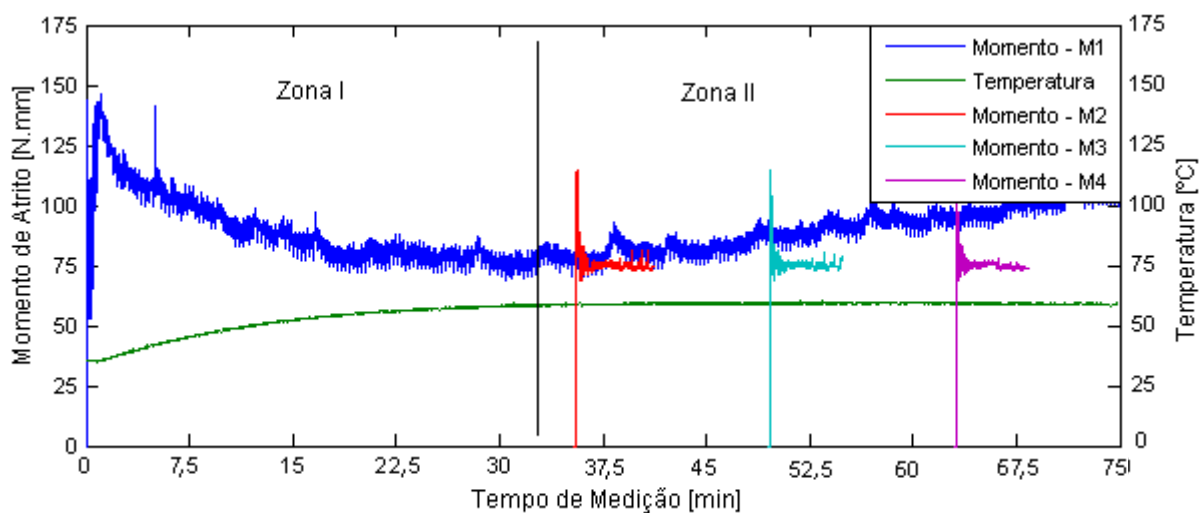


Figura 2. 6 – Valores medidos do binário interno e da temperatura durante o ensaio de um rolamento 51107 (n = 1500 rpm, Fa = 5000 N).

Na Figura 2. 6 pode-se observar o erro gerado pelo *drift* ao comparar a curva M1, com as curvas M2, M3 e M4. A curva M1 sofre uma influência significativa do *drift* térmico, essencialmente na Zona I, durante o período em que a temperatura aumenta até atingir um valor estável de funcionamento, enquanto o *drift* temporal acontece durante todo o ensaio, embora com particular incidência na Zona II, em que o valor do binário medido aumenta de forma contínua apesar da temperatura de funcionamento se manter constante. Como estas variações do sinal, para além de serem não lineares, não são reproduzíveis de ensaio para ensaio, não podem ser eliminadas de maneira sistemática ou automática.

Em função das restrições atrás apresentadas, definiu-se o seguinte procedimento de ensaio:

Realizar as medições do momento de atrito interno do rolamento na Zona II, em três períodos de dois minutos após ser atingida uma temperatura estável de funcionamento. As várias temperaturas (correspondentes aos 7 termopares instalados) são registadas ao longo de todo o ensaio.

2.5. CARACTERIZAÇÃO DOS ENSAIOS REALIZADOS

O plano de ensaios elaborado para medição do momento de atrito interno e da temperatura de funcionamento, Tabela 2. 3, foi realizado com rolamentos ref^a SKF 51107, submetidos a uma carga axial de 7000N, lubrificados com as massas e óleos lubrificantes descritos no capítulo 1, Tabela 1. 1 e Tabela 1. 3, e com velocidades de rotação que se situam numa gama entre 500 e 2000rpm. No conjunto de ensaios realizados, com cada lubrificante foi utilizado um rolamento novo.

Tabela 2. 3– Plano de ensaios para determinação do momento de atrito interno e temperaturas de funcionamento.

Ensaio realizado com massa lubrificante			
Massas	Carga Axial [N]	Qtd. Lubrificante [cm3]	Vel. de rotação [rpm]
MG1	7000	2	500/1000/1500/2000
MG2			
EG1			
EG2			
PG1			
PG2			
Ensaio realizado com óleo lubrificante			
Óleos	Carga Axial [N]	Qtd. Lubrificante [ml]	Vel. de rotação[rpm]
BO-MG1	7000	14	500/1000/1500/2000
BO-EG1/2			

Um segundo plano de ensaios foi elaborado para analisar as partículas de desgaste geradas pelos diferentes lubrificantes usados, cujas condições são apresentadas na

Tabela 2. 4. Um rolamento novo foi utilizado para cada lubrificante ensaiado durante 48h sob convecção forçada, o registo das temperaturas foi efectuado ao longo de todo ensaio e pode ser visto no anexo 4.

Tabela 2. 4 – Plano de ensaios para determinação do desgaste.

Ensaio realizado com massa lubrificante			
Massas	Carga Axial [N]	Qtd. Lubrificante [cm3]	Vel. de rotação [rpm]
MG1	7000	2	1000
EG1			
EG2			
PG1			
Ensaio realizado com óleo lubrificante			
Óleos	Carga Axial [N]	Qtd. Lubrificante [ml]	Vel. de rotação[rpm]
BO-MG1	7000	14	1000
BO-EG1/2			

2.5.1. VOLUME DE MASSA A UTILIZAR

O volume de massa inicialmente previsto para os ensaios com os rolamentos axiais de esferas 51107, Figura 2. 7, foi determinado pela Equação 2.1 [19].

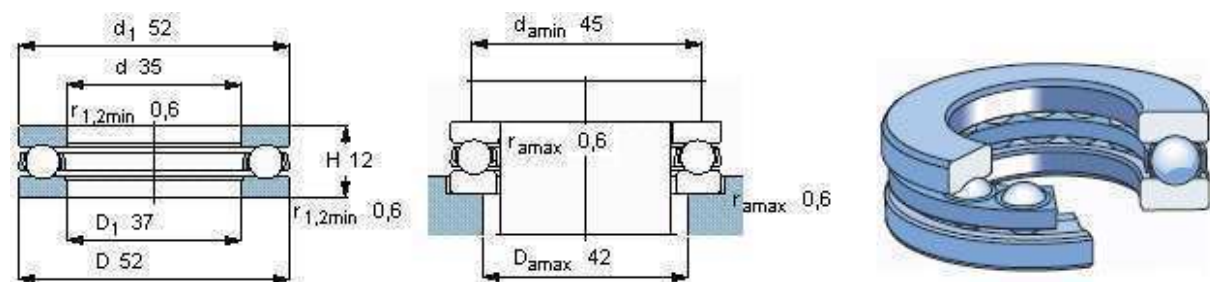


Figura 2. 7 – Dimensões do rolamento de ensaio utilizado, SKF 51107 [16]

$$Q_{initial} = 0,004 \cdot d_1 \cdot H \quad (2.1)$$

Onde:

$Q_{initial}$ = Quantidade de massa a aplicar no rolamento [cm³];

d_1 = Diâmetro externo do rolamento [mm];

H = Largura do anel externo [mm].

O volume de massa definido pela equação foi de $2,49 \text{ cm}^3$. No entanto, utilizou-se apenas 2 cm^3 de massa para todos os ensaios, uma vez que o excesso que ficava entre a parede do porta-rolamento e o rolamento poderia contribuir no aumento do momento de atrito interno.

Para garantir que o modo de lubrificação não comprometesse os resultados, uma seringa plástica graduada foi utilizada para medição do volume de massa aplicada nos rolamentos de esferas, adotando-se sempre a mesma metodologia de aplicação de massa, conforme Figura 2. 8.

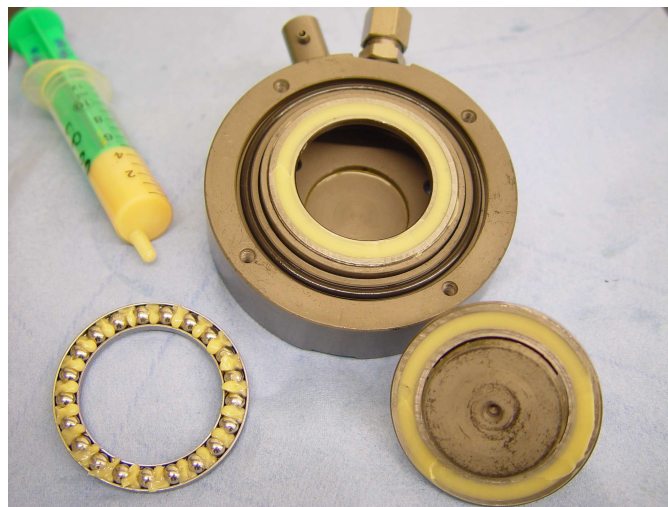


Figura 2. 8 – Aplicação de massa no rolamento

2.5.2. VOLUME DE ÓLEO A UTILIZAR

A lubrificação em banho de óleo é o modo mais simples de lubrificação com óleos. Neste tipo de lubrificação o nível de óleo deve ficar um pouco abaixo do centro do corpo rolante que ocupa a posição mais baixa do rolamento, quando este estiver parado [19]. Para o rolamento utilizado (ref. ^a SKF 51107), utilizou-se 14ml de óleo lubrificante.

2.6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

2.6.1. MOMENTO DE ATRITO INTERNO NO ROLAMENTO

Na Figura 2. 9 mostram-se os valores medidos do momento de atrito interno do rolamento ref^a SKF-51107 para cada velocidade de rotação usada e para os vários lubrificantes ensaiados, segundo o plano de ensaios apresentado pela Tabela 2. 3.

Os três tipos de massas lubrificantes ensaiados, “minerais, ésteres e poliméricas” e os óleos base correspondentes geram momentos de atrito interno bem distintos, com os quais é possível diferenciá-los da seguinte forma:

- As massas minerais MG1 e MG2 apresentaram os valores mais elevados do momento de atrito para velocidades de rotação superiores a 1000 rpm.
- As massas poliméricas PG1 e PG2 apresentaram os menores valores do momento de atrito para velocidades de rotação superiores a 1000 rpm.
- As massas éster EG1 e EG2 apresentaram valores do momento de atrito situados entre as massas minerais e poliméricas.
- A diferença entre o maior (MG1-2000rpm, 147N.mm) e o menor (PG2-2000rpm, 94N.mm) valor do momento de atrito desconsiderando as medições com variação superior a 15% foi de 53N.mm, correspondendo a uma diferença percentual superior a 35%.
- Para as 96 medições realizadas, 3 medições para cada um dos 8 lubrificantes ensaiados em 4 velocidades de rotação distintas, apenas 5 medições apresentaram variações acima de 15% e 23 medições acima de 10%.

A variação dos resultados, nesta ordem de grandeza, pode comprometer e dificultar a análise de alguns resultados.

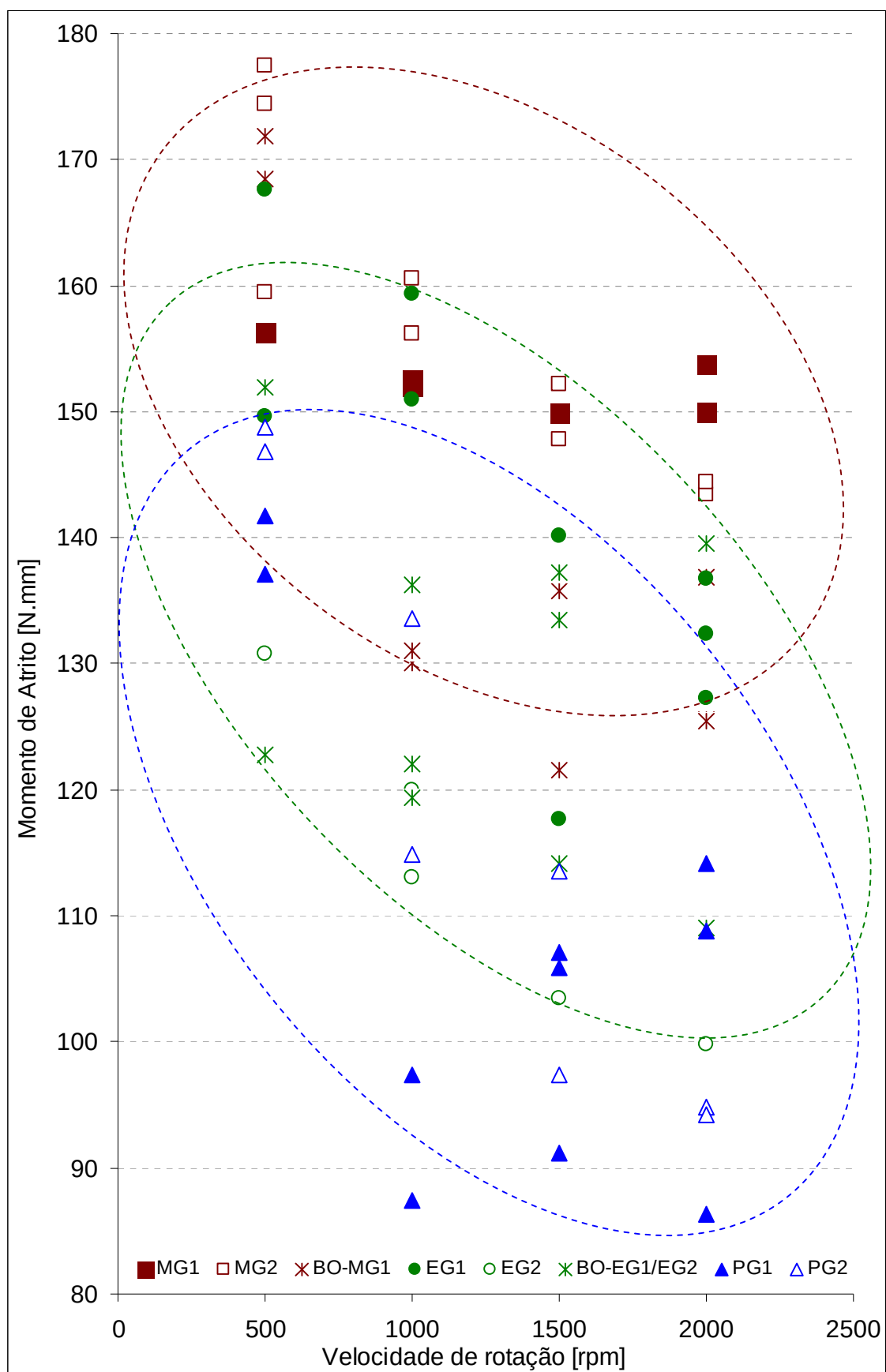


Figura 2. 9 – Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação

Para além de uma análise global em que se comparam apenas os valores do momento de atrito interno entre massas minerais, ésteres e poliméricas, o estudo dos lubrificantes separadamente ainda nos permite outras conclusões.

As massas formuladas a partir de óleo base mineral e espessadas com lítio, Figura 2. 10, apresentam comportamentos semelhantes, no entanto, é possível apontar diferenças relevantes:

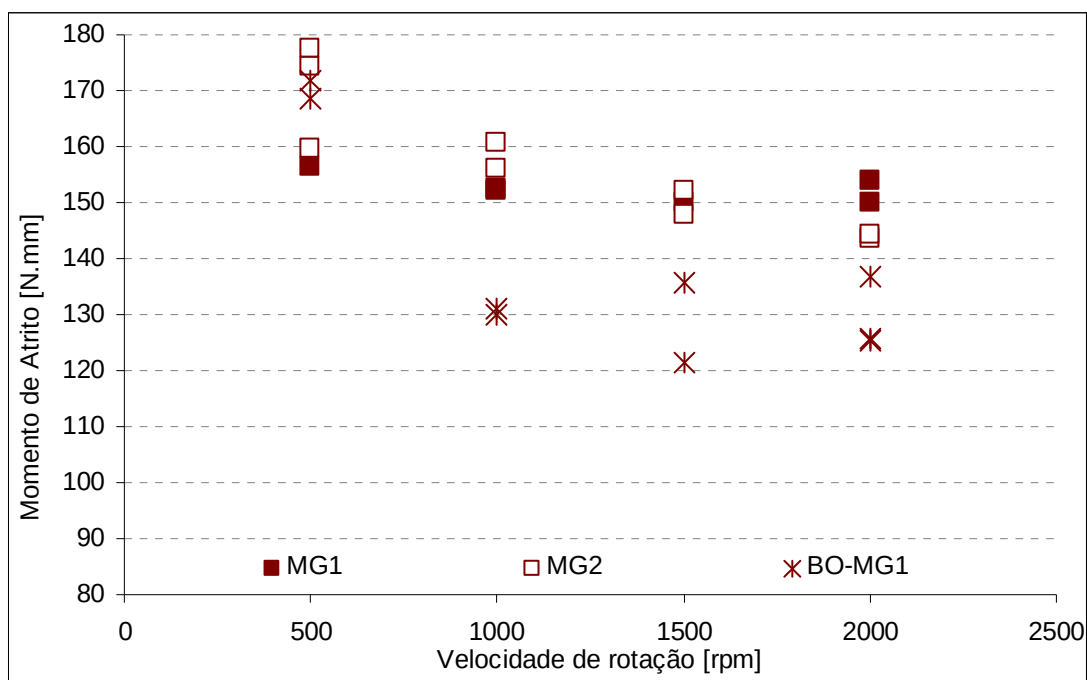


Figura 2. 10 - Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas de base mineral

- A massa mineral MG1 é muito menos influenciada pela velocidade de rotação que a massa MG2, a qual apresenta valores de momento de atrito inferiores à MG1 apenas a partir de 1500 rpm.
- O óleo base BO-MG1 apresenta valores de momento de atrito semelhante às massas correspondentes apenas para a velocidade de rotação de 500rpm, a partir desta velocidade o óleo base tem um comportamento quase linear com tendência crescente e com valores mais baixos de momento de atrito.

As massas formuladas a partir de óleo base éster e espessadas com lítio, cálcio em menores proporções e ainda poliureia, no caso da massa lubrificante EG2, Figura 2. 11, apresentam tendências semelhantes mas com valores distintos:

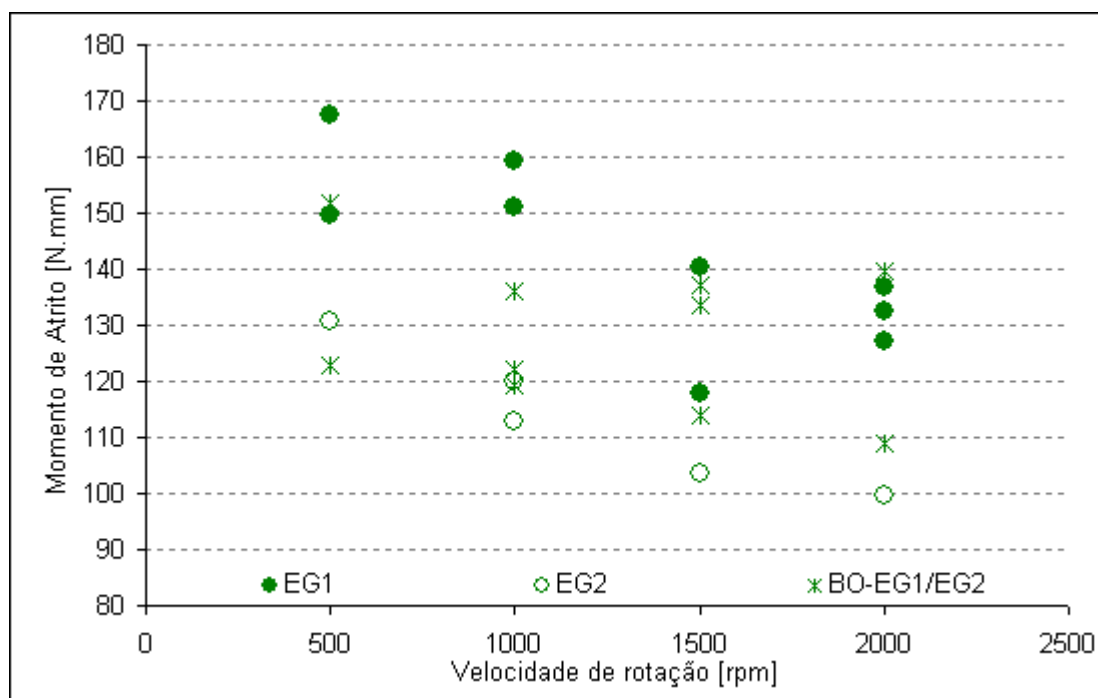


Figura 2. 11- Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas de base éster.

- As massas lubrificantes EG2 e EG1 apresentam a mesma variação do momento de atrito com o aumento da velocidade de rotação, no entanto a massa EG2 gera valores de momento de atrito inferior a massa EG1 e ao óleo base correspondente.
- Não são conclusivos os valores apresentados pelo óleo base BO-EG1/2 pois este apresenta a maior dispersão nos resultados quando comparado a todos outros lubrificantes (aproximadamente 21% a 2000 rpm).
- O óleo base BO-EG1/2 apresenta valores de momento de atrito entre as massas correspondentes.

As massas formuladas com óleo base sintético e espessadas com polímeros não iônicos (EPOCHTM), Figura 2. 12, apresentam valores de momento de atrito interno semelhantes mas com tendências opostas:

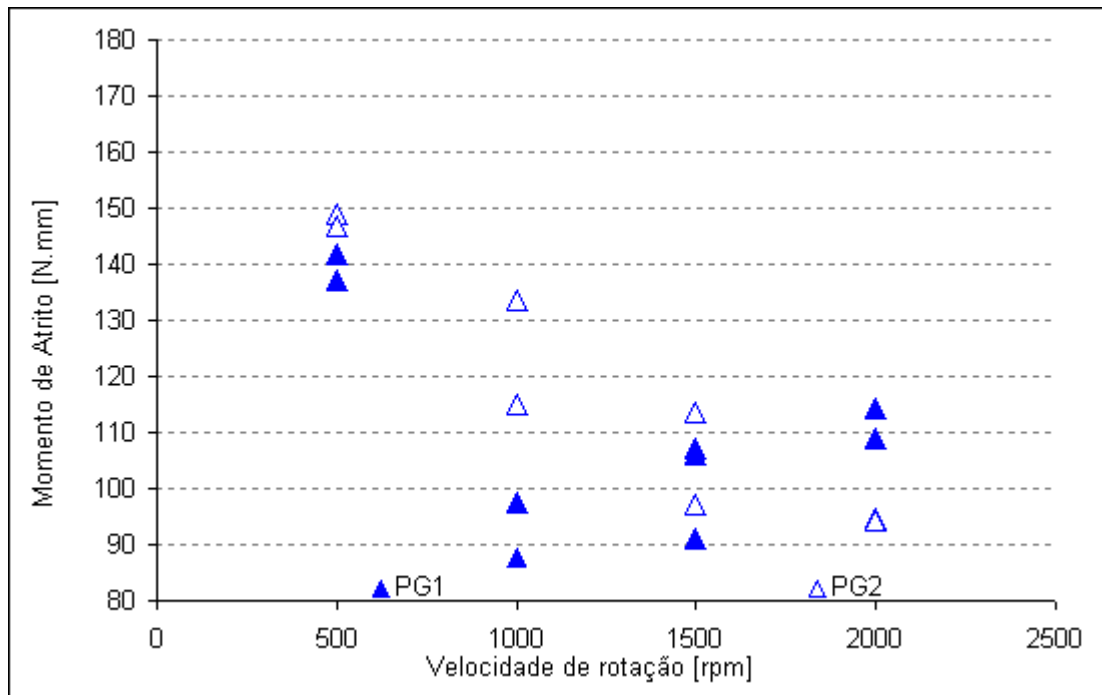


Figura 2. 12 - Variação do momento de atrito vs. velocidade de rotação em massas poliméricas.

- A massa PG2 segue à tendência das outras massas, que apresentam redução nos valores do momento de atrito com o aumento da velocidade de rotação.
- A massa PG1 tem um comportamento completamente oposto as demais massas, uma vez que esta apresenta momento de atrito crescente para velocidades de rotação acima de 1000rpm.

2.6.2. TEMPERATURA DE FUNCIONAMENTO

A Figura 2. 13 mostra as temperaturas de funcionamento dos lubrificantes correspondentes a cada velocidade de rotação considerada e para os vários lubrificantes ensaiados. Ao analisar os resultados obtidos pode-se fazer as seguintes considerações:

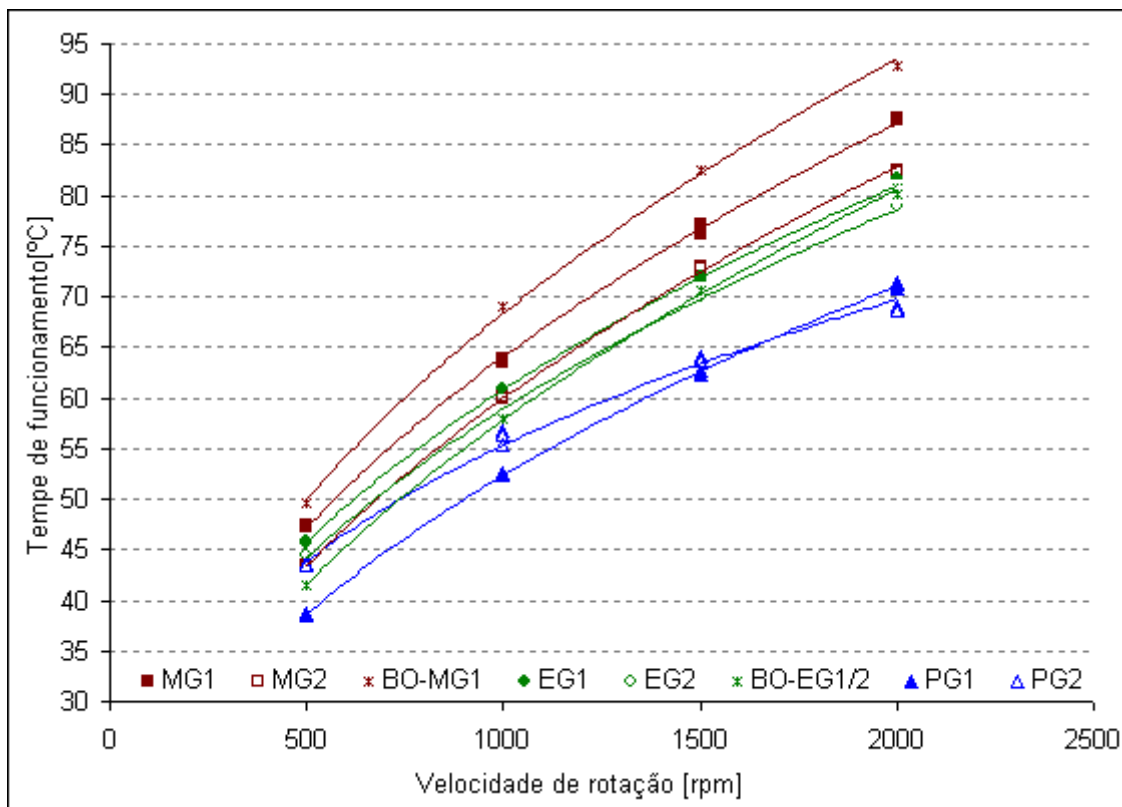


Figura 2. 13 – Variação da temperatura de funcionamento com a velocidade de rotação

- As massas poliméricas PG1 e PG2 foram as que apresentaram as temperaturas de funcionamento mais baixas, sendo que a PG1 responde melhor para velocidades de rotação acima de 1500rpm.
- As massas minerais MG1 e MG2 apresentaram as temperaturas de funcionamento mais elevadas, sendo a massa MG1 a que apresentou os valores mais altos de temperatura de funcionamento.
- As massas biodegradáveis EG1 e EG2 atingiram um valor de temperatura intermédio entre as minerais e poliméricas, no entanto a massa que possui poliureia no espessante (EG2) apresentou valores mais baixos para todas as velocidades de rotação.
- Os óleos base tiveram um comportamento compatível com as massas das quais fazem parte. No entanto o óleo base BO-MG1 apresentou valores superiores quando comparado a massa correspondente MG1. Já o BO-EG1/2 apresentou comportamento praticamente igual ao das massas EG1 e EG2.

- A máxima diferença de temperatura de funcionamento observada entre as várias massas ensaiadas foi de aproximadamente 19°C, tendo ocorrido para uma velocidade de rotação de 2000rpm entre as massas MG1 (87,6°C) e PG2 (68,6°C), correspondente a uma diferença percentual de 21.7%.
- A dispersão dos valores da temperatura de funcionamento medidos foi praticamente nula. A máxima variação não ultrapassou 3°C para todas as condições de ensaio e para todos os lubrificantes ensaiados.

3. MOMENTO DE ATRITO INTERNO EM ROLAMENTOS

3.1. INTRODUÇÃO

O atrito representa a dissipação de energia entre corpos em contacto animados de movimento relativo com rolamento e/ou escorregamento. Por outras palavras, o atrito é a resistência encontrada quando duas ou mais superfícies sólidas escorregam ou tendem a escorregar entre si [20].

O atrito interno de um rolamento é um factor muito importante, quando se considera a geração de calor e, conseqüentemente, a temperatura de trabalho, pois afecta o desempenho do rolamento, limita a velocidade e pode até mesmo levar a danos se não for tido em consideração [21].

Em função disso o estudo para determinação do atrito interno em rolamentos, gerado por diferentes lubrificantes, tem crescido sistematicamente [22, 23, 24, 25, 26, 27, 28] para aprimorar alguns modelos até então utilizados [19, 29].

3.2. MOMENTO DE ATRITO EM ROLAMENTOS

Os modelos para determinação do momento de atrito foram melhorados ao longo de anos, e actualmente a SKF desenvolveu um novo modelo para o cálculo do momento de atrito em rolamentos lubrificados com óleo ou massa lubrificante, cuja utilização está disponível no site da empresa [16].

O que torna este modelo mais apropriado para o caso em estudo é que ele apresenta separadamente as 4 fontes físicas do atrito no rolamento, nomeadamente os momentos de atrito gerados por rolamento, por deslizamento, pelos vedantes e pelo arrasto do lubrificante, ajudando assim a perceber melhor o que se passa no rolamento durante o seu funcionamento. Em seguida descreve-se, detalhadamente, o modelo utilizado para o cálculo do momento de atrito cujas referências são da SKF [16, 21, 23].

3.2.1. MOMENTO DE ATRITO DE ROLAMENTO - M_{rr}

As perdas geradas pelo atrito de rolamento estão sempre presentes no contacto de rolamento, quer o rolamento funcione seco ou lubrificado. Existem várias fontes que contribuem para o atrito: uma delas é a energia gasta para introduzir o lubrificante no

contacto e para rejeitar o excesso, processo de lubrificação elastohidrodinâmica, outra é a energia dissipada no processo de deformação elástica que ocorre no contacto. Ainda há outros mecanismos que contribuem para o atrito de rolamento, como as forças de adesão entre as superfícies. Na Figura 3. 1 o grande pico de pressão que pode ser observado na transição da zona de alta pressão para o divergente produz um momento resultante oposto à direcção de rolamento e é outro factor que favorece o aumento do momento de atrito de rolamento.

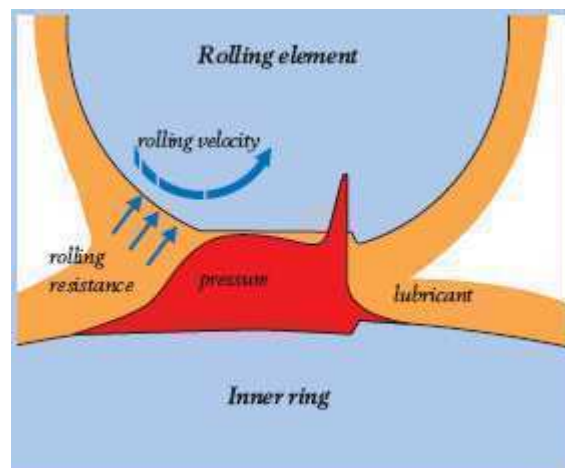


Figura 3. 1 – Espessura de filme lubrificante e distribuição de pressão num contacto elastohidrodinâmico [16].

Por outro lado, o facto de obter rolamento puro é apenas uma idealização matemática, pois, na verdade, todo contacto de rolamento contém microescorregamentos causados pela deformação das superfícies, os quais neste modelo são apresentados como atrito de escorregamento (ver secção 3.2.2).

Para contabilizar o momento de atrito de rolamento, designado por M_{rr} , primeiro a distribuição de carga em cada um dos elementos rolantes deve ser estabelecida. Esta depende do carregamento ao qual o rolamento está submetido (forças radiais F_r e axiais F_a) e da geometria do rolamento (tipo, tamanho e número de elementos rolantes). Tendo a contribuição de cada elemento rolante, adiciona-se todos em conjunto. Esta influência é contabilizada no modelo SKF pela variável G_{rr} . Os dados referentes à geometria do rolamento são expressos pelas variáveis R_1 , R_2 e R_3 , e a influência do lubrificante utilizado é contabilizada por uma das suas principais características, ou seja, a viscosidade à temperatura de trabalho.

$$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \quad (3.1)$$

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,83} \cdot F_a^{0,54} \quad (3.2)$$

onde os valores para o rolamento ensaiado, refª SKF 51107, de R_1 e d_m são $1,03 \times 10^{-6}$ e $43,5mm$, respectivamente.

A resistência ao rolamento é ainda afectada por outros dois factores: Inlet shear heating (factor de dissipação de energia por deformação de corte no convergente) e kinematic replenishment / starvation (factor de alimentação do contacto).

3.2.1.1. Dissipação de energia no convergente - Inlet shear heating - ϕ_{ish}

Na geração do filme lubrificante só uma parte do lubrificante no convergente é arrastada para a zona de alta pressão. A parte que não entra gera um fluxo inverso entre a esfera, a pista e o lubrificante (ver Figura 3. 2). Este refluxo do lubrificante provoca dissipação de energia e um correspondente fluxo de calor, que provoca aumento de temperatura e consequentemente diminui a viscosidade do lubrificante. A redução da viscosidade no contacto EHD representa a diminuição da espessura de filme e por consequência diminui também a resistência ao rolamento imposta pelo lubrificante.

Este efeito é contabilizado no modelo SKF pela variável ϕ_{ish} , que é um factor que multiplica o momento de rolamento, e comporta-se conforme Figura 3. 3.

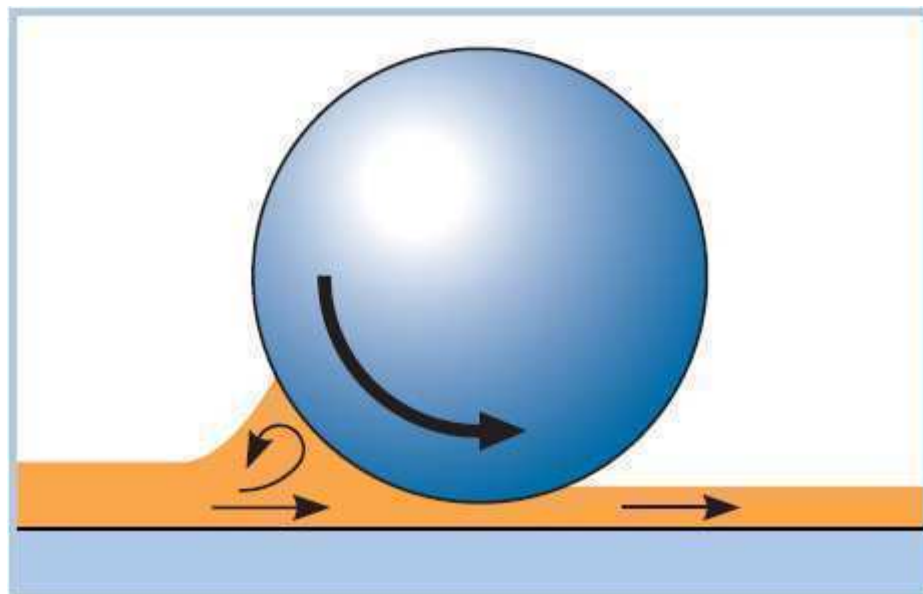


Figura 3. 2 – Refluxo do lubrificante no interior do contacto [16].

A equação que descreve a variação de ϕ_{ish} com a cinemática do sistema e com os parâmetros reológicos e geométricos é apresentada abaixo.

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \left[(n \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64} \right]} \quad (3.3)$$

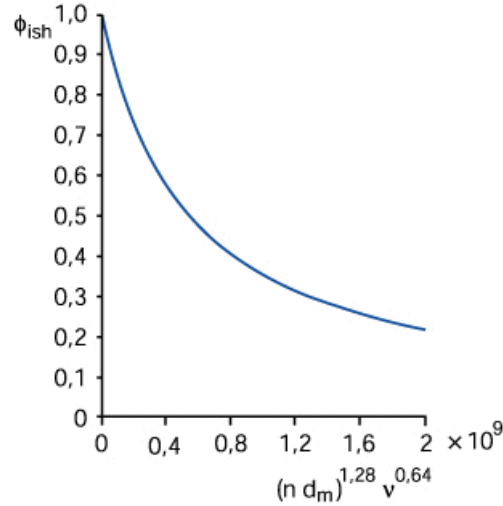


Figura 3.3 – Inlet shear heating factor [16].

3.2.1.2. Alimentação do contacto - Kinematic replenishment/starvation- ϕ_{rs}

Ocorre em altas rotações ou com lubrificantes de alta viscosidade, pois estas características dificultam a reposição de lubrificante nas pistas logo após o elemento rolante passar, pois nestes casos, o lubrificante não tem tempo para fluir de volta ao centro da pista. Esta falta de lubrificação gerada pela cinemática do sistema, produz uma redução do lubrificante disponível no contacto, reduzindo a espessura de filme, e consequentemente a resistência ao rolamento.

Este efeito é contabilizado no modelo SKF, sendo ϕ_{rs} , um factor que multiplica o momento de rolamento.

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{\frac{K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d+D)}{\sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}}}} \quad (3.4)$$

onde K_{rs} é uma constante relacionada ao lubrificante e a lubrificação do sistema, nominada por replenishment / starvation (factor de alimentação), apresenta valores de 3×10^{-8} para lubrificação por banho de óleo e 6×10^{-8} para lubrificação com massa, e K_z é

uma constante relacionada com a geometria do rolamento que apresenta o valor de 3,8 para o rolamento ensaiado.

3.2.2. MOMENTO DE ATRITO DE ESCORREGAMENTO - M_{sl}

O atrito de escorregamento também está sempre presente no contacto. Este pode ser dividido em duas partes: macro e micro escorregamentos.

O macro escorregamento é devido à conformidade do contacto, resultante das características macro geométricas, como por exemplo, o contacto entre as esferas e as pistas de rolamento (as quais tem uma tangente comum) e ao escorregamento em função da velocidade de rotação.

Já o micro escorregamento é causado pelas distorções geométricas que ocorrem em função da deformação elástica no contacto.

O perfil onde ocorre o deslizamento formado na área de contacto vai produzir perdas por atrito (ver Figura 3. 4), em função da taxa de corte do lubrificante^A e/ou da rugosidade no contacto^B, as quais dependem da relação entre a espessura de filme e a rugosidade da pista e do corpo rolante.

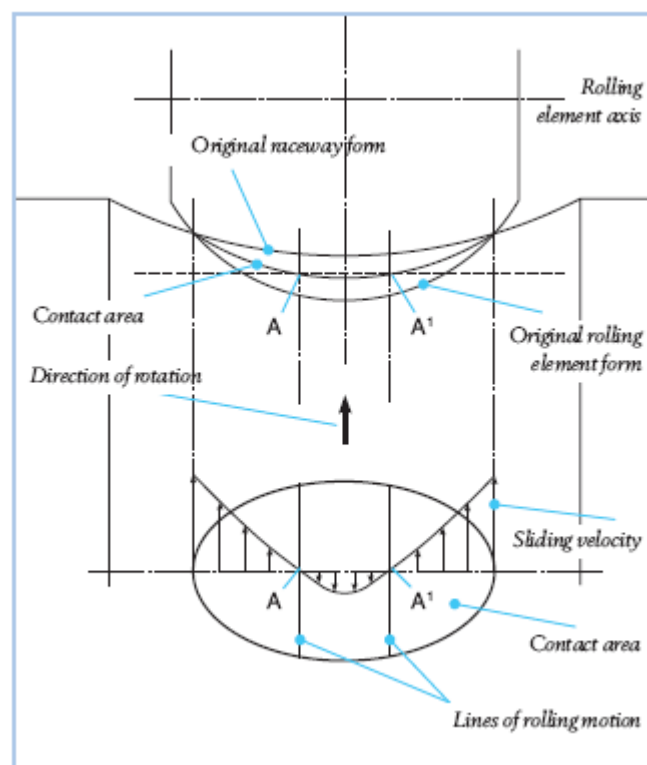


Figura 3. 4 – Contacto do elemento rolante com a superfície [16].

A. Taxa de corte do lubrificante

O coeficiente de atrito devido à taxa de corte do lubrificante no interior do contacto é dada por:

$$\mu_{EHD} = \frac{1}{Q} \int_A \tau dA \quad (3.5)$$

onde Q é a carga normal aplicada no contacto, τ é a tensão de corte no lubrificante e A é a área de contacto. A tensão de corte no contacto é dependente da velocidade de rotação (perfil de escorregamento) e da reologia do lubrificante. Quanto maior a tensão de corte do lubrificante, maior será o atrito EHD.

B. Rugosidade do contacto

Quando a espessura de filme não é suficiente para separar completamente as superfícies e há escorregamento, podemos ter o contacto metal vs. metal em alguns pontos, nesta situação estamos em regime de lubrificação com filme misto ou até mesmo limite (ver Figura 3. 5 [2]). Este regime de lubrificação aumentará as perdas por atrito de escorregamento, uma vez que o coeficiente de atrito em função da rugosidade no interior do contacto possa ser maior que o coeficiente de atrito devido às taxas de corte de lubrificante.

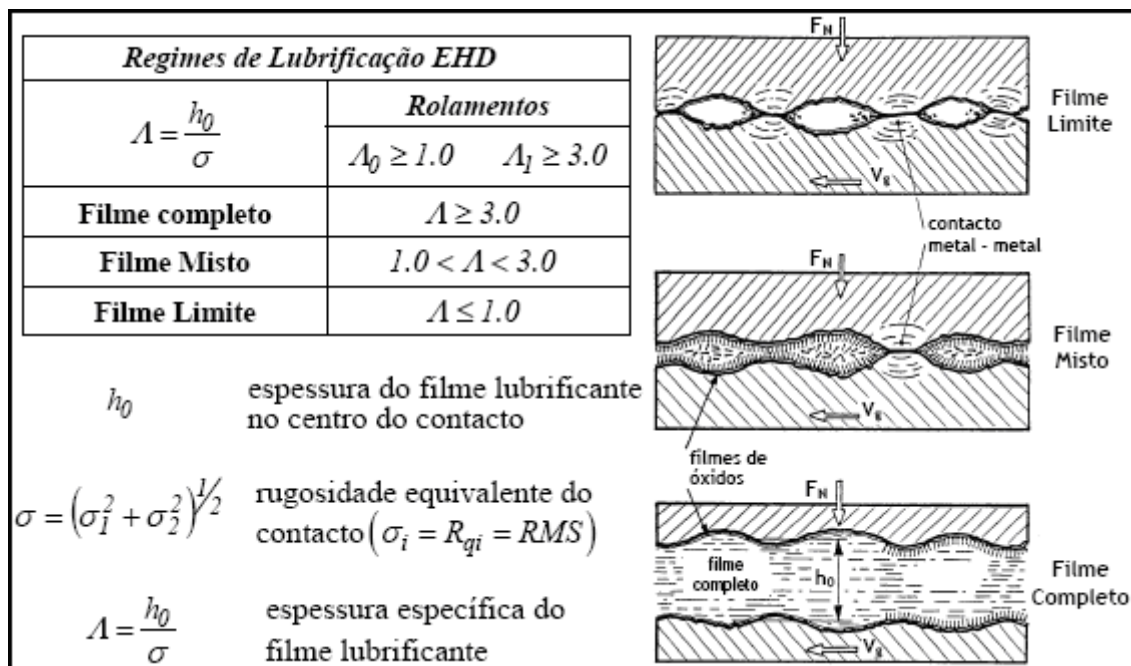


Figura 3. 5 – Regimes de lubrificação [2].

A equação referente ao coeficiente de atrito total de escorregamento é dada pelas duas parcelas apresentadas acima, a parcela da taxa de corte do lubrificante e a da rugosidade composta, ou seja, uma conjugação entre o atrito elastohidrodinâmico em regime de filme completo e em regime de filme limite.

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (3.6)$$

Uma curva que retrata o comportamento típico do momento de atrito em função da velocidade de rotação e da viscosidade, para condições de filme misto ou limite ($\Lambda < 2$), é apresentada na Figura 3. 6.

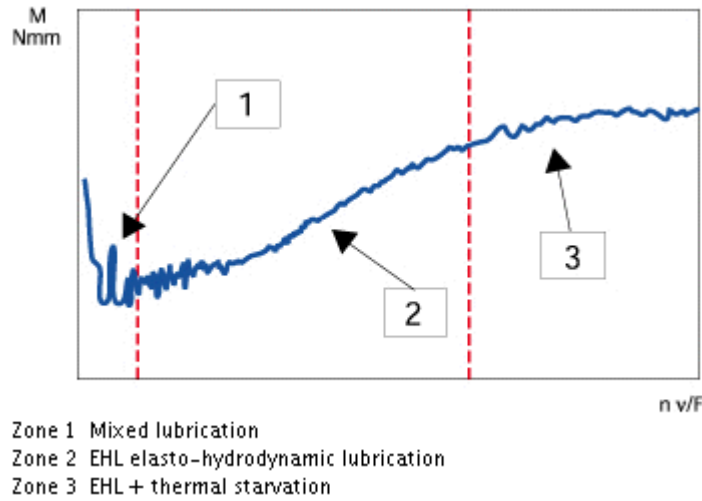


Figura 3. 6 – Momento de atrito típico em um rolamento em função da velocidade, viscosidade e carga aplicada [16].

No período inicial temos lubrificação mista ou até mesmo limite, mas com o aumento da velocidade ou viscosidade, o momento de atrito decresce, então o filme lubrificante é construído e o rolamento entra num regime de filme completo. No entanto, seguindo o aumento da velocidade ou viscosidade o momento de atrito aumenta com a espessura de filme, até o momento em que os efeitos térmicos e de falta de lubrificação no centro do contacto começam a reduzir o momento de atrito novamente.

O factor φ_{bl} apresentado na equação 3.6, é o factor de pesagem entre a influência da rugosidade e da taxa de corte do lubrificante no contacto. Este factor é fortemente influenciado pelos aditivos contidos no lubrificante, os quais aumentam a capacidade de adesão do lubrificante ao metal e diminuem a ocorrência de filmes limite. A evolução

do φ_{bl} com a cinemática do sistema e com os parâmetros reológicos e geométricos é representada matematicamente pela equação 3.7 e seu comportamento típico é visto na Figura 3. 7.

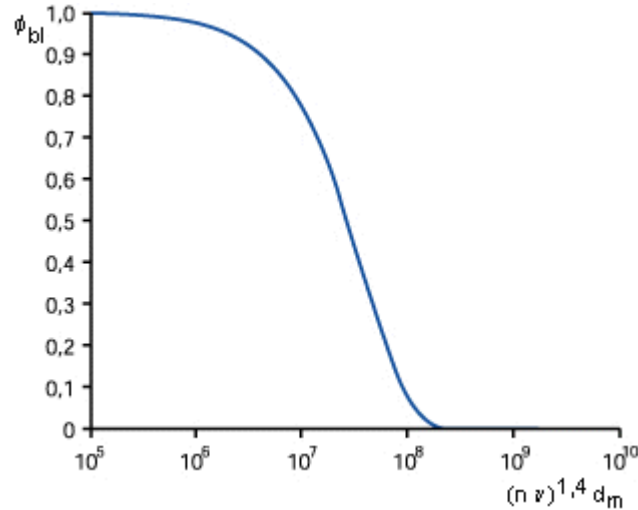


Figura 3. 7 – Factor de pesagem no coeficiente de atrito de escorregamento [16].

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (3. 7)$$

O momento de atrito de escorregamento, denominado M_{sl} , apresenta a influência da carga na resistência ao deslizamento pela variável G_{sl} , e a geometria do rolamento é dada pelos factores S_1 , S_2 e S_3 .

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (3. 8)$$

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,05} \cdot F_a^{4/3} \quad (3. 9)$$

Para o rolamento ensaiado, refª SKF 51107, o valor de S_1 é de $1,6 \times 10^{-2}$.

3.2.3. MOMENTO DE ATRITO NOS VEDANTES - M_{seal}

O atrito nos vedantes é gerado entre o lábio do vedante e o movimento da contra face do aço. A contribuição do vedante para o momento de atrito pode representar uma grande percentagem do atrito total no rolamento [16, 21]. Os métodos de cálculo para a

determinação do momento de atrito gerado pelos vedantes não serão abordados em detalhe, pois os ensaios foram realizados com um rolamento sem vedação.

3.2.4. MOMENTO DE ATRITO DE ARRASTO - M_{drag}

O atrito de arrasto só é considerado na lubrificação por banho de óleo, em que o nível de óleo H , ver Figura 3. 8, é utilizado para determinar a variável V_M , conforme Figura 3. 9. O modelo para determinação do momento de atrito gerado por arrasto apresenta algumas restrições quanto a utilização de rolamentos de grandes dimensões, altas velocidades e altos níveis de óleo, restrições que não se aplicam aos ensaios realizados.

Esta componente do momento de atrito é um dos recursos adicionais que pode apresentar maior importância, especialmente no caso de rolamentos completamente submersos, onde, o tamanho e a geometria do reservatório de óleo, assim com a quantidade de óleo utilizada, podem ter impacto significativo sobre o momento de atrito total. No entanto, como o rolamento em estudo apresenta pequenas dimensões e o volume de óleo armazenado no porta-rolamento também é pequeno, o momento de arrasto representa menos que 2% dos valores de binário registrados.

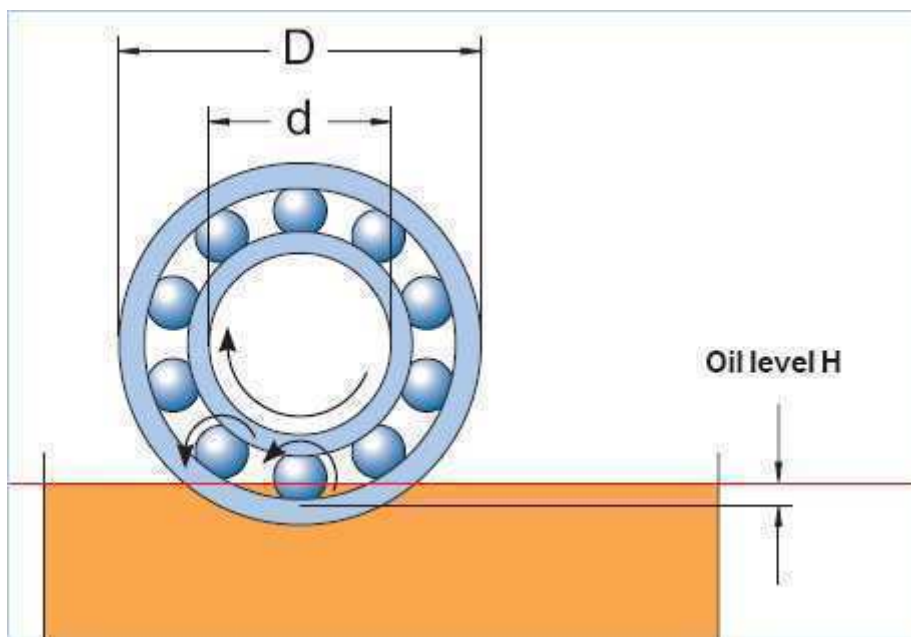


Figura 3. 8 – Lubrificação por banho de óleo [16].

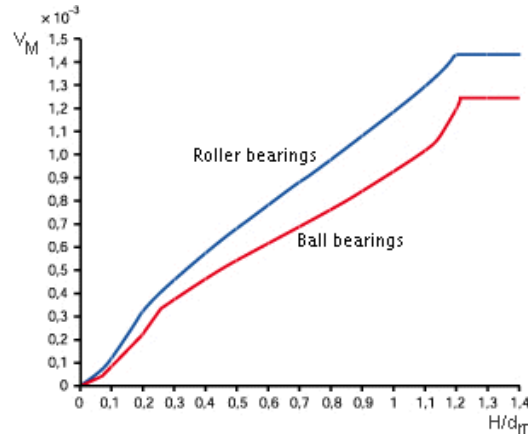


Figura 3. 9 – Variável para determinação da perda por arrasto [16].

Para calcular as perdas por arrasto para veios verticais, deve-se utilizar o modelo para o rolamento completamente submerso, ou seja $H=9mm$. O valor encontrado deve então ser multiplicado pela razão entre a verdadeira altura submersa do rolamento e o seu tamanho total, ou seja $6/12$.

$$M_{drag} = V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (3. 10)$$

$$K_{ball} = \left[i_{rw} \cdot K_z \cdot \frac{(D+d)}{(D-d)} \right] \cdot 1 \times 10^{-12} \quad (3. 11)$$

O momento de arrasto é dependente da variável V_M que é expressa pela relação entre o nível de óleo e o tamanho do rolamento e por K_{ball} que é uma constante que relaciona o tipo e a geometria do rolamento. O número de carreiras de esferas é representado por i_{rw} .

3.2.5. MOMENTO TOTAL DE ATRITO - M_t

O modelo apresentado foi desenvolvido pela SKF a fim de obter valores de referência aproximados para o momento de atrito nas seguintes condições:

- Lubrificação com massa ou métodos normais de lubrificação a óleo;
- Para pares de rolamento, calcula-se o momento de atrito interno para cada rolamento e então junta-se os dois. Neste caso, a carga radial é dividida igualmente;

- Cargas superiores às cargas mínimas recomendadas;
- Cargas constantes em magnitude e direcção;
- Condições normais de operação.

O momento total de atrito interno é então representado por:

$$M_{total} = \varphi_{ish} \cdot \varphi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{drag} + M_{seal} \quad (3.12)$$

Com este modelo é possível perceber e associar fenómenos que ocorrem no interior do contacto além de determinar o momento de atrito. Por exemplo, para um rolamento de esferas, sem vedação, lubrificado em banho de óleo com:

A) Óleo de alta viscosidade (Figura 3. 10)

Para baixas velocidades de rotação, existe uma pequena área com grande perda por escorregamento, devido a interacção entre as rugosidades, ou seja, contacto metal vs. metal. Muito rapidamente as perdas por escorregamento decrescem até um valor constante, em função do crescimento da espessura de filme com a velocidade. Já as perdas por rolamento, crescem de zero (velocidade de rotação zero) e tornam-se dominantes rapidamente até o momento em que os factores de alimentação do contacto φ_{rs} e de dissipação de energia no convergente φ_{ish} começam a apresentar maior influência, e fazem com que o momento de rolamento torne a decrescer.

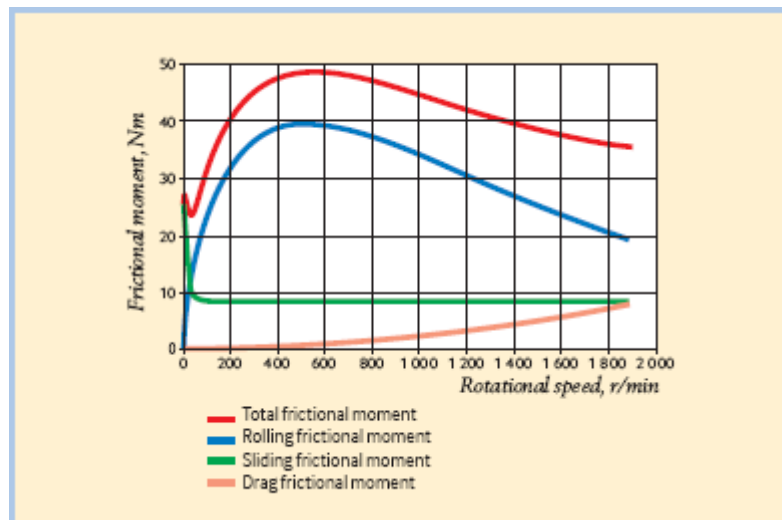


Figura 3. 10 – Momento de atrito vs. velocidade de rotação em temperatura constante para óleo de alta viscosidade [16].

B) Óleo de baixa viscosidade (Figura 3. 11)

Um comportamento bem diferente pode ser notado com óleos de baixa viscosidade para as mesmas condições de operação. Neste caso, as perdas por escorregamento são dominantes em quase todo o processo. No entanto, ao aumentar a velocidade estas perdas começam a decrescer progressivamente e vagarosamente. Nestes casos, o momento de rolamento é bem menor quando comparado ao de escorregamento. Isto deve-se ao facto da espessura de filme ser muito pequena e a interacção entre as rugosidades se tornarem dominantes. Nestes casos tem-se maior índice de desgaste, e devem-se ter cuidados com falhas no rolamento por falta de lubrificação.

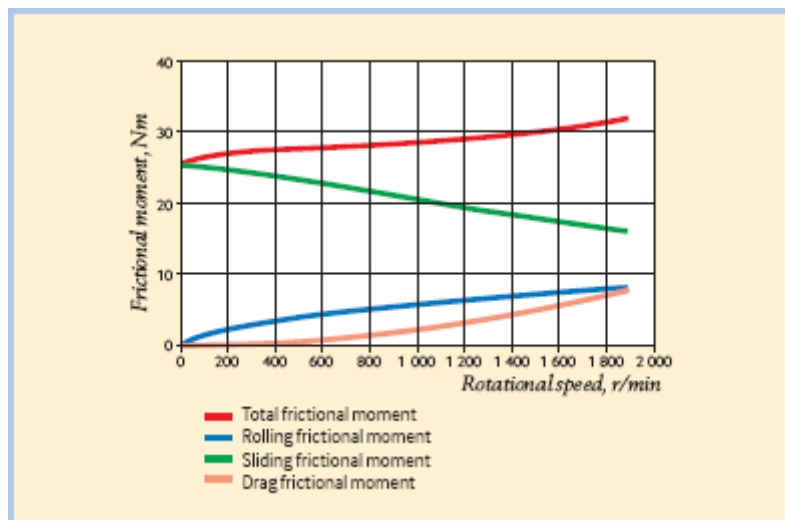


Figura 3. 11 – Momento de atrito vs. velocidade de rotação em temperatura constante para óleo de baixa viscosidade [16].

As figuras anteriores apresentam o comportamento típico de óleos de alta e baixa viscosidade, respectivamente. No entanto, podem ocorrer grandes variações no comportamento das curvas apresentadas em função da utilização de aditivos, temperaturas não controladas, cargas impostas, etc.

4. CORRELAÇÃO DOS RESULTADOS

Os valores da temperatura de funcionamento medidos e as correspondentes condições de funcionamento foram usados para calcular os valores teóricos do momento de atrito interno com a utilização do *software* de cálculo disponibilizado no site da SKF [16]. Os resultados obtidos são apresentados na Figura 4. 1, a qual mostra que:

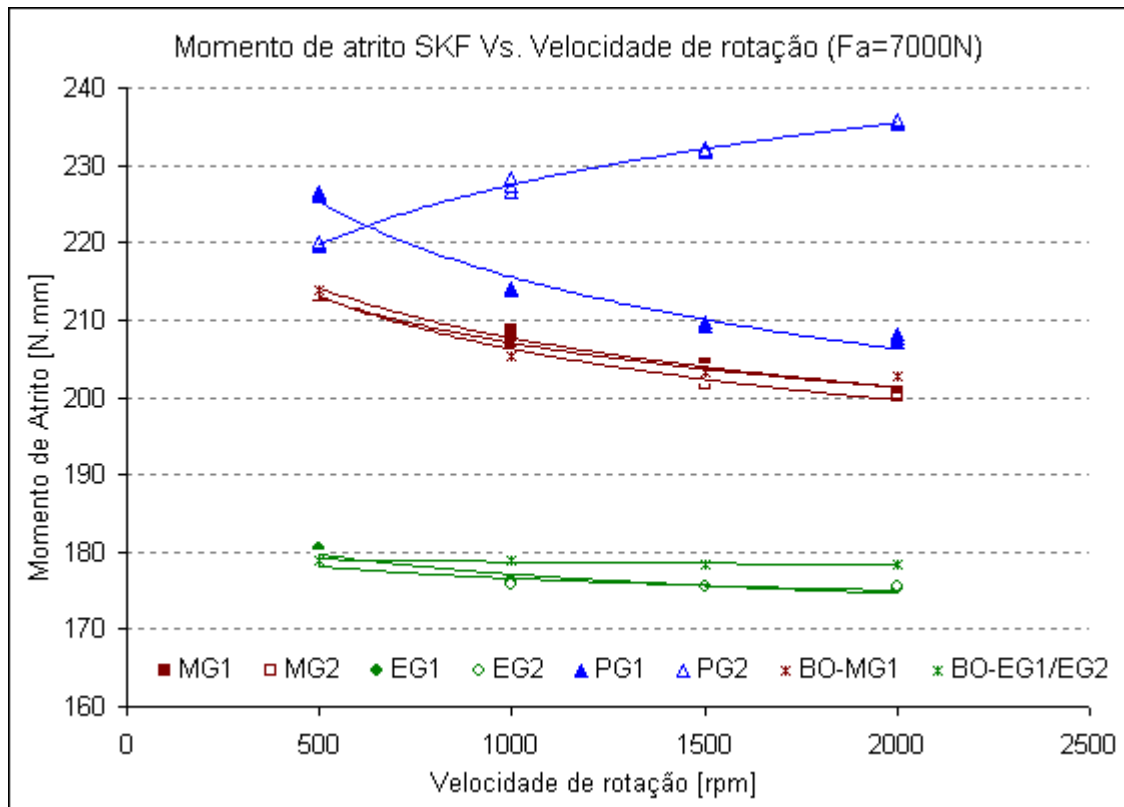


Figura 4. 1 – Momento de atrito teórico - Modelo SKF

- As massas poliméricas apresentam valores de momento de atrito maiores que as minerais, que por sua vez tem valores maiores que as ésteres.
- As massas biodegradáveis EG1 e EG2 não apresentam diferença nos valores do momento de atrito, e tem um comportamento praticamente invariável com o aumento da velocidade de rotação.
- As massas poliméricas PG1 e PG2 apresentaram comportamentos opostos, a primeira com valores crescentes e a segunda com valores decrescentes do momento de atrito com o aumento da velocidade de rotação.

Deste modo não é possível alterar o coeficiente de atrito para lubrificação limite μ_{bl} e por consequência o coeficiente de atrito de escorregamento μ_{sl} , que variam em função do lubrificante utilizado e apresentam grande influência no resultado final. Já o coeficiente de atrito para regime de lubrificação com filme completo μ_{EHD} é passível de mudanças, no entanto, por este não ser conhecido, indica-se apenas valores fornecidos pela SKF [16] em função da natureza do lubrificante, nomeadamente, 0,05 para lubrificantes minerais e 0,04 para lubrificantes sintéticos.

Para além disso, o modelo SKF ainda considera valores constantes para alguns parâmetros, dos quais, não se conhecem os métodos adoptados para a sua determinação. Em função disto, foram optimizados pelo método dos mínimos quadrados, alguns destes parâmetros, nomeadamente, as constantes relacionadas com a geometria do material R_1 e S_1 , as constantes responsáveis pelo balanço entre o coeficiente de atrito em regime de lubrificação limite ou completo $2,6 \times 10^{-8}$ e 1,4, e o valor dos coeficientes de atrito envolvidos μ_{bl} e μ_{EHD} .

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,83} \cdot F_a^{0,54} \quad (4.1)$$

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{0,05} \cdot F_a^{4/3} \quad (4.2)$$

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} \quad (4.3)$$

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (4.4)$$

A correlação entre os resultados do modelo e as medições experimentais foi realizada em 3 fases complementares:

- I. A optimização de R_1 e S_1 , que serve como um factor de escala nos momentos de atrito de rolamento e de deslizamento, respectivamente;
- II. A optimização dos coeficientes de atrito que é feita em função do momento de atrito interno ser uma característica intrínseca de cada lubrificante e apresentar grande influência no valor final;

III. A optimização do coeficiente de repartição φ_{bl} , pelas constantes $2,6 \times 10^{-8}$ e $1,4$, que é realizado em função deste coeficiente poder ser diferente para massas e óleos lubrificantes.

A Tabela 4. 1 apresenta os valores originais e os limites impostos na optimização destes factores.

Tabela 4. 1 – Limites impostos para optimização dos factores constantes utilizados no software SKF

Designação	Descrição e valor teórico	Limites min. e max.
R_1	Constante em função da geometria do rolamento com valor de $1,03 \times 10^{-6}$	$5,15 \times 10^{-7}$ a $1,5 \times 10^{-6}$
S_1	Constante em função da geometria do rolamento com valor de 0,016	0,008 a 0,024
$2,6 \times 10^{-8}$	Constante experimental da equação de φ_{bl}	$1,3 \times 10^{-8}$ a $3,9 \times 10^{-8}$
$C = 1,4$	Constante experimental da equação de φ_{bl}	1,2 a 1,6
μ_{bl}	Coeficiente de atrito limite com valor de 0,15	0,05 a 0,2
μ_{EHD}	Coeficiente de atrito com valor de 0,05 para massas minerais e 0,04 para massas sintéticas	0,02 a 0,055

Os novos valores para os factores optimizados estão apresentados na Tabela 4. 2, e os momentos de atrito de rolamento, deslizamento, arrasto e total obtidos após estas modificações são mostrados detalhadamente da Figura 4. 3 à Figura 4. 11.

Estes factores são de extrema importância e permitem uma série de análises descritas abaixo e na discussão de resultados.

Tabela 4. 2 – Factores optimizados para determinação do momento de atrito

Designação	$R_1 \times 10^{-6}$	$S_1 \times 10^{-6}$	$2,6 \times 10^{-8}$	$C = 1,4$	μ_{bl}	μ_{EHD}
SKF	1,03	0,016	2,6	1,4	0,15	0,04-0,05
MG1	1,245	0,0064	1,3	1,4	0,15	0,0485
MG2	1,298	0,0064	1,3	1,4	0,15	0,0495
BO-MG1	1,250	0,0065	2,6	1,4	0,15	0,0500
EG2	0,515	0,0136	1,3	1,4	0,15	0,02907
EG1	0,755	0,0090	1,3	1,4	0,15	0,02566
BO-EG1/2	0,515	0,0136	2,6	1,4	0,15	0,0400
PG1	0,412	0,0011	2,6	1,6	0,15	0,04144
PG2	0,415	0,0077	2,6	1,2	0,15	0,0200
Influencia no:	M_{rr}	M_{sl}	φ_{bl}	φ_{bl}	μ_{sl}	μ_{sl}

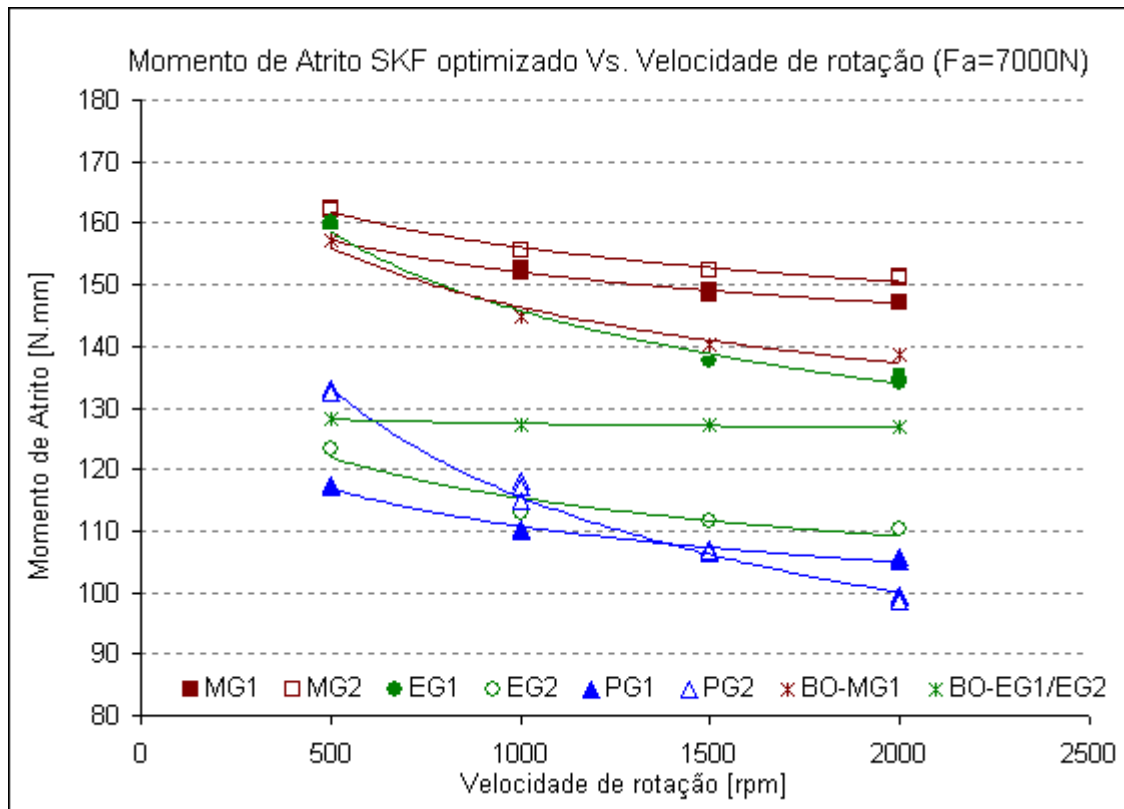


Figura 4. 3 – Valores de momento de atrito para o modelo de cálculo otimizado

A Figura 4. 3 mostra que, assim como nos resultados experimentais, os três tipos de massas lubrificantes ensaiados geram momentos de atrito interno do rolamento bem distintos, em que:

- As massas minerais MG1 e MG2 apresentaram os valores mais elevados do momento de atrito;
- As massas poliméricas PG1 e PG2 apresentaram os menores valores do momento de atrito;
- As massas biodegradáveis EG1 e EG2 apresentaram valores do momento de atrito situado entre as massas minerais e poliméricas.

4.1. ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS MASSAS EM RELAÇÃO AO MOMENTO DE ATRITO

Abaixo são apresentados gráficos comparativos entre o modelo teórico e os valores experimentais para cada uma das massas e óleos lubrificantes ensaiados seguidos de breves análises do comportamento das curvas do momento de atrito, onde o

parâmetro principal de análise dos momentos será a espessura de filme corrigida no centro do contacto (Anexo 5), calculada para cada lubrificante, utilizando as considerações adoptadas por Hamrock e Dowson [30] para formulação do problema elastohidrodinâmico.

$$H_0 = 1,345 \cdot R_x \cdot U^{0,67} \cdot G^{0,530} \cdot W^{-0,067} \cdot C_0 \quad (4.5)$$

Os parâmetros fundamentais na determinação da espessura de filme são a velocidade de rolamento $\bar{U}$, a viscosidade η_0 e, com uma importância menor, o raio equivalente R_x . Para o rolamento utilizado o raio equivalente não se altera, e como as condições de ensaio são sempre as mesmas, o factor decisivo na alteração do comportamento da espessura de filme é a viscosidade à temperatura de funcionamento (Anexo 6).

4.1.1. MG1 e MG2

As massas MG1 e MG2 formuladas a partir de óleo base mineral e espessante de lítio apresentaram excelente correspondência entre os valores obtidos experimentalmente e os calculados após a optimização, Figura 4. 4 e Figura 4. 5.

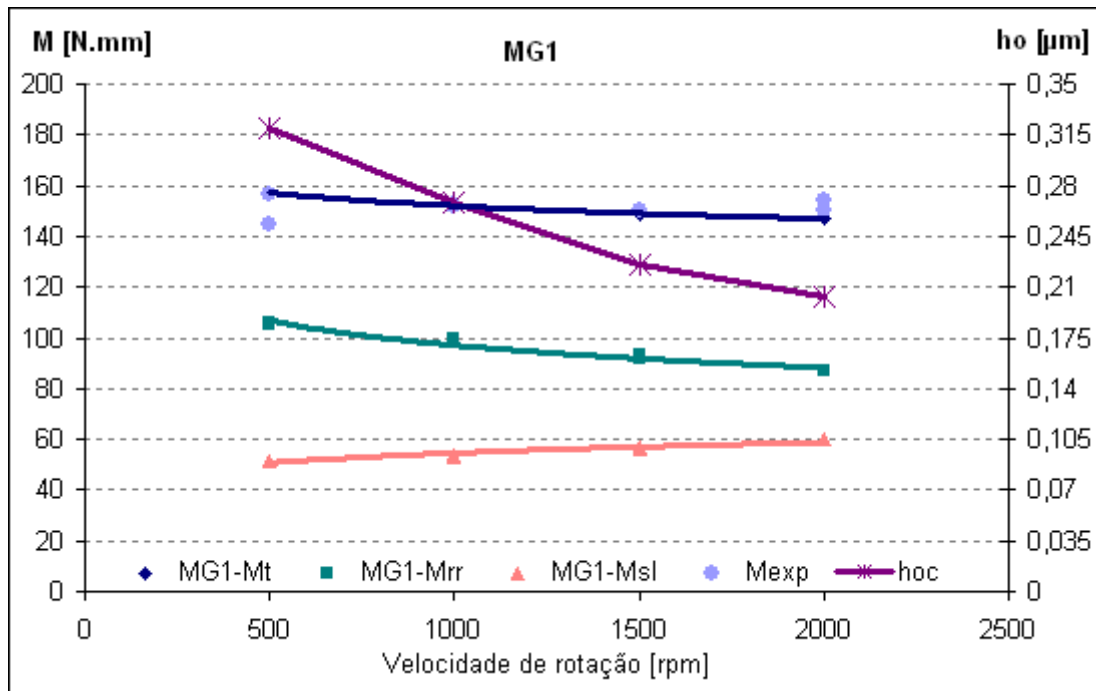


Figura 4. 4 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa MG1.

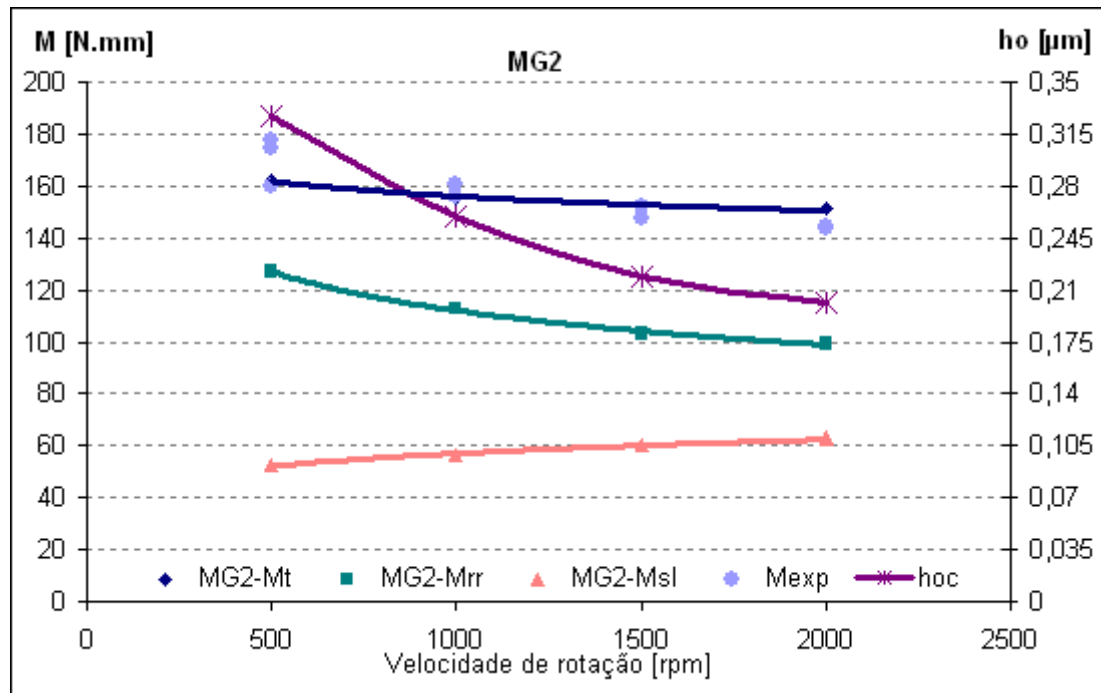


Figura 4. 5 – Comparação entre o modelo teórico e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa MG2.

O decréscimo do momento de rolamento M_{rr} e o aumento do momento de deslizamento M_{sl} visto nas figuras acima indicam que a massa apresenta comportamento típico de lubrificantes de alta viscosidade. Estes comportamentos são explicados pelo factor inlet shear heating ϕ_{ish} , que em função dos aumentos das temperaturas que ocorrem principalmente em fluidos viscosos devido ao fluxo inverso que ocorre entre esferas, pistas e lubrificante, tem-se a redução da viscosidade, da espessura de filme e como consequência diminui a resistência ao rolamento. Outro factor que diminui a resistência ao rolamento por diminuir a espessura de filme é o kinematic replenishment/starvation ϕ_{rs} que ocorre em função dos fluidos viscosos não terem de tempo de fluir de volta ao centro da pista após a passagem da esfera. Uma menor espessura de filme favorece o aumento do momento de atrito de deslizamento, pois os contactos entre as rugosidades tornam-se maiores e os escorregamentos devido as deformações elásticas aumentam.

As massas MG1 e MG2 praticamente não apresentam diferença de comportamento em função das suas viscosidades à temperatura de trabalho serem praticamente as mesmas (ver anexo 6).

4.1.2. BO-MG1

O óleo lubrificante BO-MG1 é o óleo base da massa mineral MG1, a correspondência entre os valores experimentais obtidos e o modelo teórico otimizado foi boa, como se constata pela Figura 4. 6. Este óleo base apresenta características típicas de lubrificantes de alta viscosidade, em função disso o seu comportamento pode ser justificado por analogia à massa correspondente. Apesar do comportamento semelhante entre estes, é válido ressaltar a diferença no comportamento das curvas em função da velocidade de rotação entre 500 e 1000rpm, pois nestas velocidade o BO-MG1 apresenta variações significativas do momento de atrito interno em função da velocidade de rotação, e a massa correspondente MG1 pouco varia.

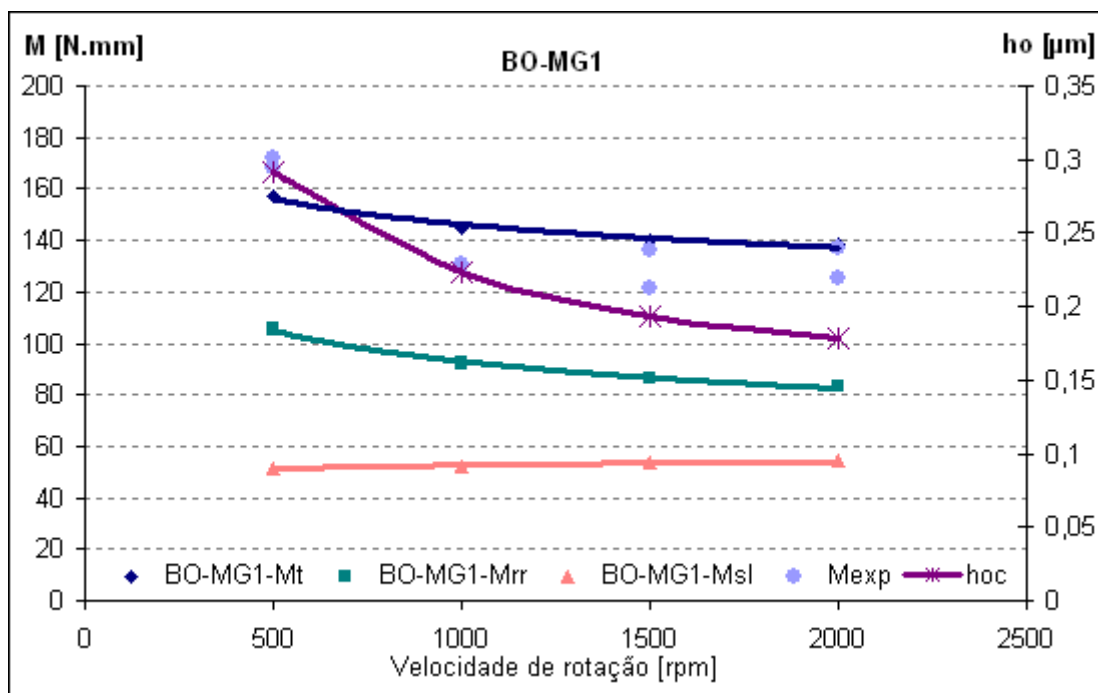


Figura 4. 6 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação do óleo base BO-MG1.

4.1.3. EG1 e EG2

As massas EG1 e EG2 contêm um óleo base do tipo éster e contêm espessantes de lítio e cálcio (EG1), e lítio, cálcio e poliureia (EG2). Estas massas passaram pelos testes de biodegradabilidade (OECD 301F e SS155470 class B) e de eco-toxicidade (OECD 202), e também apresentaram boa correspondência entre os valores obtidos experimentalmente e os calculados, Figura 4. 7 e Figura 4. 8.

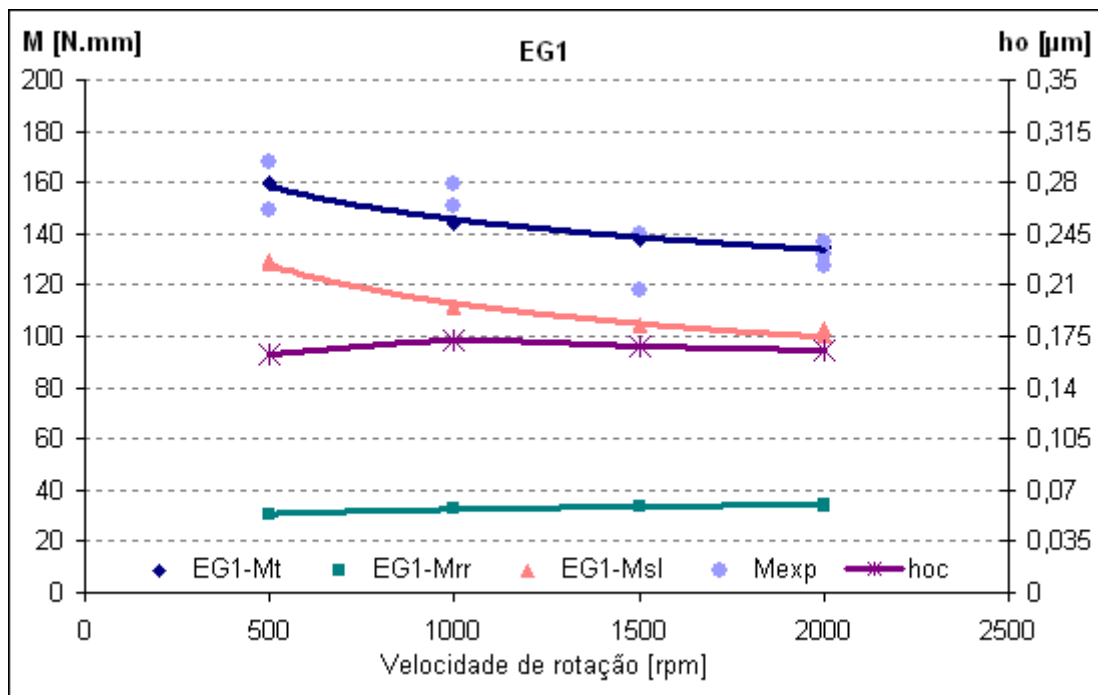


Figura 4. 7 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa EG1.

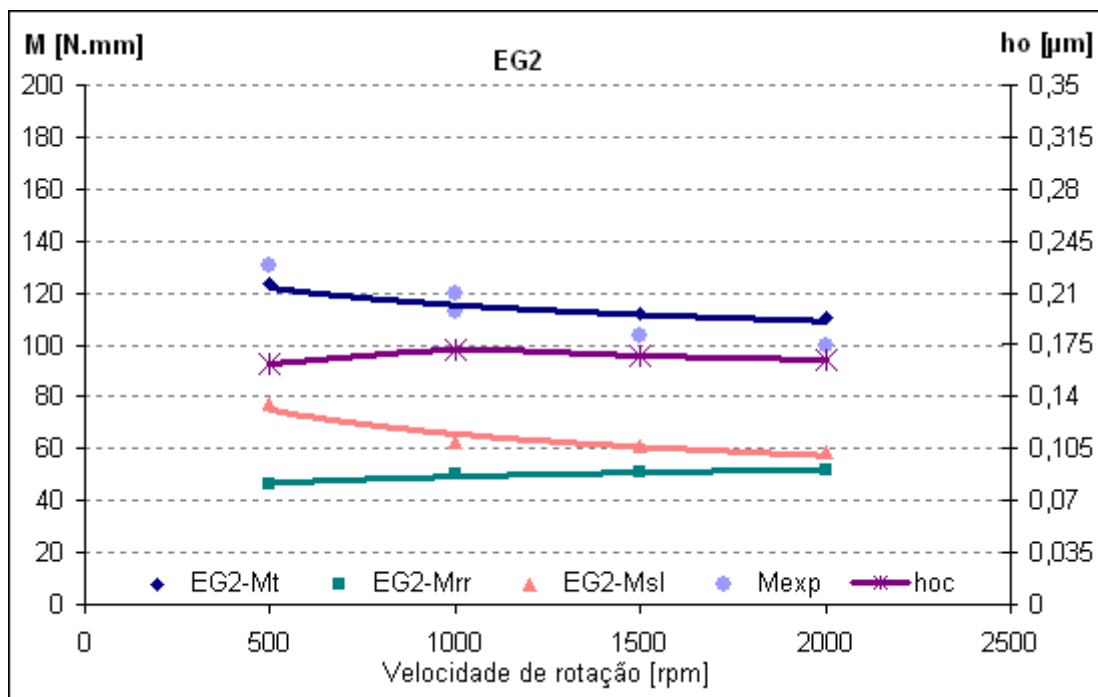


Figura 4. 8 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa EG2.

As massas EG1 e EG2 apresentam características típicas de massas de baixa viscosidade, em que as perdas por escorregamento são dominantes, isto ocorre porque com baixas viscosidades tem-se uma espessura de filme menor, aumenta a interação

entre as rugosidades e por consequência as deformações elásticas, que contribuem para o aumento do momento de atrito de escorregamento. Na fase inicial, velocidades de rotação entre 500 e 1000rpm, ocorre o aumento da espessura de filme lubrificante e nota-se que aumenta a resistência ao atrito de rolamento e diminui o momento de atrito de escorregamento. Depois desta fase, a espessura de filme diminui ligeiramente permanecendo quase constante, mas em função dos acréscimos de velocidade o momento de rolamento continua a aumentar e o de deslizamento decresce ligeiramente.

As diferenças apresentadas entre os valores do momento de atrito total das massas EG1 e EG2 ao decorrer de todo o ensaio são superiores a 25% e como o único factor diferenciador entre as massas é a poliureia, conclui-se que a inserção da poliureia em espessantes de lítio e cálcio com óleo base éster é um factor excelente para redução do momento de atrito total sem prejudicar os valores de espessura de filme.

4.1.4. BO-EG1/2

O lubrificante BO-EG1/2 é o óleo base tipo éster das massas EG1 e EG2. A correspondência entre os valores experimentais obtidos pelo BO-EG1/2 e pelo modelo teórico otimizado foi boa. O seu comportamento é análogo ao da massa correspondente EG1, no entanto é ainda menos influenciado pela velocidade de rotação.

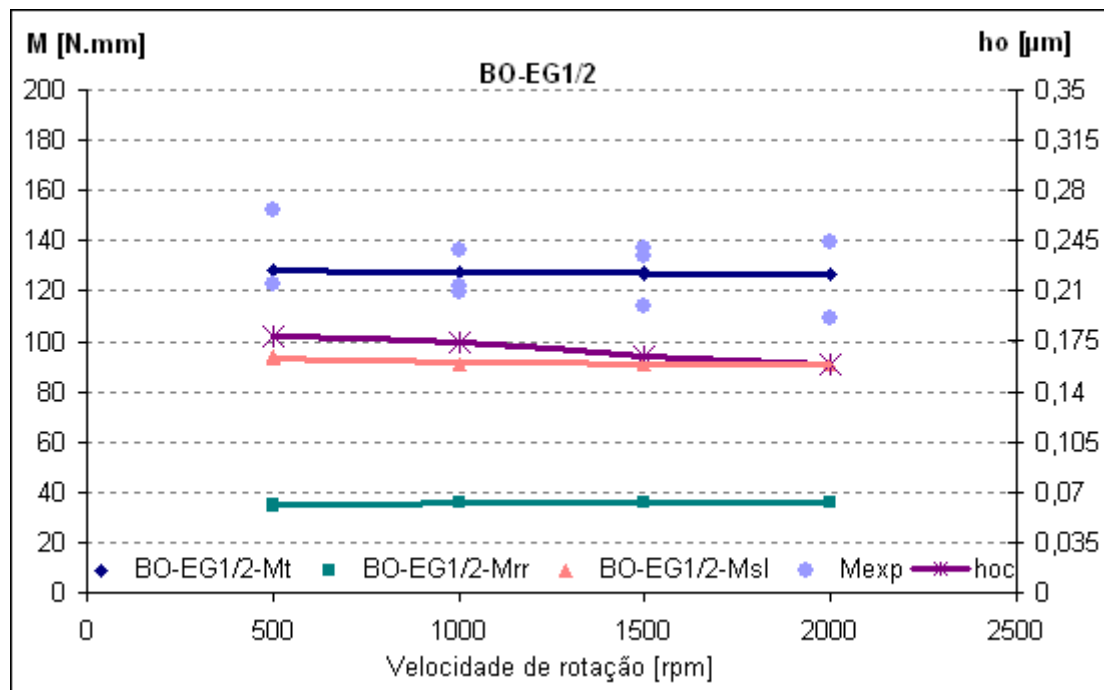


Figura 4. 9 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação do óleo base BO-EG1/2.

4.1.5. PG1

A massa PG1 é formulada com óleo base sintético PAO - palialfaolefina e espessada com polímeros não iônicos (EPOCHTM). Neste caso o modelo matemático apresentado corresponde aos valores medidos apenas para velocidades de rotação superiores a 1000rpm, ver Figura 4. 10.

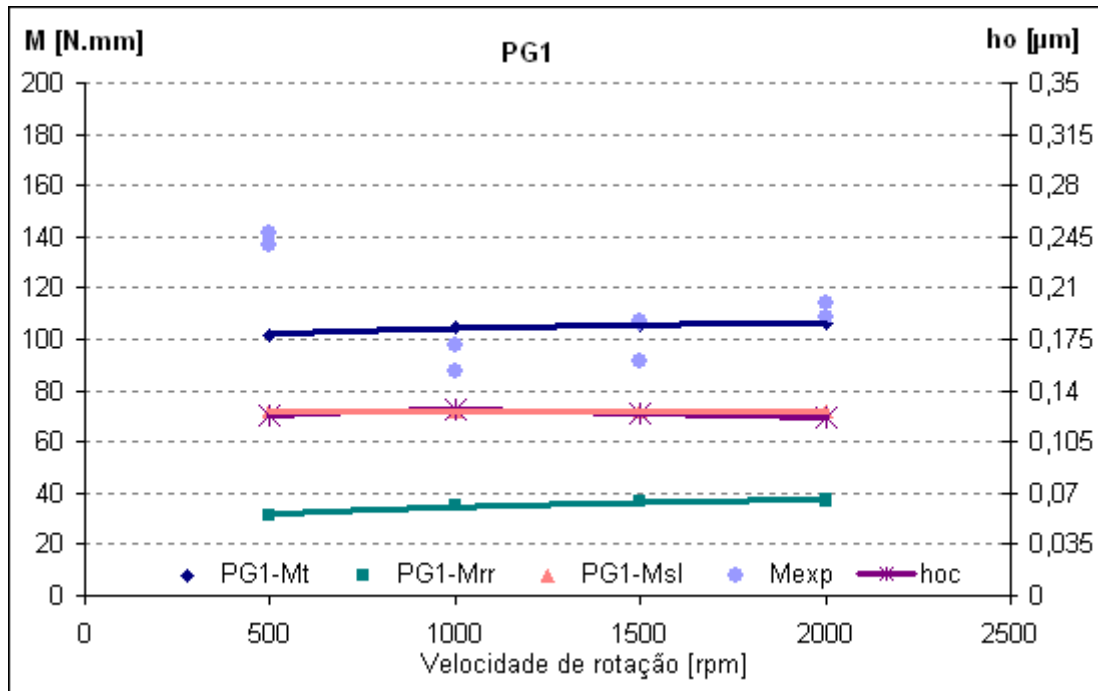


Figura 4. 10 - Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa PG1.

As medições experimentais realizadas com a massa PG1 indicam duas fases no comportamento desta massa: uma para baixas velocidades de rotação (entre 500 e 1000rpm), em que temos a redução do momento de atrito interno em função do aumento da velocidade de rotação e outra para altas velocidades de rotação (de 1000 a 2000rpm), em que o momento de atrito aumenta com a velocidade.

Estas são características típicas de massas de baixa viscosidade e o seu comportamento dificilmente pode ser descrito pelo modelo matemático apresentado. Os fenômenos que justificam o comportamento experimental podem estar associados à espessura de filme. Quando a espessura de filme cresce entre as 500 e 1000rpm as perdas por atrito de escorregamento reduzem com maior intensidade quando comparadas com o aumento das perdas por rolamento, isto porque a espessura de filme apesar de crescer continua muito pequena. A partir de 1000rpm, a espessura de filme

torna a decrescer, aumentando o momento de atrito de escorregamento, e com o aumento de velocidade de rotação o momento de atrito de rolamento também aumenta.

4.1.6. PG2

A massa PG2, assim como a PG1, é espessada com polímeros não iônicos (EPOCHTM), no entanto, seu óleo base é proveniente da mistura de um éster e um vegetal. Além disso, esta passou pelos testes de biodegradabilidade (OECD 301F e SS155470 classe B) e de eco-toxicidade (OECD 202) e apresenta viscosidade à temperatura de funcionamento até 4 vezes superior à massa PG1. Os valores experimentais apresentam tendências semelhantes ao modelo teórico otimizado.

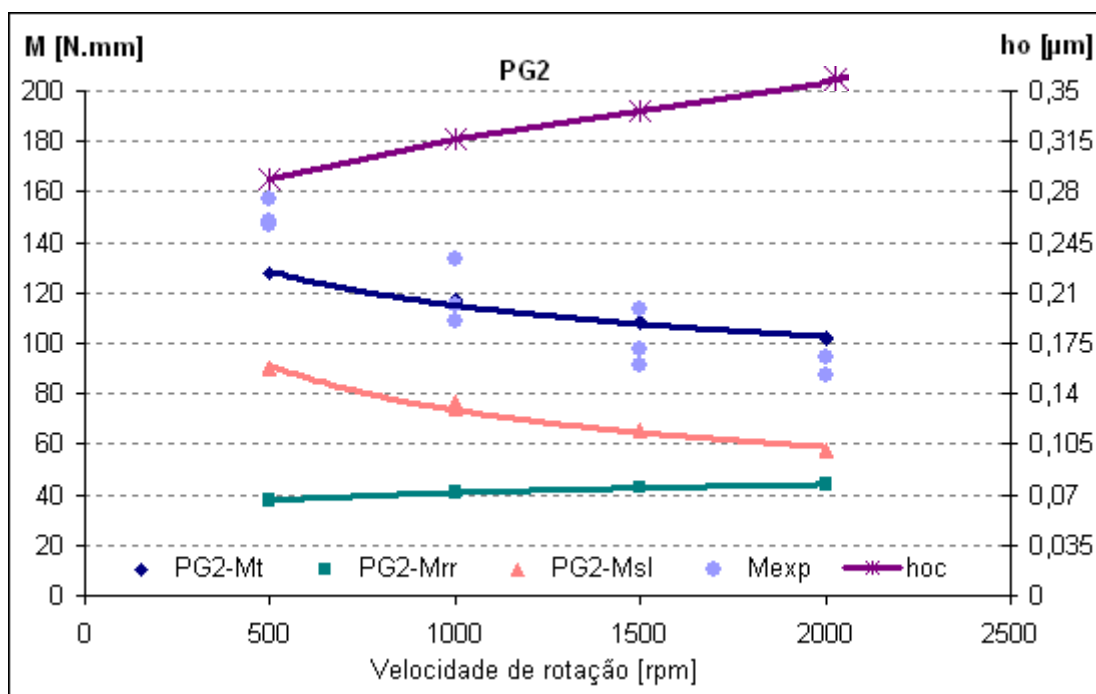


Figura 4. 11 – Comparação entre o modelo teórico otimizado e os valores medidos do momento de atrito vs. velocidade de rotação da massa PG2.

Apesar da alta viscosidade, a massa PG2 apresentou temperaturas de funcionamento muito baixas, ver Figura 2. 13, o que implica apresentar as mais elevadas viscosidade à temperatura de funcionamento (ver anexo 6), justificando assim a grande espessura de filme calculada. O comportamento típico para lubrificantes de alta viscosidade apresentado pela Figura 3. 10, corresponde perfeitamente aos valores encontrados pelo modelo teórico otimizado apresentado, em que o momento de atrito de rolamento aumenta com a velocidade de rotação, e não torna a decrescer em função

da influência dos factores inlet shear heating φ_{ish} e kinematic replenishment/starvation φ_{rs} não serem suficientes (isto é perceptível, também, em função do baixo aquecimento gerado). E o momento de atrito de escorregamento decresce continuamente em função do grande aumento da espessura de filme, no entanto, era esperado que o momento de atrito de rolamento fosse bem superior ao de deslizamento.

Para os 6 parâmetros que foram alterados na optimização do modelo de cálculo para determinação do momento de atrito interno, 4 deles tem influência directa no coeficiente de atrito de escorregamento μ_{sl} e estão relacionados ao parâmetro φ_{bl} . Abaixo é mostrada uma comparação entre a curva apresentada pela SKF (em que o valor de $C=1,4$) e os valores usados na determinação do momento de atrito (Tabela 4.2).

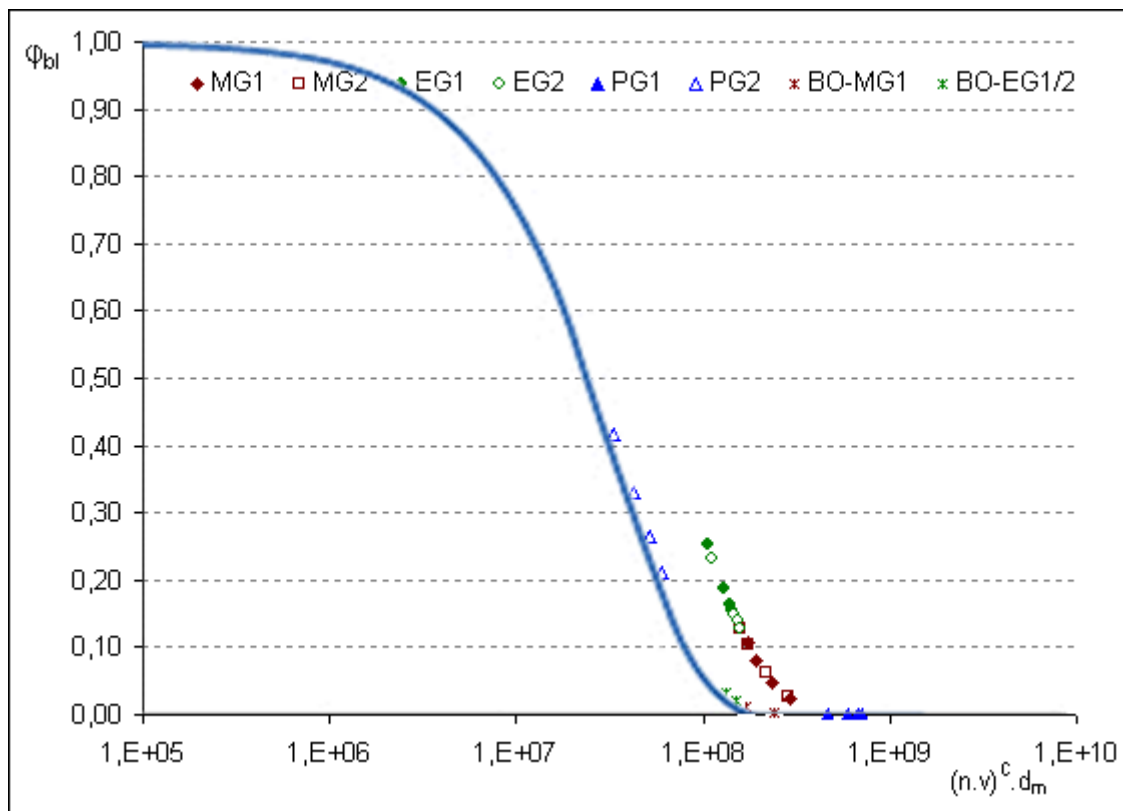


Figura 4. 12 – Comparação entre o parâmetro φ_{bl} apresentado pela SKF e os valores otimizados.

Um facto que mostra que o modelo de atrito apresentado pela SKF funciona melhor para os óleos do que para as massas, é que os valores de φ_{bl} para os dois óleos base ensaiados encontram-se exactamente sobre a linha teórica apresentada. Também

pode-se observar que as massas espessadas com polímeros não iônicos acompanharam a curva teórica, diferente das demais massas lubrificantes.

5. BALANÇO ENTRE A POTÊNCIA DISSIPADA E O CALOR EVACUADO

5.1. INTRODUÇÃO

São muito variadas as formas de dissipação energética em transmissões mecânicas, sendo o seu conhecimento e a sua variação com as condições de funcionamento de extrema importância para a melhoria do rendimento dos sistemas mecânicos e a consequente diminuição do consumo energético.

A potência máxima que uma transmissão mecânica pode transmitir é limitada pela carga máxima suportada pelos órgãos mecânicos e também pela temperatura máxima do lubrificante. A temperatura de funcionamento do lubrificante é definida pelo equilíbrio térmico entre o calor gerado no interior da transmissão e o calor evacuado da transmissão pela superfície da carcaça. A influência desta temperatura manifesta-se no próprio envelhecimento do lubrificante (oxidação) e no desgaste dos órgãos mecânicos [31].

Segundo Maxwell e Boltzmann, considera-se um sistema termodinâmico em situação de equilíbrio térmico se a sua distribuição de energia for igual, ou seja, deixará de existir qualquer troca de calor entre os corpos deste mesmo sistema. Isso permite uma única temperatura em todo sistema.

5.2. POTÊNCIA DISSIPADA PELO MOMENTO DE ATRITO

A dissipação de potência P_{loss} [W] num rolamento [16] é definida pelo produto entre o momento de atrito interno (experimental) M_{exp} [N.mm] e a velocidade de rotação ω [rad/s]. A potência dissipada pelo rolamento SKF-51107 para cada velocidade de rotação usada e para os vários lubrificantes ensaiados são mostrados na Figura 5. 1.

$$P_{loss} = M_{exp} \cdot \omega \quad (5. 1)$$

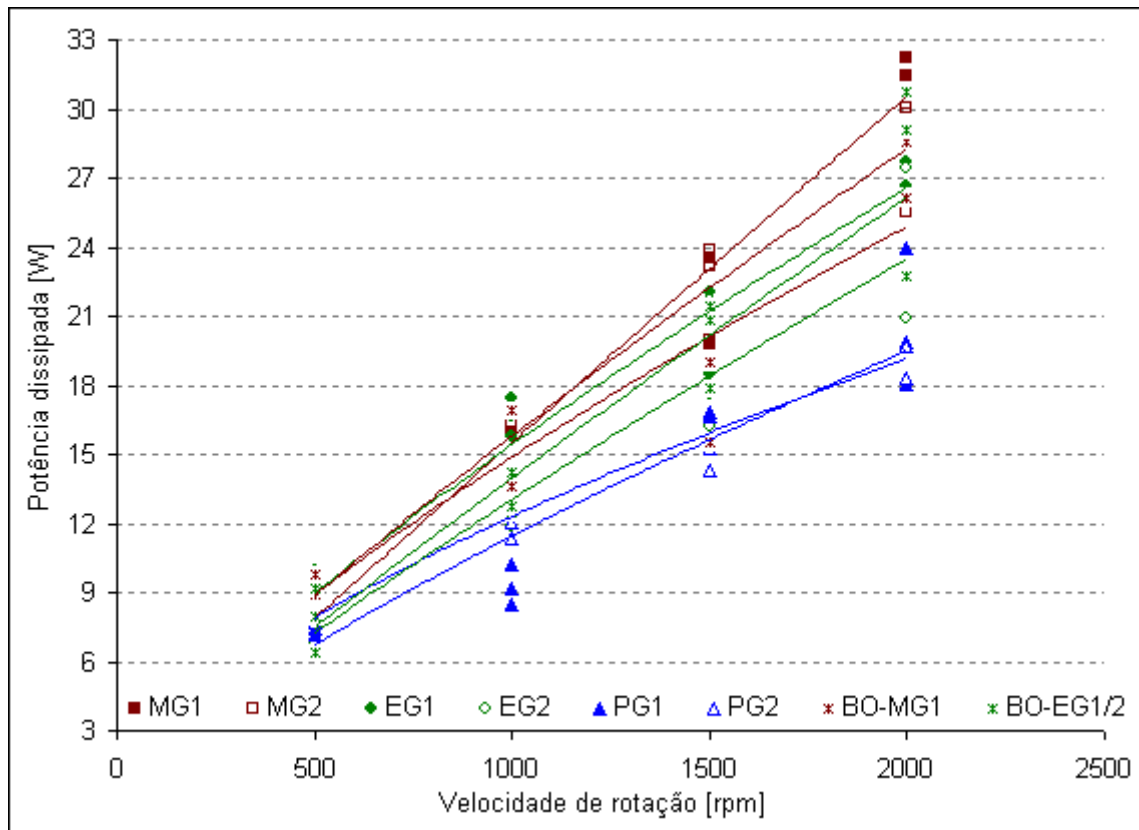


Figura 5. 1– Potência dissipada vs. velocidade rotação do rolamento

Seguindo as mesmas tendências apresentadas para o momento de atrito, observa-se que:

- As massas minerais apresentam a maior dissipação de energia;
- As massas poliméricas apresentam a menor dissipação de energia;
- As massas biodegradáveis apresentam valores intermédios entre as minerais e as poliméricas.
- Os óleos base (BO/MG1 e BO/EG1-EG2) apresentam comportamento semelhante aos das massas biodegradáveis.
- A diferença entre o valor máximo (MG1-2000rpm) e mínimo (PG1-2000rpm) da potência dissipada entre as massas é de 12W, correspondendo a uma diferença percentual superior a 38%.

5.3. EVACUAÇÃO DE CALOR

A energia dissipada pelo momento de atrito interno num rolamento é evacuada para o exterior predominantemente por acção da radiação e convecção pelas superfícies do porta-rolamento, e por condução pelo veio motor e pela célula de binário, conforme esquema apresentado na Figura 5. 2.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} \quad (5.2)$$

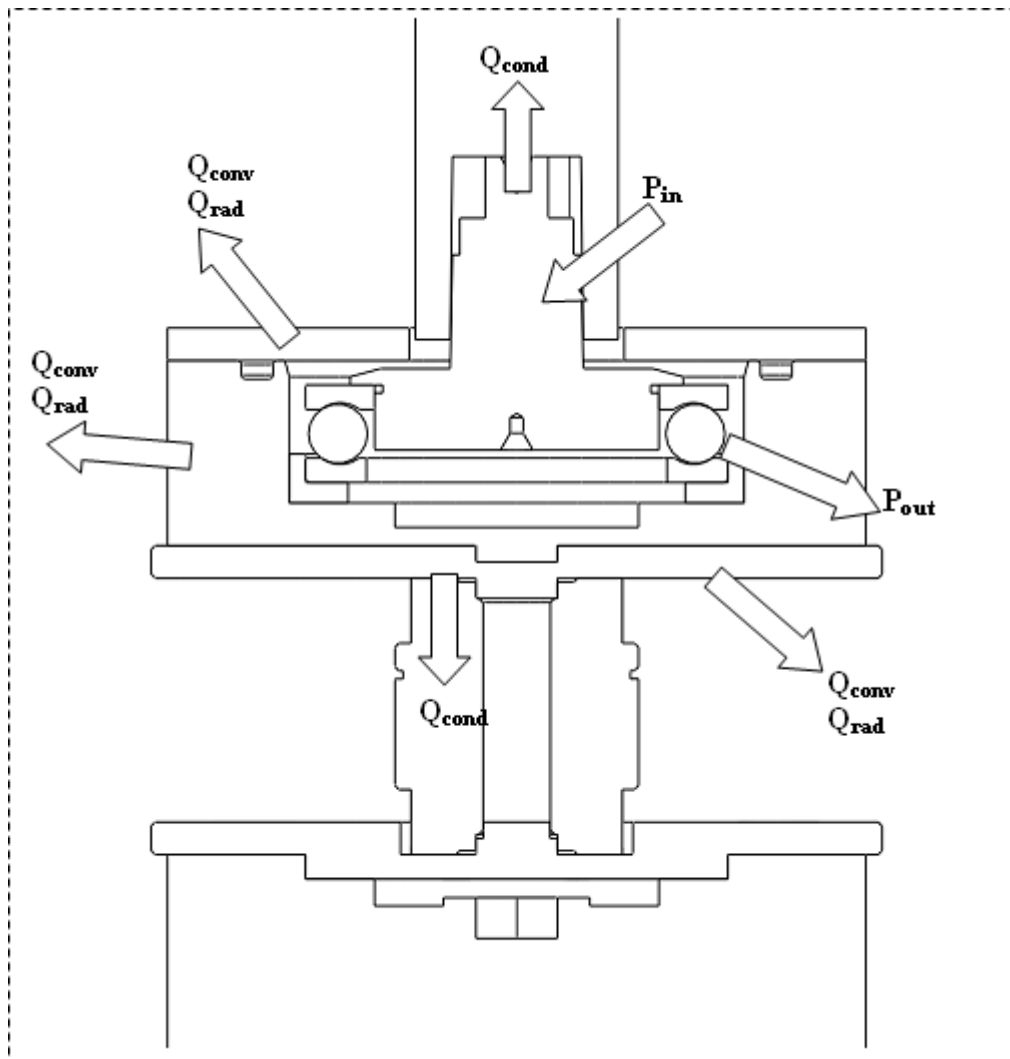


Figura 5. 2 – Vista esquemática do porta-rolamento e dos diferentes mecanismos de evacuação de calor e potência dissipada

Para determinação dos fluxos energéticos utilizou-se a temperatura média do lubrificante e a temperatura média das superfícies do porta-rolamento, uma vez que as

diferenças de temperaturas em pontos distintos não excedem 5°C, o que introduz erros pouco significativos [32].

A Figura 5. 3 mostra as temperaturas de funcionamento do rolamento SKF-51107 correspondentes a cada velocidade de rotação considerada e para os vários lubrificantes ensaiados.

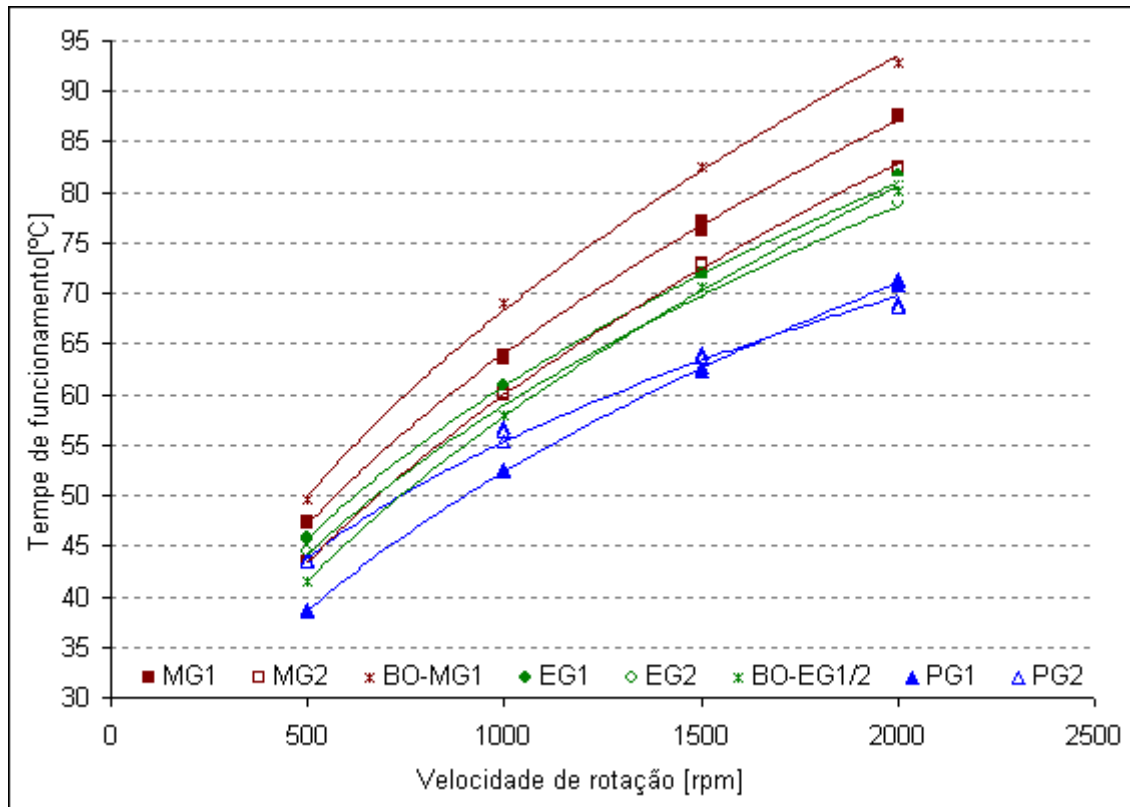


Figura 5. 3 – Variação da temperatura de funcionamento com a velocidade de rotação

A análise dos mecanismos de evacuação de calor (radiação, convecção e condução) pode ser bastante complexa, nomeadamente no que diz respeito ao fluxo de calor por condução ($\dot{Q}_{cond}$). No entanto, é possível utilizar um coeficiente global de transferência de calor, que é apresentado como uma modificação da Lei de Newton para o arrefecimento, em que, este coeficiente abrange as múltiplas formas de transferência de calor.

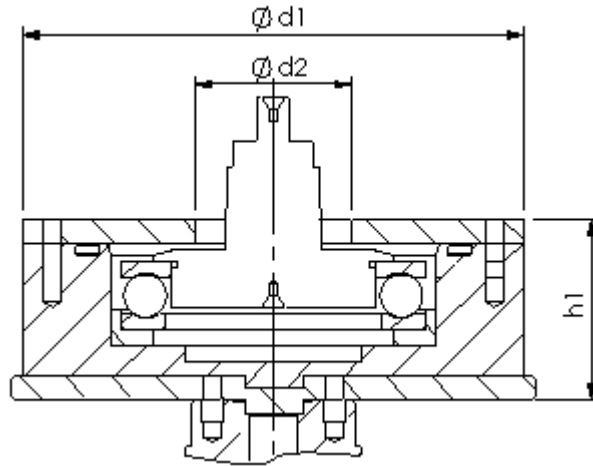


Figura 5. 4 – Superfícies envolvidas na transferência de calor do porta-rolamento

Deste modo, o fluxo total de calor evacuado pela superfície do porta rolamento, ver Figura 5. 4, que é igual a potência dissipada pelo momento de atrito interno do rolamento, pode ser descrito matematicamente por uma simples equação:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} = P_{loss} \quad (5.3)$$

$$\dot{Q} = P_{loss} = \alpha_{global} \cdot S \cdot (T_s - T_a) \quad (5.4)$$

$$S = \pi \cdot d_1 \cdot h_1 + \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \quad (5.5)$$

onde α_{global} é o coeficiente de transferência de calor do porta-rolamento, S é a área superficial total do porta-rolamento, T_s é a temperatura externa média da superfície do porta-rolamento, T_a a temperatura ambiente e $\dot{Q}$ é a soma dos fluxos de calor evacuado por convecção, condução e radiação.

A Figura 5. 5 mostra os valores obtidos pela equação 5.4, ou seja, a variação do coeficiente global de transferência de calor com a temperatura de funcionamento de cada um dos lubrificantes ensaiados.

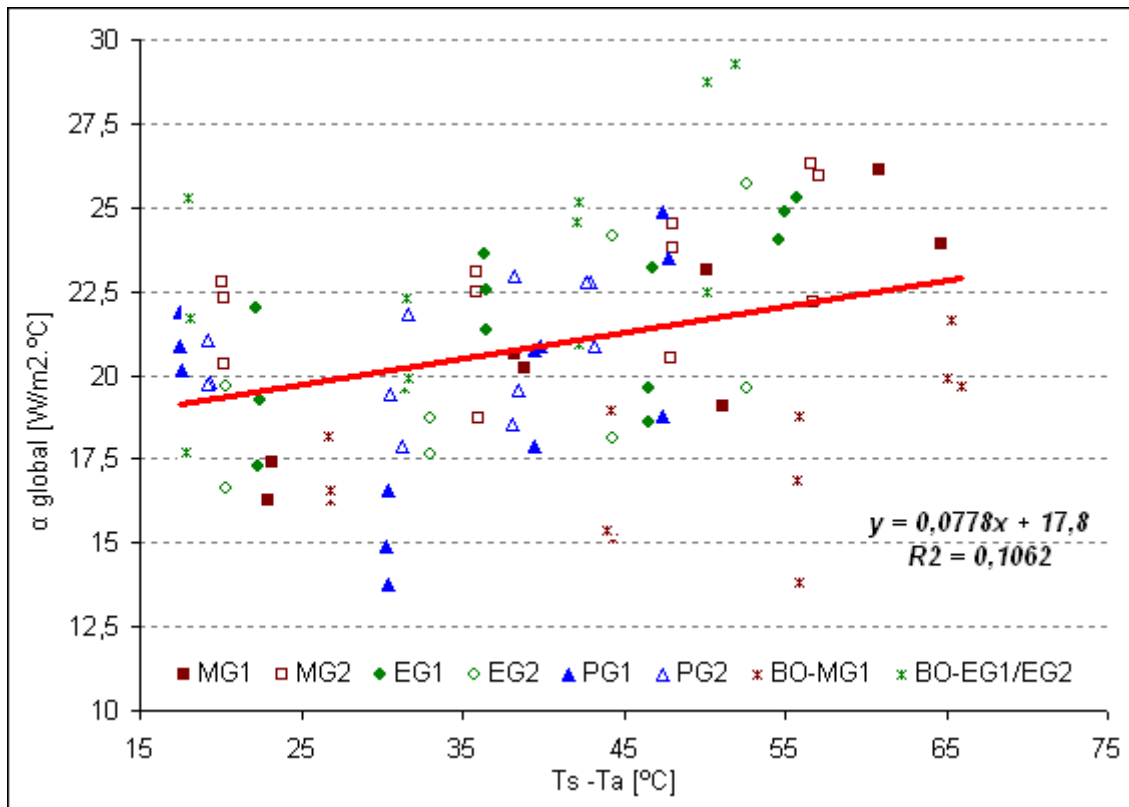


Figura 5. 5 – Coeficiente global de transferência de calor

A correlação entre os pontos medidos é baixa ($R^2=0,106$), isso mostra que houve alguma dispersão nos resultados. Este facto resulta, provavelmente, de variações bruscas da atmosfera circundante na qual o conjunto porta-rolamento opera. No entanto, os valores apresentam uma tendência crescente com valores entre 15 e 25 W/m².°C, correspondendo aos modelos experimentais apresentados pelo relatório técnico da FZG para uma caixa com um par de engrenagens [33].

A equação que representa a evolução do coeficiente global de transferência de calor do porta-rolamento, Figura 5. 5, é representada por:

$$\alpha_{global} = 0,0778 \cdot \Delta T + 17,796 \quad (5. 6)$$

Com a equação referida acima é possível determinar o calor total evacuado pela superfície do porta-rolamento e então comparar com a potência total dissipada pelo momento de atrito interno a fim de verificar as soluções adoptadas, Figura 5. 6.

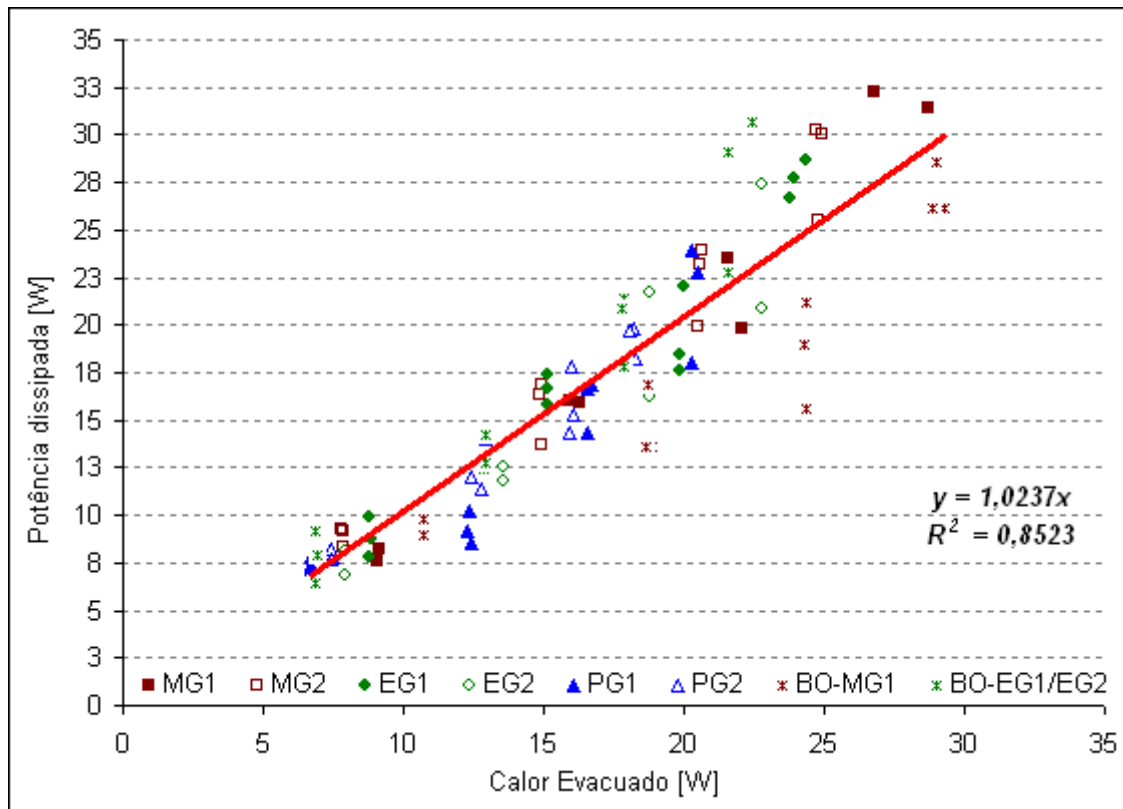


Figura 5. 6 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado

A correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado é superior a 85%, o que justifica os valores experimentais obtidos e a metodologia de cálculo utilizada. No entanto, ensaios realizados posteriormente mostraram que submetendo o sistema a convecção forçada obtém-se valores de temperatura de funcionamento mais estáveis e uma dispersão muito menor dos valores do coeficiente de transferência de calor. Além disso, ao analisar a fonte de calor, que altera o modo com que o fluxo de energia entre a superfície do porta-rolamento e o ambiente circundante é transmitido, pode-se determinar coeficientes de transferências de calor em função do tipo de lubrificação, obtendo assim melhores correlações. Este facto pode ser observado na figura acima ao se verificar que para todas as massas os valores medidos encontram-se tanto acima quanto abaixo da linha média, já para os óleos lubrificantes, todos os pontos do óleo mineral encontram-se abaixo da linha média, assim como quase todos os valores do óleo éster encontram-se acima desta.

5.4. EVACUAÇÃO DE CALOR PARA LUBRIFICAÇÃO COM MASSAS

Para o sistema lubrificado com massas, a fonte de calor se concentra nas pistas do rolamento, em especial na pista inferior que é fixa, aquecendo muito mais a superfície inferior do porta-rolamento e alterando assim o modo com que a transferência de calor é feita entre a superfície do porta-rolamento e o ambiente circundante. Como consequência, o coeficiente de transferência de calor e o calor evacuado correspondem a uma nova equação, com valores significativamente melhores de correlação, que é mostrada na Figura 5. 7 e Figura 5. 8.

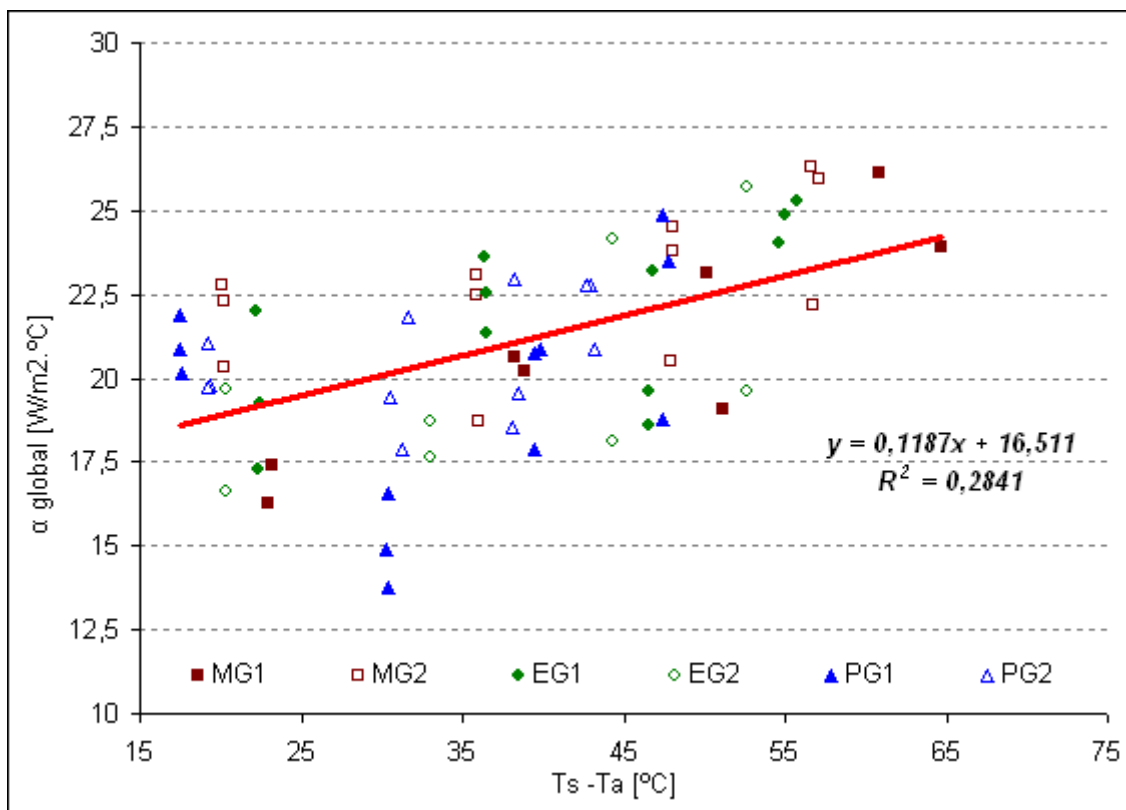


Figura 5. 7 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com massas

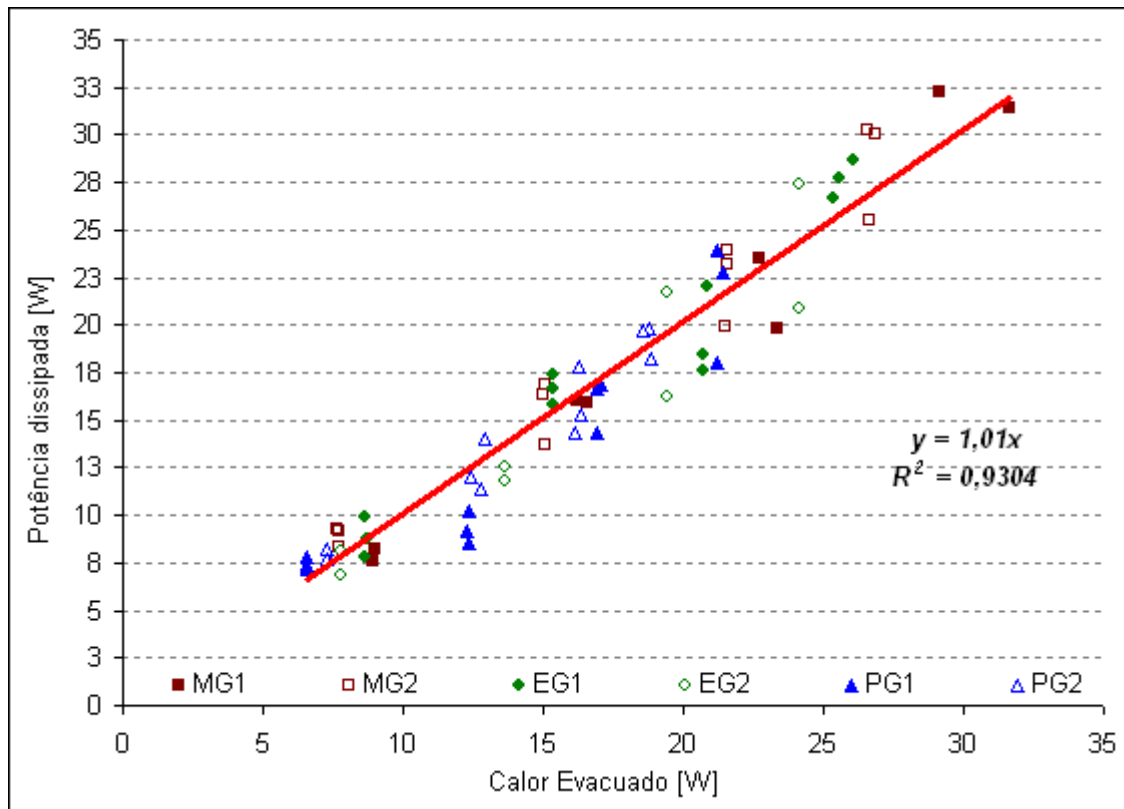


Figura 5. 8 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com massas

5.5.EVACUAÇÃO DE CALOR PARA LUBRIFICAÇÃO COM ÓLEO MINERAL E ÉSTER

Para o sistema lubrificado por banho de óleo, a fonte de calor é quase uniformemente distribuída pelas superfícies do porta-rolamento, aquecendo por igual a superfície inferior e lateral, e de modo menos homogêneo a superfície superior do porta-rolamento. Neste tipo de lubrificação, em que o lubrificante está em contacto com todas as superfícies interiores do porta-rolamento, ainda é válido separar o óleo mineral do éster, uma vez que a condutividade térmica destes são diferentes, equação 5.7 (grávidade específica $\rho=0,88$ para ambos os óleos base). O óleo mineral em estudo, cuja condutividade é inferior, apresenta um coeficiente de transferência de calor e um calor evacuado inferior ao óleo base éster, conforme pode ser visto nas Figura 5. 9 à Figura 5. 12.

$$K = \frac{0,12 \cdot \left(1 - 0,0005 \cdot \frac{T_s}{3}\right)}{\rho} \quad (5. 7)$$

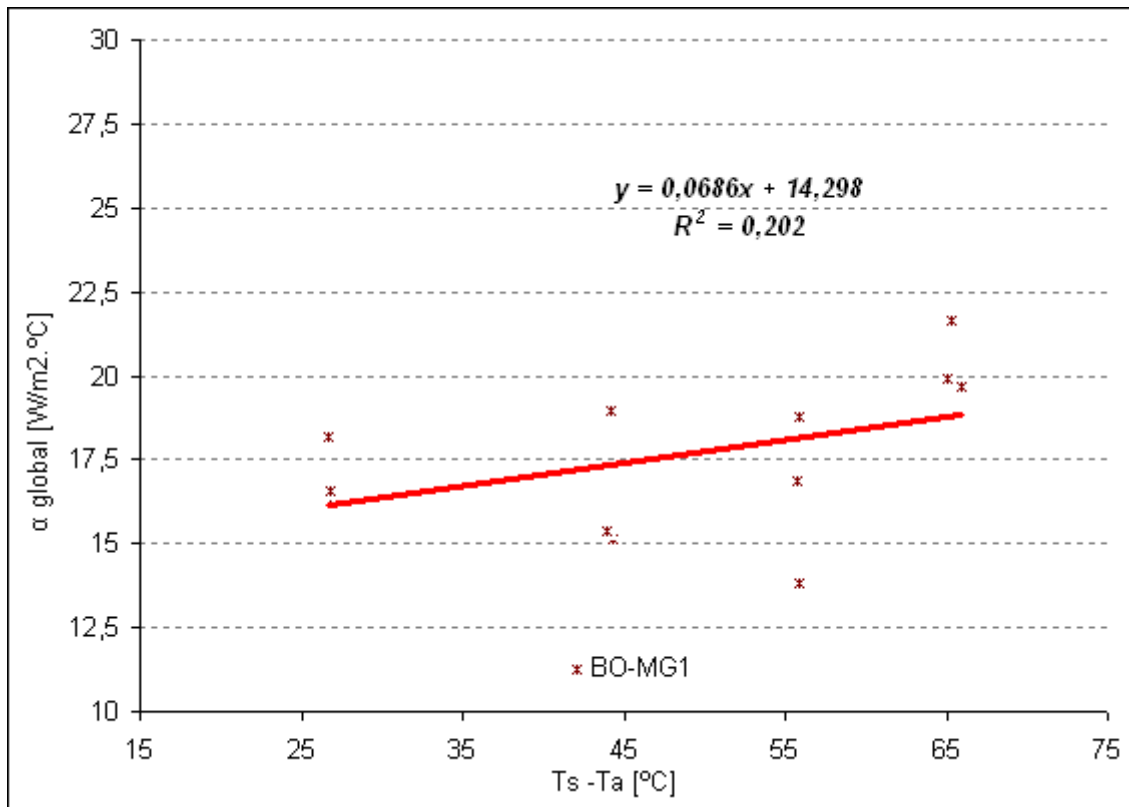


Figura 5. 9 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com óleo mineral

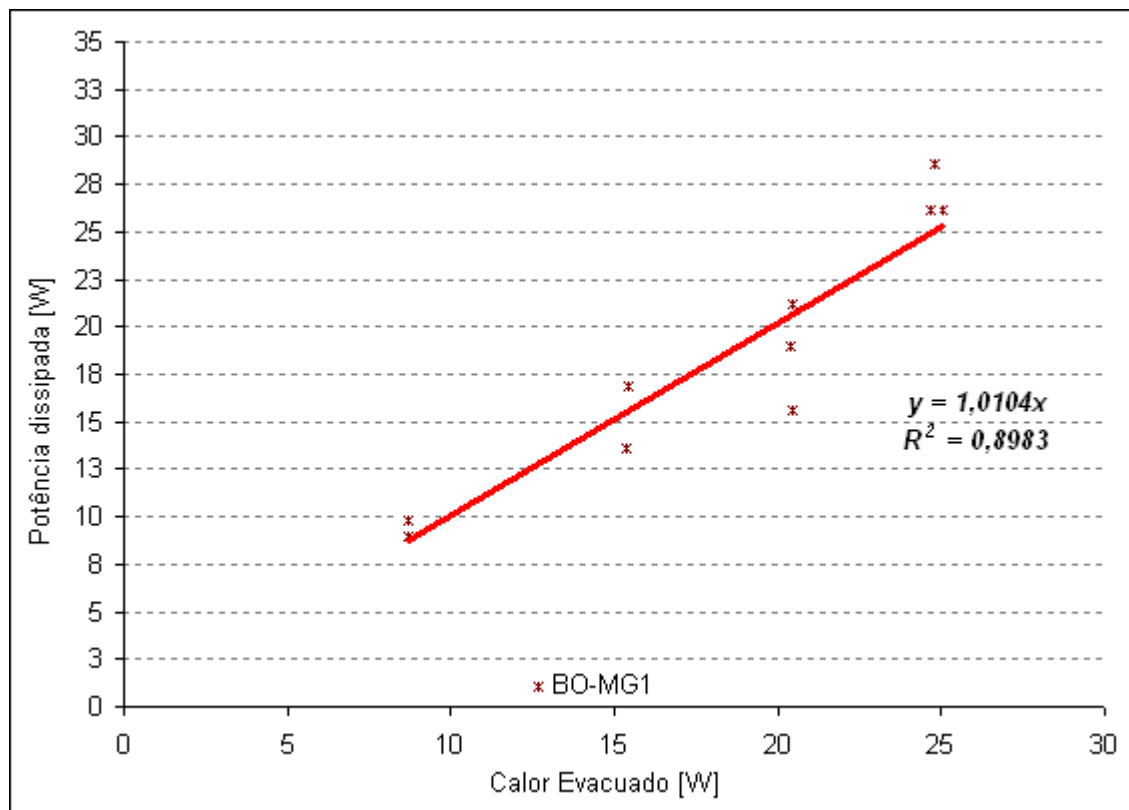


Figura 5. 10 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com óleo mineral

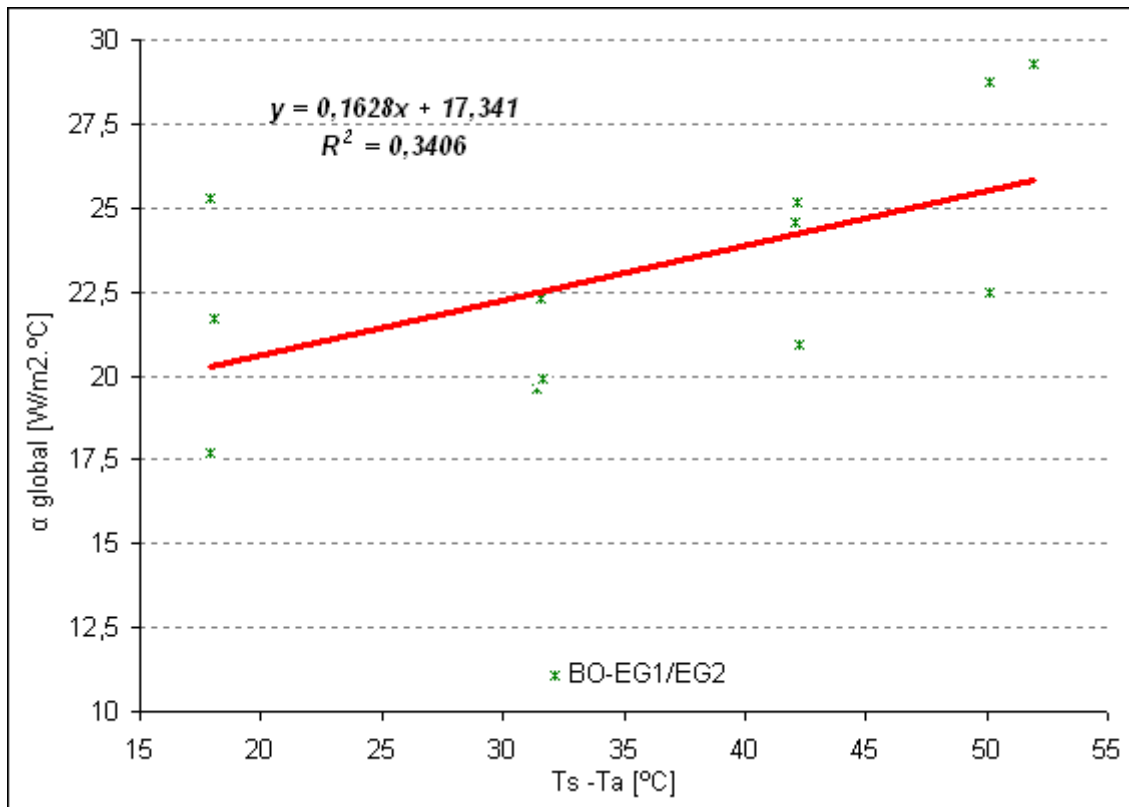


Figura 5. 11 – Coeficiente global de transferência de calor para lubrificação com óleo éster

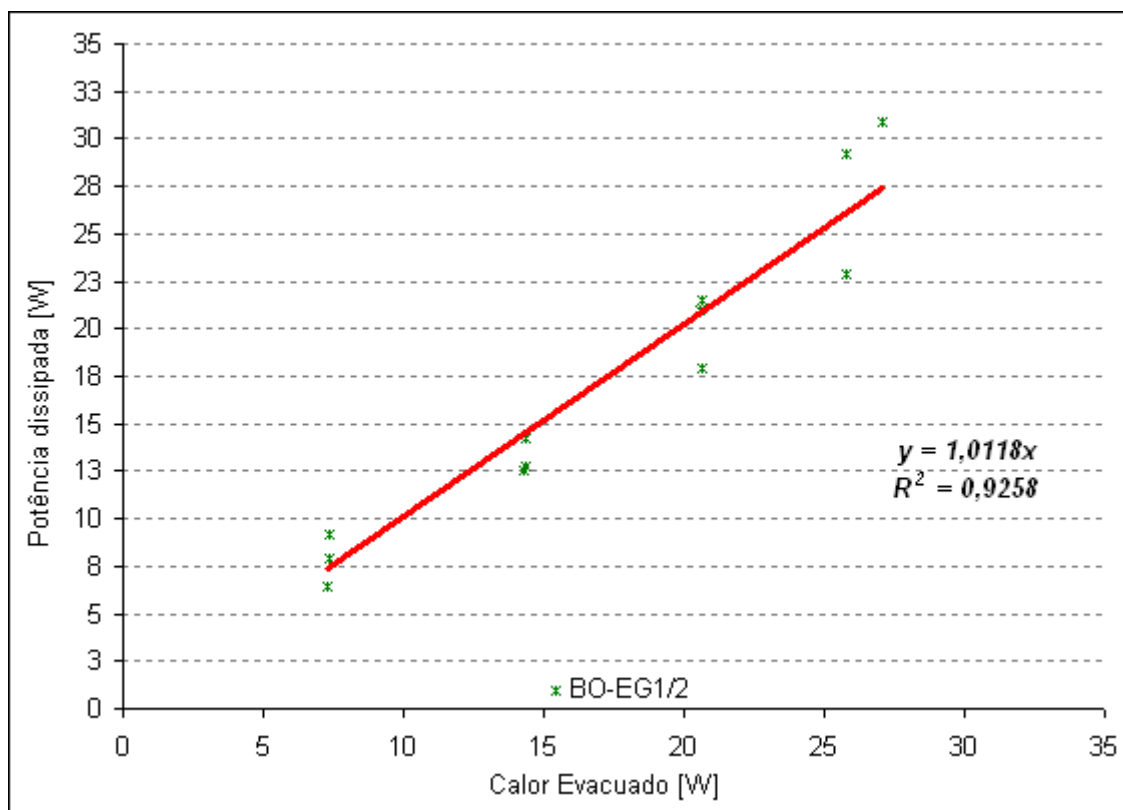


Figura 5. 12 – Correlação entre a potência dissipada e o calor evacuado para lubrificação com óleo éster

5.6. COMPARAÇÃO ENTRE O MOMENTO DE ATRITO INTERNO MEDIDO, OPTIMIZADO E NUMÉRICO

O objectivo de determinar a potência dissipada por intermédio das medições de temperatura serve para mostrar que é possível calcular o momento de atrito interno a partir do calor evacuado (designado por momento numérico).

A seguir serão apresentadas novas comparações entre os valores do momento de atrito interno medidos, calculados pela optimização do modelo SKF (em cinza) e calculados por intermédio do calor evacuado (em vermelho). Esta é mais uma forma de verificar as medições realizadas e atestar o modelo para determinação do momento de atrito apresentado.

Os lubrificantes minerais (Figura 5. 13) apresentaram boa correlação para ambos os modelos teóricos, as variações percentuais apresentadas entre cada modelo e os valores experimentais são mostradas na Tabela 5. 1.

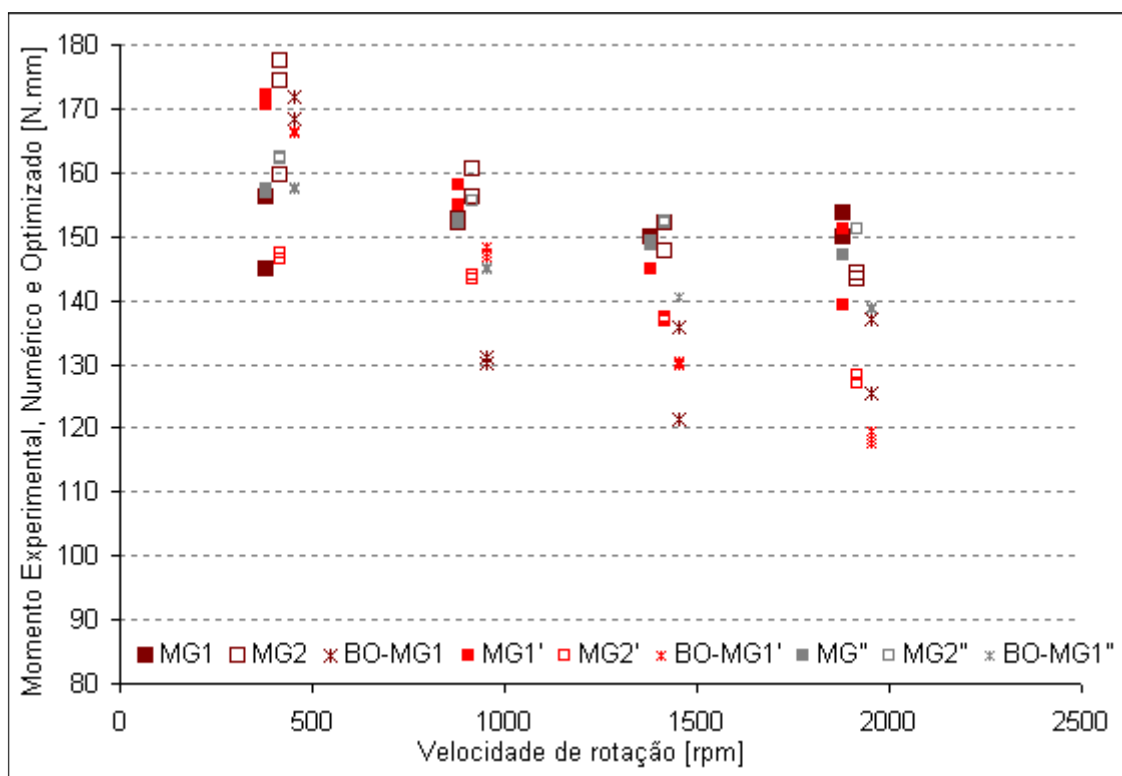


Figura 5. 13 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e optimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes minerais

Tabela 5. 1 – Diferenças percentuais máxima e média entre os valores experimentais e os modelos teóricos para massas minerais

	MG1 [%]	MG2 [%]	BO-MG1 [%]
Optimizado ^{máx}	8,6 (500rpm)	8,4 (500rpm)	15,7 (1500rpm)
Numérico ^{máx}	17,6 (500rpm)	17,0 (500rpm)	13,9 (1000rpm)
Optimizado ^{médio}	2,28	3,74	9,64
Numérico ^{médio}	6,7	10,96	6,51

Os lubrificantes ésteres (Figura 5. 14) apresentaram uma boa correlação para ambos os modelos teóricos, no entanto, a massa lubrificante EG2 apresenta uma variação percentual de aproximadamente 15% em quase todas as velocidades de rotação usadas em função da própria dispersão dos valores medidos. As diferenças percentuais entre os modelos teóricos e os valores experimentais são mostrados na Tabela 5. 2.

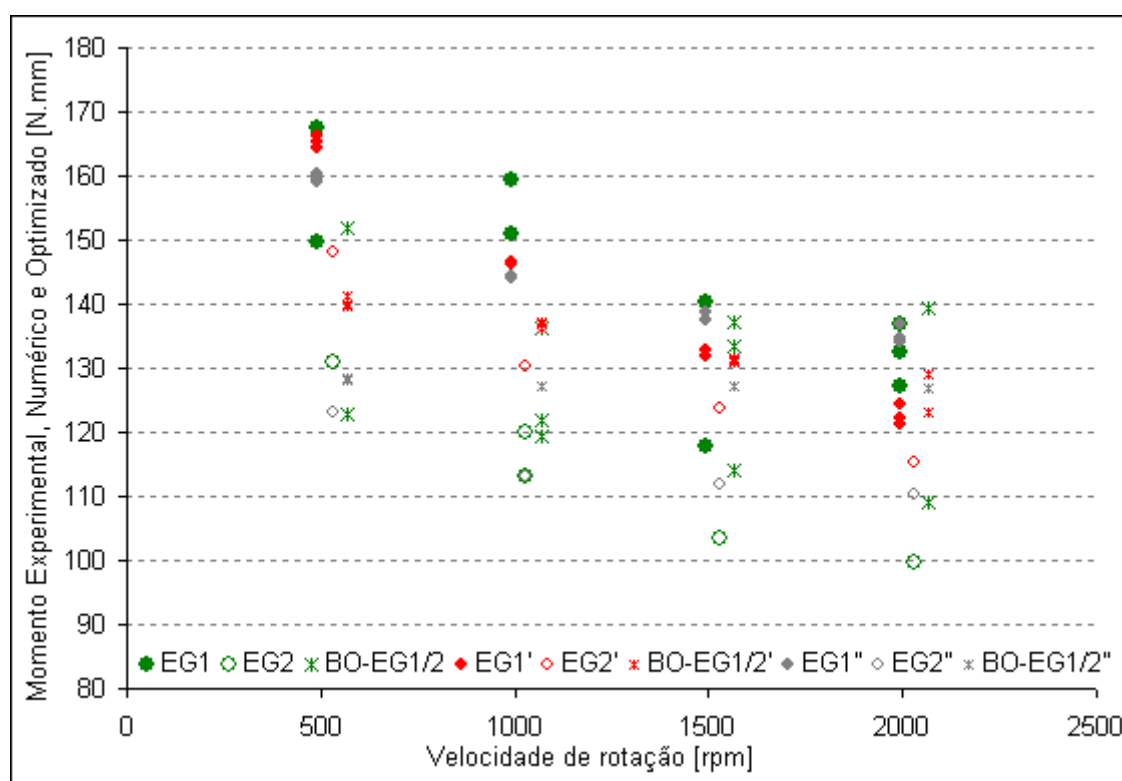


Figura 5. 14 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e otimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes ésteres

Tabela 5. 2 – Diferenças percentuais máxima e média entre os valores experimentais e os modelos teóricos para massas ésteres

	EG1 [%]	EG2 [%]	BO-EG1/2 [%]
Optimizado ^{máx}	16,89 (1500rpm)	10,43 (2000rpm)	16,32 (2000rpm)
Numérico ^{máx}	11,96 (1500rpm)	19,95 (1500rpm)	15,23 (1500rpm)
Optimizado ^{médio}	5,32	6,00	8,61
Numérico ^{médio}	4,86	14,51	9,36

Os lubrificantes espessados com polipropileno (Figura 5. 15) apresentaram uma correlação boa, no entanto, a massa PG1 apresenta um ponto com variação superior a 25% para ambos os modelos teóricos. As diferenças percentuais entre os modelos teóricos e os valores experimentais são mostrados na Tabela 5. 3.

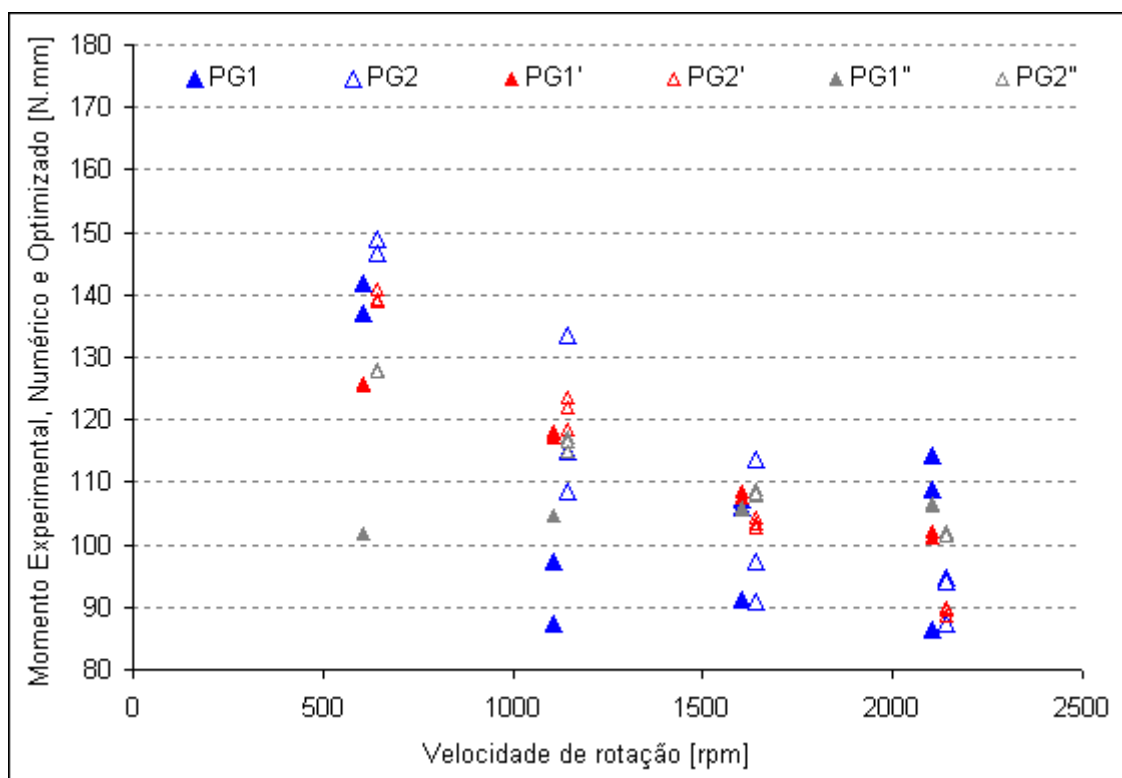


Figura 5. 15 – Comparação entre os valores do momento de atrito interno experimental, numérico e otimizado vs. velocidade de rotação em lubrificantes espessados com polipropileno

Tabela 5. 3 – Diferenças percentuais máxima e média entre os valores experimentais e os modelos teóricos para massas ésteres

	PG1 [%]	PG2 [%]
Optimizado ^{máx}	28,09 (500rpm)	18,65 (1500rpm)
Numérico ^{máx}	34,21 (1000rpm)	13,04 (1500rpm)
Optimizado ^{médio}	13,12	10,32
Numérico ^{médio}	13,02	7,00

Apesar de alguns lubrificantes apresentarem grandes diferenças entre os modelos teóricos e os valores experimentais, a variação média destes valores não é superior a 15% para nenhum lubrificante. O facto de alguns lubrificantes apresentarem grandes diferenças expressa que o modelo ainda deve ser aprimorado e que algumas medições efectuadas podem apresentar algum erro.

6. DESGASTE

6.1. INTRODUÇÃO

A vida útil de um equipamento compreende essencialmente três fases: um período de rodagem, um período de funcionamento normal e um período de deterioração (ver Figura 6. 1).

No período de rodagem existe um desgaste de ajustamento das superfícies dos componentes da máquina onde se gera uma elevada quantidade de partículas de pequenas dimensões. Em certas aplicações é aconselhável fazer uma mudança de lubrificante após este período.

Em condições normais de desgaste, o número e o tamanho das partículas geradas é pequeno. Contudo, com o aumento da severidade do desgaste, o tamanho e a quantidade das partículas vai também aumentando e a eficiência do equipamento começa a diminuir até à sua paragem (avaria). Na seguinte figura podem distinguir-se essas três fases da vida de um equipamento em termos de quantidade e tamanho das partículas de desgaste.

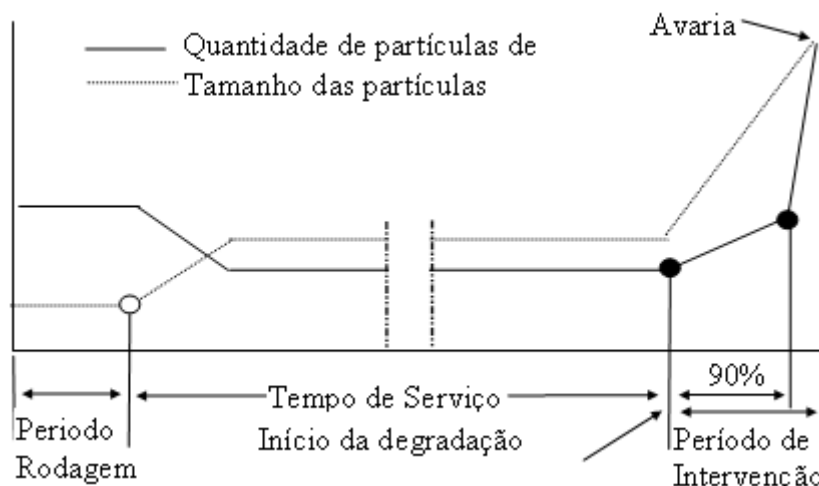


Figura 6. 1 - Vida útil de um equipamento

A análise da condição da máquina tem como principal função acompanhar a deterioração do equipamento e intervir apenas quando se evidenciar uma mudança nos

parâmetros que estão a ser monitorizados (neste caso, partículas de desgaste) prolongando deste modo a vida em serviço do equipamento.

Através da separação das partículas contaminantes de uma amostra de lubrificante, sua identificação e análise, é possível conhecer o estado de deterioração de um equipamento e diagnosticar as causas dessa mesma deterioração.

No entanto, a aplicação de técnicas de análise implica a definição de alguns procedimentos, como por exemplo, a dissolução da massa. Assim, é necessário avaliar a eficiência da dissolução como também a eficiência das diferentes técnicas de análise de óleos lubrificantes (Ferrografia, Contagem de Partículas, Espectrometria, Filtragem por Membrana, etc.) na monitorização de uma massa lubrificante.

Seguidamente, será descrita a Ferrografia, técnica que pode ser utilizada para determinação do desgaste dos rolamentos.

6.2. FERROGRAFIA

A Ferrografia é uma técnica de análise de condição que permite uma avaliação do lubrificante em termos da contaminação por partículas e do desgaste do equipamento. A técnica baseia-se num princípio de separação magnética das partículas de desgaste presentes no lubrificante, que normalmente é um óleo, mas também poderá ser uma massa. A técnica da ferrografia envolve dois tipos de análises: Ferrografia de Leitura Directa e Ferrografia Analítica, cujos procedimentos de análise encontram-se no anexo 7.

6.2.1. FERROGRAFIA DE LEITURA DIRECTA

O Ferrógrafo de Leitura Directa (DR) mede quantitativamente a concentração de partículas ferrosas que um lubrificante contém.

Cerca de 1 ml de amostra é feita passar através de um tubo capilar, o qual está submetido a um forte campo magnético e dois feixes luminosos (ver Figura 6. 2). As partículas maiores que 5 μm são depositadas primeiro e as de dimensões inferiores depositam-se 5 mm abaixo no tubo. A densidade do depósito é medida por um sistema óptico, o qual quantifica a intensidade de luz que atravessa o tubo, que por sua vez é inversamente proporcional à densidade de partículas depositadas.

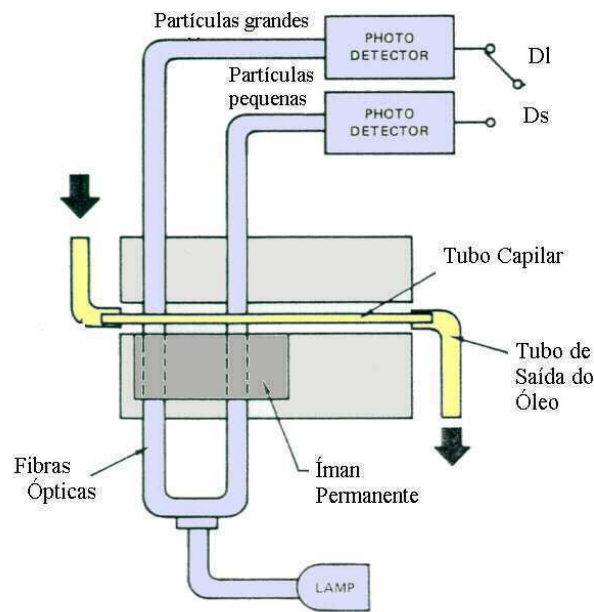


Figura 6. 2 – Ferrógrafo de Leitura directa

Assim, são obtidos os índices D_L e D_S , que representam respectivamente a quantidade de partículas grandes e partículas pequenas. A partir destes valores é possível determinar o Índice de Concentração de Partículas de Desgaste CPUC, Índice de Severidade do Desgaste ISUC e Percentual de Partículas Grandes PLP:

$$CPUC = \frac{D_L + D_S}{d} \quad (6.1)$$

$$ISUC = \frac{D_L^2 - D_S^2}{d^2} \quad (6.2)$$

$$PLP = \frac{100 \cdot (D_L - D_S)}{CPUC} \quad (6.3)$$

onde “ d ” representa o factor de diluição da amostra nos casos de excessiva contaminação.

A Tabela 6. 1 apresenta os índices de desgaste obtidos por ferrometria de leitura directa conforme o plano de ensaios apresentado na Tabela 2. 4.

Tabela 6. 1 – Índices ferrográficos dos lubrificantes ensaiados

IDENTIFICAÇÃO	Óleos		Massas			
Amostra n.º	BO-MG1	BO-EG1/EG2	MG1	EG2	EG1	PG1
FERROMETRIA						
d:	1	1	1	1	1	1
DL:	84,5	99,8	31,2	41,9	57,1	30,2
DS:	22,9	17,0	4,2	6,1	26,4	9,3
CPUC:	107,4	116,8	35,4	48,0	83,5	39,5
ISUC:	6615,8	9671,0	955,8	1718,4	2563,5	825,6
PLP:	57,4	70,9	76,3	74,6	36,8	52,9

A Figura 6. 3 é uma representação gráfica da tabela acima e permite as seguintes análises:

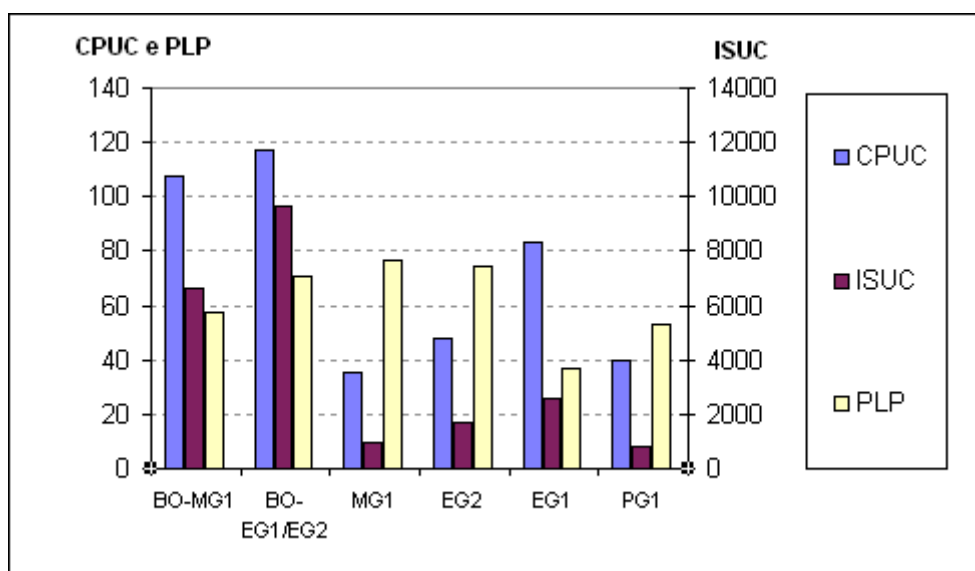


Figura 6. 3 - Índice de Concentração de Partículas de Desgaste (CPUC), Índice de Severidade do Desgaste (ISUC) e Percentual de Partículas Grandes (PLP)

- Os óleos base BO-MG1 e BO-EG1/2 apresentaram maiores valores de CPUC e ISUC quando comparados às massas correspondentes, facto já esperado em função destes não conter nenhum tipo de aditivos, como os aditivos anti-desgaste (AW) apresentados nas massas correspondentes.
- O óleo base BO-EG1/2 apresentou índice de severidade de desgaste superior ao do óleo base BO-MG1, o que pode justificar este facto é que a espessura de filme gerada pelo óleo base BO-MG1 é bem superior que a do BO-EG1/2 (ver Figura 6. 4).

- As massas EG1 e EG2 apresentaram valores de ISUC semelhantes, correspondendo às espessuras de filme calculadas. No entanto os valores menores de ISUC e CPUC na massa EG2 mostram a influência da poliureia, que nas massas de óleo base éster e espessadas com lítio e cálcio apresenta vantagens quanto ao desgaste gerado.
- A massa polimérica PG1, assim como nos demais ensaios realizados, foi a que apresentou os melhores resultados, ou seja, os menores índices de desgaste.
- Os desgastes gerados e as espessuras de filme calculadas apresentam boa coerência para todas as massas, com exceção da massa PG1, que apresenta baixa espessura de filme, mas em contra partida tem os menores índices de desgaste, (ver Figura 6. 4). O facto do espessante desta massa ser não polar faz com que os aditivos actuem mais eficazmente nas superfícies, o que poderá contribuir para a ocorrência de um menor desgaste e justificar o ocorrido [5].

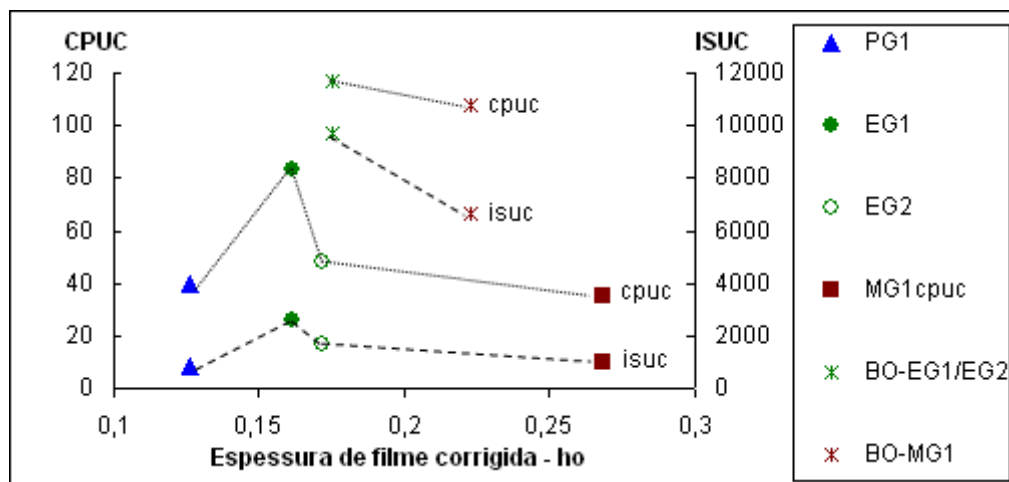


Figura 6. 4 – Índice de Concentração de Partículas de Desgaste (CPUC) e Índice de Severidade do Desgaste (ISUC) vs. espessura de filme corrigida no centro do contacto.

6.2.2. FERROGRAFIA ANALÍTICA

A Ferrografia Analítica é utilizada para obter informações mais detalhadas das partículas contaminantes do lubrificante. As partículas são depositadas e fixadas segundo o mesmo princípio do ferrógrafo de leitura directa, mas neste caso sobre um substrato de vidro - o ferrógrama como se mostra na Figura 6. 5.

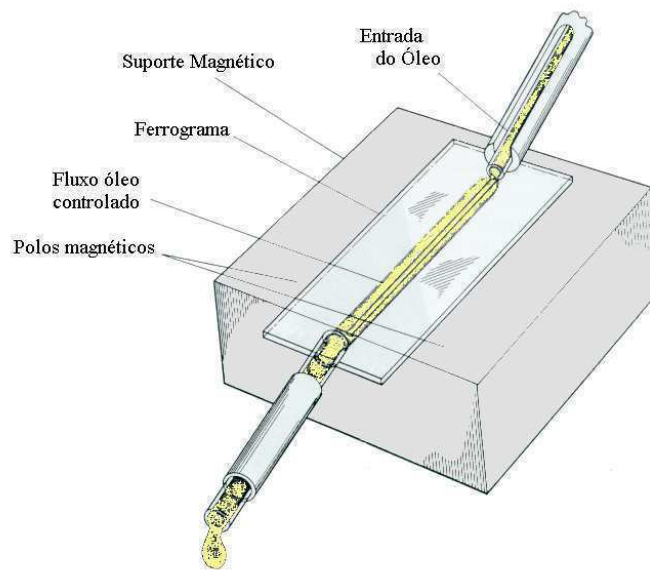


Figura 6. 5 – Ferrógrafo analítico

As partículas de maiores dimensões depositam-se à entrada do ferrograma e vão diminuindo progressivamente em tamanho ao longo do mesmo. Embora esta técnica seja mais eficiente na detecção de partículas ferrosas, algumas partículas com características não ferromagnéticas, como por exemplo, ligas de cobre, alumínio, etc., também se depositam devido a adquirirem algum magnetismo como resultado do atrito com o aço, por ficarem presas entre os filamentos das partículas ferrosas, ou simplesmente por sedimentação.

Preparado o ferrógrama, a fase analítica será então realizada utilizando um microscópio bicromático (com luz transmitida e luz reflectida), onde várias características das partículas são observadas, tais como:

- dimensão;
- morfologia;
- cor, brilho;
- tipo de superfície;
- tipo de bordos.

Algumas destas características estão associadas aos diversos tipos de desgaste e outras à identificação do material que está a ser desgastado. Deste modo é possível determinar qual o processo de desgaste (normal, fadiga, abrasivo, corrosivo, etc.) que se está a desenvolver no equipamento e nomeadamente, identificar o componente que se está a deteriorar.

A identificação do material é normalmente acompanhada por um tratamento térmico do ferrógrama a várias temperaturas, o que permite identificar as várias ligas de aço, cobre e alumínio, através das diversas alterações de cor.

A aplicação das técnicas descritas acima permitiu analisar as partículas de desgaste geradas por cada lubrificante (ver Figura 6. 6) e obter as seguintes conclusões:

- A alteração da tonalidade das partículas para azul após tratamento térmico mostra que as partículas são aços de baixa liga ou macios, indicando que a maior concentração de partículas de desgaste provêm da gaiola dos rolamentos.
- Os óleos base apresentam muitas partículas ferrosas de desgaste evidenciando elevada oxidação térmica (resultado de elevadas temperaturas de contacto), no entanto as partículas de grandes dimensões não são superiores a 50 μm .
- As massas MG1 e PG1 apresentam poucas partículas ferrosas de desgaste, mas algumas são de grandes dimensões, muitas superiores a 50 μm , indicando que o desgaste foi severo.
- Nas massas EG1 e EG2 houve presença de muitas partículas ferrosas de desgaste mas poucas de grandes dimensões, indicando menor severidade no desgaste.

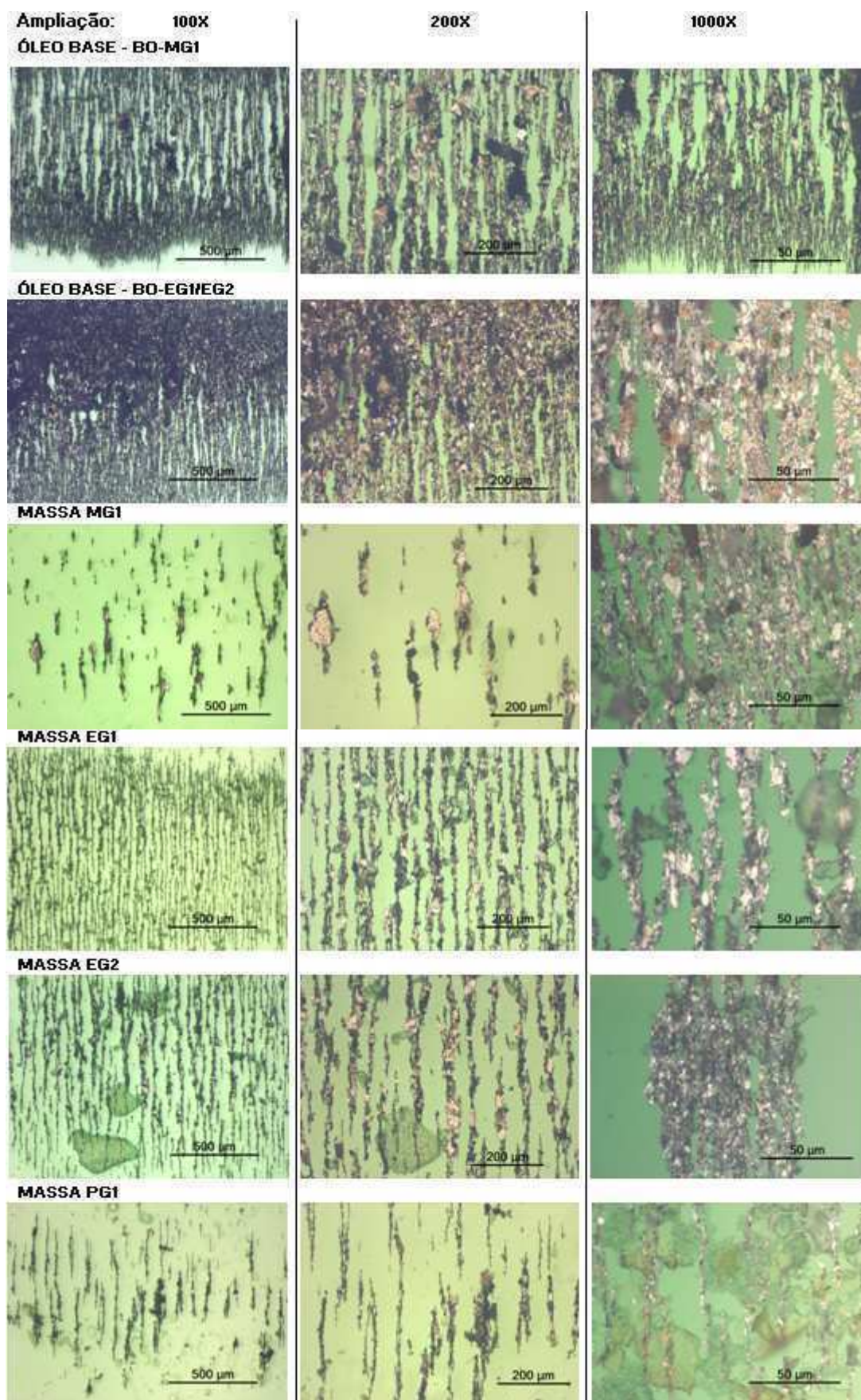
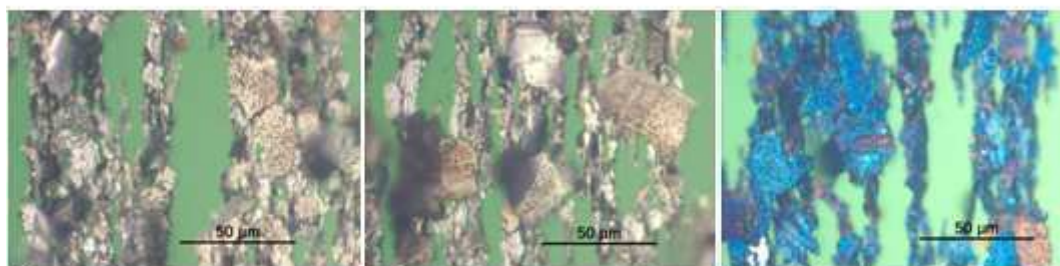


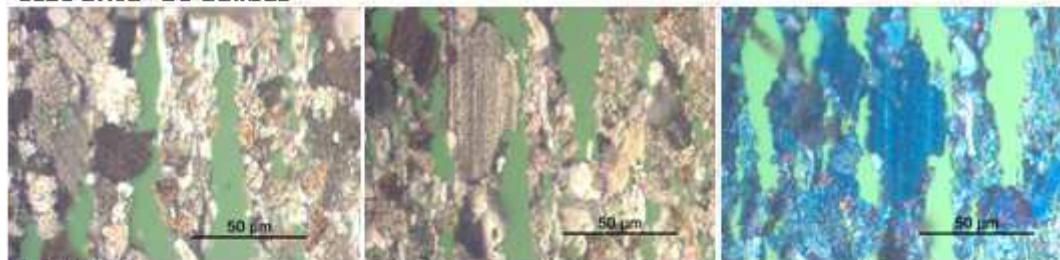
Figura 6. 6 – Ferrografia analítica

1000X

ÓLEO BASE - BO-MG1



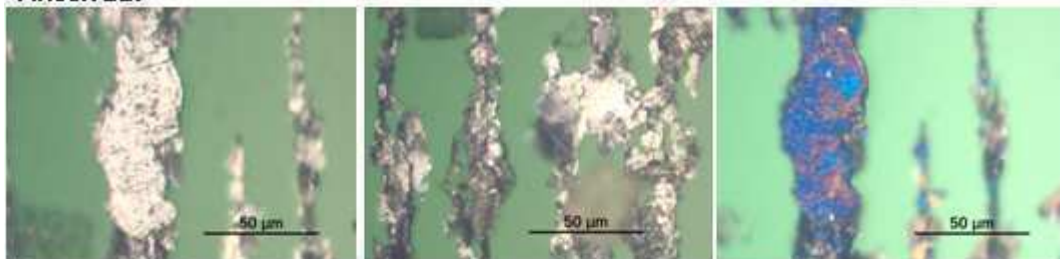
ÓLEO BASE - BO-EG1/EG2



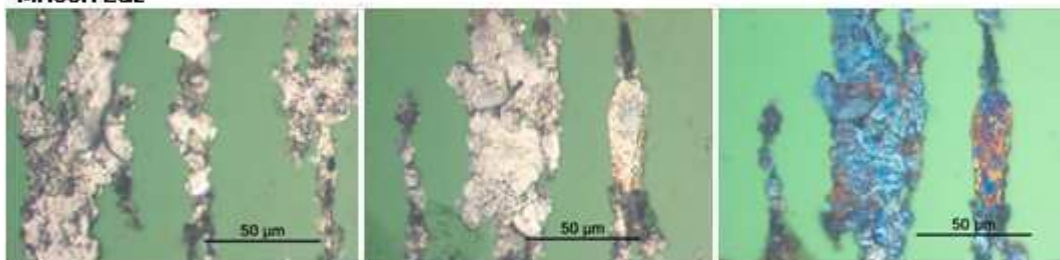
MASSA MG1



MASSA EG1



MASSA EG2



MASSA PG1

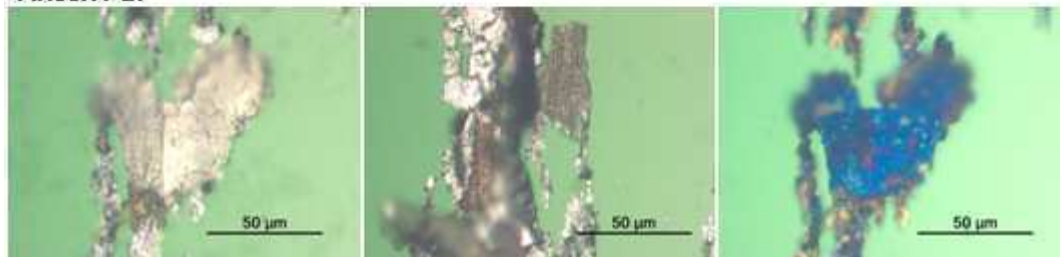


Figura 6. 6 – Ferrografia analítica

7. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

7.1. INTRODUÇÃO

A análise tribológica e reológica das massas lubrificantes é deveras complexa, e estudos intensos têm sido realizados a fim de identificar a parte lubrificante efectiva da massa no contacto, ou seja, se no contacto há interacção com o óleo base, o óleo extraído da massa (*bleed oil*) ou com a massa lubrificante como um todo [10, 11].

Os principais resultados apresentados sobre o comportamento tribológico das massas realizados por alguns pesquisadores mostram que:

- A microestrutura das massas não parece ser um parâmetro determinante no comportamento tribológico, no entanto, a sua interacção com as macromoléculas pode ser importante;
- A interacção do espessante com o óleo base é um factor crítico na habilidade de lubrificação e estabilização de espessura de filme lubrificante;
- O factor que parece ser o melhor indicador do comportamento tribológico das massas é o módulo de elasticidade G' .
- A espessura de filme medida do óleo base, *bleed oil* e da massa correspondente apresentam diferenças significativas a partir de determinadas velocidades de rolamento.

7.2. ANÁLISE DAS MASSAS LUBRIFICANTES

A Figura 7. 1 mostra de modo compacto o comportamento dos lubrificantes quanto, à temperatura de funcionamento, à viscosidade nesta temperatura, ao momento de atrito, que é directamente proporcional a dissipação de potência, ao índice de concentração de partículas de desgaste $CPUC$ e ao percentual de deslizamento no momento de atrito total M_s/M_T . Estes resultados são posteriormente comparados com o módulo de elasticidade medido G' de cada lubrificante.

Os valores de viscosidade por si só pouco podem dizer, pois a viscosidade considerada é a do óleo base e o peso dos aditivos e dos espessantes são muito grandes.

Ao analisar esta figura nota-se que:

Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 500rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion.	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
PG1	56	143	50	71	
PG2	52	151	173	70	
EG2	58	143	76	63	
EG1	61	169	72,5	81	
MG2	60	170	147	32	
MG1	64	151	149	33	
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 1000rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion.	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
PG1	56	89	29	69	39,5
PG2	52	119	107	65	
EG2	58	117	46	55	48
EG1	61	159	41,9	77	50,8
MG2	60	149	61	36	
MG1	64	152	65	35	35,4
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 1500rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion.	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
PG1	64	101	21	68	
PG2	62	101	82	61	
EG2	70	121	31	54	
EG1	72	123	29,8	76	
MG2	73	142	35	40	
MG1	77	150	39	38	
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 2000rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion.	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
PG1	69	103	16	68	
PG2	71	92	70	57	
EG2	79	115	24	53	
EG1	81	132	23,0	75	
MG2	82	137	24	41	
MG1	88	152	26	41	

Figura 7. 1 – Resultados médios dos valores medidos e calculados para a temperatura de funcionamento, momento de atrito total e viscosidade para todas as massas usadas.

Para velocidade de rotação de 500rpm, não é possível relacionar os valores apresentados de temperatura de funcionamento, viscosidade, momento de atrito e consequentemente potência dissipada. Assim, torna-se difícil compreender a influência dos diferentes tipos de lubrificantes testados, isto porque as temperaturas de funcionamento são muito próximas, e a potência dissipada pelo momento de atrito é muito pequena, inferior a 1,5W.

Já para velocidades de rotação superiores a 1000rpm, as massas começam a se diferenciar basicamente pelo par óleo base/espessante e em alguns casos pelos valores do módulo de elasticidade G' , podendo-se verificar que:

- As massas formuladas com óleo base sintético e espessadas com polímeros não iônicos (EPOCHTM), PG1 e PG2 (PG2 tem o menor valor de G') apresentaram os valores mais baixos (melhores) para todos os parâmetros avaliados, nomeadamente temperatura de funcionamento, momento de atrito e consequentemente potência dissipada;
- As massas formuladas a partir de óleo base mineral e espessante de lítio MG1 e MG2 (apresentam os maiores valores de G') apresentaram os valores mais elevados (piores) para todos os parâmetros avaliados;
- As massas biodegradáveis que contêm um óleo base sintético do tipo éster com espessantes de lítio e cálcio EG1, e lítio, cálcio e poliureia EG2 (tem valores intermédios de G') apresentaram um comportamento intermédio entre as minerais e poliméricas.

Pode-se concluir que:

As massas que são formuladas à base de óleos minerais com espessante de lítio apresentam os maiores momentos de atrito e aumentos de temperatura, e como consequência as maiores dissipações de energia. No entanto, estas apresentam boa capacidade de gerar filme lubrificante e por conseguinte apresentam baixos índices de desgaste. Contudo, não apresentam boa estabilização da espessura de filme, que cai consideravelmente com a velocidade de rotação [10], Figura 7. 2.

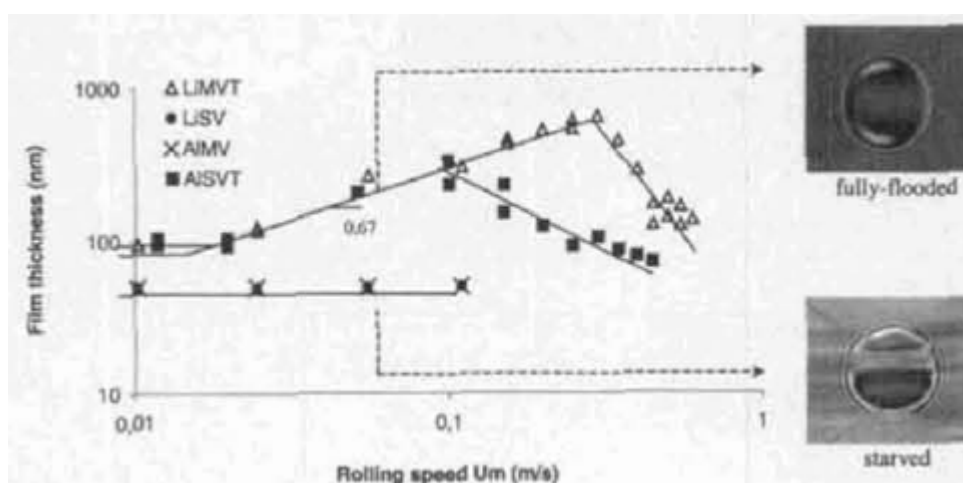


Figura 7. 2 – Espessura de filme vs. velocidade de rotação para massas minerais e ésteres com espessante de lítio (LiMVT e LiSV, respectivamente) [10].

As massas formuladas à base de ésteres apresentam valores de momento de atrito, temperatura de funcionamento e dissipação de energia inferiores às massas minerais. No entanto, estas não apresentam uma capacidade de formação de filme lubrificante tão boa quanto as massas minerais, e apesar de serem muito mais estáveis em função da velocidade de rolamento, os índices de desgaste apresentados por estas são bastante superiores. Vale ressaltar que o uso da poliureia no espessante de uma das massas formuladas com óleo base éster (EG2) apresenta boa influência nos índices de desgaste, diminui ligeiramente a temperatura de funcionamento (em média 2,5% para todas as condições de ensaio) e diminui consideravelmente o momento de atrito e a potência dissipada (aproximadamente 13% para altas velocidades de rotação, 2000 rpm, e até 26% para baixas rotações, 500rpm).

As massas formuladas com óleo base sintético e espessadas com polímeros não iônicos (EPOCHTM) apresentaram os melhores desempenhos, ou seja, os menores valores para o momento de atrito, para a potência dissipada, para a temperatura de funcionamento e até mesmo os menores índices de desgaste. Apesar de possuírem óleos base diferentes, que lhes conferem características bem distintas, a ordem de grandeza dos valores de momento de atrito e temperatura de funcionamento são muito semelhante para todas as condições de ensaio. Isto faz pensar que, apesar de possuir óleos base diferentes, o espessante EPOCHTM e os aditivos usados são factores predominantes no comportamento tribológico destas massas para as condições de ensaios referidas.

De modo geral, pode-se observar que o efeito dos polímeros nas massas lubrificantes usadas gerou excelentes resultados: o desgaste foi menor nas massas espessadas com polímeros mesmo com pequenas espessuras de filme e os valores de momento de atrito e dissipação de potência também foram inferiores. No entanto, a massa PG1 apresenta uma tendência crescente do momento de atrito em altas velocidades, diferindo-a de todas as outras, assim, torna-se necessário um estudo a altas velocidades que permita concluir até que ponto estas massas tem um melhor comportamento tribológico que as minerais e as ésteres.

7.3. ANÁLISE ENTRE MASSAS E ÓLEOS BASE CORRESPONDENTES

Os óleos base foram testados a fim de estabelecer parâmetros de comparação com as massas correspondentes e auxiliar a compreender a influência do espessante e dos

aditivos no comportamento tribológico e reológico das massas. Estes não são vistos na Figura 7. 1 para facilitar a diferenciação entre as massas lubrificantes. No entanto, a Figura 7. 3 permite comparar o comportamento dos óleos base e das massas lubrificantes correspondentes.

Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 500rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion. [°C]	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
EG2	45	143	76	63	
BO-EG1/2	42	150	86	73	
EG1	46	169	73	81	
MG1	47	151	149	33	
BO-MG1	50	176	131	33	
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 1000rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion. [°C]	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
EG2	58	117	46	55	48
BO-EG1/2	58	126	47	72	116,8
EG1	61	159	42	77	50,8
MG1	64	152	65	35	35,4
BO-MG1	69	141	51	36	107,4
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 1500rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion. [°C]	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
EG2	70	121	31	54	
BO-EG1/2	71	128	31	72	
EG1	72	123	30	76	
MG1	77	150	39	38	
BO-MG1	83	119	31	38	
Carga Aplicada = 7000N; Velocidade de rotação = 2000rpm; Tamb = 23°C					
Lub.	Temp. funcion. [°C]	Mom. atrito [N.mm]	Viscosid. [mm ² /s]	Msl/Mt [%]	CPUC
EG2	79	115	24	53	
BO-EG1/2	80	132	23	72	
EG1	81	132	23	75	
MG1	88	152	26	41	
BO-MG1	93	129	22	39	

Figura 7. 3 - Resultados condensados dos valores medidos e calculados para a temperatura de funcionamento, momento de atrito total e viscosidade entre óleos de base e massas correspondentes.

Ao analisar a figura nota-se que:

- Os lubrificantes minerais distinguem-se facilmente dos ésteres pela temperatura de funcionamento, que é inferior nos ésteres;

- O óleo base BO-MG1 apresenta melhor comportamento quando comparado à massa correspondente MG1 para os valores de momento de atrito interno em condições de velocidade de rotação superiores a 1000 rpm;
- Os óleos base, quando comparados entre si, apresentam comportamentos semelhantes, no entanto, para velocidades de rotação entre 500 e 1000 rpm o óleo éster BO-EG1/2 apresenta menores valores para momento de atrito e temperatura de funcionamento, e para velocidades de rotação acima de 1000 rpm o óleo base mineral é que apresenta os menores valores;
- A massa EG2 (com poliureia) apresenta os valores mais baixos de momento de atrito e consequentemente potência dissipada quando comparada a massa EG1 e ao óleo base correspondente BO-EG1/2, assim como, o BO-EG1/2 apresenta menores valores de momento de atrito e potência dissipada que a massa EG1;

Concluí-se então que: não há correspondência directa entre os óleos base e as massas correspondentes num contacto EHD; os óleos de base mineral e éster apresentam comportamentos distintos e não lineares com o aumento da velocidade de rotação; a não ser pelos desgastes gerados, que são muito maiores nos óleos base do que nas massas, as massas MG1 e EG1 não apresentaram vantagens significativas sobre os óleos de base correspondentes.

7.4. QUADRO GERAL

Apesar do comportamento das massas ser muito complexo e obter uma relação entre as propriedades reológicas, físico-químicas e tribológicas ser extremamente dispendioso, os resultados encontrados vão de encontro aos estudos de muitos investigadores de renome na área. A Tabela 7. 1 apresenta um resumo qualitativo dos resultados obtidos, indicando que o factor predominante no comportamento tribológico das massas é o par óleo base/espessante. Outro factor que parece ter grande influência é o módulo de elasticidade G' e o módulo complexo G^* , que para cinco das seis massas lubrificantes testadas apresentaram uma relação directa com a temperatura de funcionamento, com o momento de atrito interno e consequentemente com a potência dissipada.

Tabela 7. 1 – Quadro geral representativo das conclusões tomadas

	Módulo de elasticidade - G' [Pa]	Espessura de filme corrigida - h_{oc} [μm]	Momento de atrito interno - M_t [N.mm]	Temperatura de funcionam. - T [$^{\circ}C$]	Potência Dissipada - P [W]
Minerais +Li (MG1,MG2)					
Sintéticas éster + Li (EG1,EG2)					
Sintéticas éster+vegetal +EPOCH TM (PG2)					
Sintéticas (PAO) + EPOCH TM (PG1)					

TRABALHOS FUTUROS

Uma série de tarefas ainda serão realizadas para aprimorar as análises até então apresentadas, de modo que, futuramente, possa-se determinar um modelo energético que descreva o melhor possível a perda de potência em rolamentos. Para isso, ainda é necessário entender melhor as influências reológicas num contacto elastohidrodinâmico e terminar as seguintes tarefas:

- Analisar os óleos base das massas PG1 e PG2;
- Realizar ensaios com gamas mais alargadas de velocidade de rotação e de carga;
- Fazer análises distintas para altas e baixas velocidades;
- Medir a espessura de filme das massas lubrificantes e dos óleos base correspondentes;
- Medir a viscosidade das massas;
- Realizar ensaios sob convecção forçada de modo que a atmosfera em que o porta-rolamento opera seja o mais estável possível;
- Repetir estes procedimentos de ensaio e análise para rolamentos cónicos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. B.M.M Graça, *Análise de Lubrificantes - Notas de Curso*: 2002
2. J.O. Seabra, A. Campos, A. Sotomayor – *Lubrificação Elastohidrodinâmica*
3. J.S.F Brandão – *Gear Micropitting Prediction using the Dang Van High-Cycle Fatigue Criterion – Tese de Dissertação da Universidade do Porto*:2007
4. Dresel, W. and Heckler R. P., *Lubricants and Lubrication*, 2nd Ed. Edited By Th. Mang and W. Dresel, 2007 WILEY-VCH Verlag GmbH & Co, Chapter 16, 648-693;
5. *Sealing Technology - New grease thickener system provides step change in bearing life - Volume 2008, Issue 3, March 2008, Page 16. Available online 22 May 2008.*
6. Stokes, J. R. and Telford J.H., “Measuring the yield behaviour of structured fluids” *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 124 (2004) 137-146;
7. P. Coussot, Q.D. Nguyen, H.T: Huynn, D. Bonn, “Viscosity bifurcation in thixotropic yielding fluids” *Journal Rheology* 46 (3) (2002) 573;
8. H.A. Barnes, K. Walters, “The yield stress myth?” *Rheology Acta* 24 (4) (1985) 323;
9. H.A. Barnes, “The yield stress: a review or ‘παντα ρει’- everything flows?” *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 81 (1999) 133.
10. Couronné, I., Mazuyer, D., Vergne, P., Truong-Dinh, N. and Girodin, D (2003). “Effects of grease composition and structure on film thickness in rolling contact”. *Tribology Transactions*, 46(1): 31-36.
11. Couronné, I., Mazuyer, D., Vergne, P., Truong-Dinh, N. and Girodin, D (2003). “Nature and properties of the lubricating phase in grease lubricated contact”. *Tribology Transactions*, vol.46, nº1, pp.37-43
12. Cann, P. M. and Lubrecht, A. (2007). “Bearing performance limits with grease lubrication: the interaction of bearing design, operating conditions and grease properties”. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 40: 5446-5451.

13. Kuhn, E. and Holweger, W. (2004). "Topography and tribological behaviour of lubricating greases – an experimental study", *Industrial Lubrication and Tribology*, 56(1): 14-18.
14. A.V. Radulescu, I. Radulescu (2006). "Rheological models for lithium and calcium greases". ISSN 1392 – 1207. *MECHANIKA* Nr3(59)
15. Meng Yonggang and Zheng Jie (1998). " A rheological model for a lithium lubricating grease". *Tribology* Vol.31, No10, pp. 619-625
16. SKF Group - Bearings and units Lubrication solutions Mechatronics Seals Services, acedido em Dezembro de 2008 em: <http://www.skf.com>
17. KISTLER INSTRUMENTS AG, Reaction Torque Sensor 9339A. Instruction Manual, Edition 2008.
18. KISTLER INSTRUMENTS AG, Charge Meter 5015A. Instruction Manual, Edition 2008.
19. SKF Catálogo Geral antigo
20. L.A. Ferreira, Tribologia – Notas do Curso: 1998
21. SKF Catalogue General 6000: 2006
22. Luc Houpert, Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results:2002
23. Guillermo Morales Espejel, Evolution SKF: Using a friction model as an engineering tool; pg 27-30 2006
24. Paleu V., Cretu S., Dragan B., Balan R., Test Rig for friction torque measurement in rolling bearings 2004
25. Kuhn, E. (2000). "An algorithm to estimate the friction energy of a grease lubricated contact." *Industrial Lubrication and Tribology* 52(4): 174-177.
26. Truman, J. J. B. and C. E. (2004). "Measurement of running torque of tapered roller bearings", *Proceedings of the IMechE Part J Journal of Engineering Tribology*.
27. Kuhn, E. (2001). "Energetical model for friction and degradation process of lubricating greases". *World Tribology Congress, Wien*.

28. Campos, A. and Seabra, J. (2005). "Tapered roller bearings: geometry, Hertzian contact, film thickness and internal torque", Technical Report, BIOMON Project N° COOP-CP-2004-508208, 26 pages.
29. Eschman, Hasbargen, and Weigard. "Ball and Roller Bearings; Theory, Design, and Application". John Wiley, 1985, pag 201-215.
30. D Dowson e Hamrock, "Ball Bearing Lubrication",
31. J.O. Seabra – Engrenagens: Lubrificação, Rendimento e Avarias: 2005
32. Winter, H; Michaelis, K: Investigations on the Thermal Balance of Gear Drives. Proceedings of the Fifth World Congress in Theory of Machines and Mechanisms, July 8 – 13, 1979, Montreal, Vol. I, p. 354 - 358
33. Höhn B-R, Michaelis K, Vollmer T. Thermal rating of gear drives: balance between power loss and heat dissipation. AGMA technical paper, 1996.



ANEXO 1 – DESCRIÇÃO DAS MASSAS LUBRIFICANTES FORNECIDA PELO FABRICANTE

Designações	Nomes Comerciais	Pg.
MG1	Renolit EP 2	107
MG2	Centoplex 2 EP	109
EG1	FP00	111
EG2	FP60	113
PG1	Noion 632 EPB	115
PG2	UPL	117

RENOLIT EP 2

EP Grease

RENOLIT EP 2 is recommended for slow-running and normal speed highly-stressed plain and roller bearings.

RENOLIT EP 2 is based on lithium 12 hydroxystearate and high-viscosity mineral oils. Only heavy metal-free compounds are used as EP additives.

RENOLIT EP 2 protects against wear even if exposed to shock and severe loads. Protects against corrosion, resists oxidation and is easily pumpable.

Characteristics:

Properties	Unit	Value	Test method
Colour		dark brown	
Thickener		lithium soap	
Dropping point	°C	185	ISO 2176/ASTM D 566
NLGI grade		2	
Worked penetration	0.1 mm	265 - 295	ISO 2137/ASTM D 217
Base oil viscosity at 40°C	mm²/s (cSt)	230	ISO 3104/ASTM D 445
Base oil viscosity at 100°C	mm²/s (cSt)	17.5	
Temperature range	°C	- 20 to 140	
Four ball EP-test, weld load	N	3000	ASTM D 2596
Timken OK load	lbs.	>45	ASTM D 2509
DIN classification		KP 2 K-20	DIN 51825
ISO classification		L-XBDEB 2	ISO 6743-9

 [Disclaimer of Liability](#)

CENTOPLEX 0 EP, CENTOPLEX 2 EP

Grasas para usos múltiples con aditivos EP



Descripción

CENTOPLEX 0 EP y 2 EP son grasas lubricantes a base de aceites minerales especiales, jabón de litio y aditivos EP que mejoran la protección contra el desgaste. Estas grasas ofrecen una buena estabilidad a la oxidación, resistencia a bajas temperaturas y protección contra la corrosión. Son igualmente muy resistentes al batanado.

Campos de aplicación

Las grasas CENTOPLEX 0 EP y 2 EP han sido desarrolladas para la lubricación de rodamientos, cojinetes lisos, guías, husillos roscados y otros elementos de máquina. Estas grasas son también indicadas para la lubricación de pequeños engranajes.

Indicaciones de uso

Las grasas CENTOPLEX 0 EP y 2 EP pueden ser aplicadas mediante bomba de engrase, pincel o espátula. Previa consulta con el fabricante, también pueden ser bombeadas a través de sistemas automáticos.

Tiempo de almacenamiento mínimo

En un lugar seco protegido contra las heladas y en el envase original cerrado y sin empezar, el tiempo de almacenamiento mínimo es aprox. de 24 meses.

Envases

Lata de 1 kg *
Bidón de 25 kg
Cartucho de 400 g *

* (únicamente CENTOPLEX 2 EP)

Hojas de datos de seguridad

Las hojas de datos de seguridad más actuales pueden ser descargadas o solicitadas a través de nuestra página web www.klueber.com. También puede pedir las a su interlocutor habitual.

CENTOPLEX 0 EP y CENTOPLEX 2 EP

- Grasas para usos múltiples
- Buena protección contra la corrosión
- Buena resistencia al batanado

Datos técnicos

CENTOPLEX	0 EP	2 EP
Número de artículo	020126	020071
Composición química, tipo de aceite	aceite mineral	
Composición química, espesante	jabón de litio	
Color	marrón claro	
Estructura	homogénea, filante	
Campo de temperaturas de uso*, [°C], aprox.	-25 ... 110	-20 ... 130
Densidad, a 20 °C, [g/cm³], aprox.	0,9	
Punto de gota, DIN ISO 2176, [°C], aprox.	170	> 190
Penetración de cono de grasas lubricantes, DIN ISO 2137, penetración trabajada, 25 °C, [0,1 mm]	355 - 385	265 - 295
Clase de consistencia, DIN ISO 51818, [NLGI]	0	2
Viscosidad dinámica aparente, clase de viscosidad ***	EL/L	M
Viscosidad cinemática del aceite base, DIN 51562 parte 01, Ubbelohde, 40 °C, [mm²/s], aprox.	130	180
100 °C, [mm²/s], aprox.	11	14
Factor de velocidad**, (n x dm), [mm/min.], aprox.	500 000	
Protección contra la corrosión de grasas lubricantes, DIN 51802, (SKF-EMCOR). duración del ensayo: 1 semana, agua destilada, grado de corrosión	≤ 1	

* Las temperaturas de uso indicadas son valores orientativos que dependen de la composición del lubricante, de la aplicación prevista y de la técnica de aplicación. Según el tipo de la carga mecano-dinámica y en función de la temperatura, de la presión y del tiempo, los lubricantes cambian su consistencia, viscosidad aparente o viscosidad. Estos cambios en las características del producto pueden repercutir en la función de componentes.

** Los factores de velocidad son valores orientativos que dependen del tipo y del tamaño del rodamiento así como de las condiciones de servicio en el punto de lubricación. Por ello deben ser confirmados mediante ensayos efectuados por el usuario en cada caso individual.

*** Clases de viscosidad Klüber: EL = grasa lubricante extremadamente ligera; L = grasa lubricante ligera; M = grasa lubricante media; S = grasa lubricante pesada; ES = grasa lubricante extremadamente pesada

Klüber Lubrication München KG, Geisenhausenerstraße 7, 81379 München, Alemania, Tel. +49 89 7876-0, Fax +49 89 7876-333.

Las indicaciones de este folleto están basadas en nuestros conocimientos y experiencias en el momento de la impresión de esta documentación y tienen como objetivo facilitar al lector técnicamente experimentado informaciones sobre posibles aplicaciones. Sin embargo no constituyen ninguna garantía ni de las características del producto ni de su adecuación y tampoco eximen al usuario de la obligación de efectuar ensayos preliminares con el lubricante seleccionado. Recomendamos un asesoramiento personalizado y así mismo ponemos gustosamente a su disposición, muestras que tengan a bien solicitarnos. Los productos Klüber están sujetos a un desarrollo continuo. Por ello nos reservamos el derecho de cambiar todos los datos técnicos de este folleto en cualquier momento y sin aviso previo.



Klüber Lubrication, una empresa del grupo Freudenberg

Editor y Copyright: Klüber Lubrication München KG. Autorizada la reproducción, también parcial, siempre que se indique la procedencia y enviando un ejemplar de prueba.

GREASEGUARD FP00 (NLGI 2)

Quality lithium-based multipurpose NLGI 2 grease based upon medium viscous, biodegradable ester oil. It is recommended for plain, ball and roller bearing operations and for screw ball applications in the temperature range from -30°C to +120°C.

GREASEGUARD FP00 is a biodegradable versus rust and oxidation inhibited grease. It shows good deep temperature properties and superior anti-wear and ageing characteristics. It does not contain any toxic compounds.

GREASEGUARD FP00 consists of a Li-thickener of stearate derivatives in combination with carefully selected quality ester oils of the most suitable viscosity grade. It shows a superior structural stability even under prolonged working conditions and has a good pumpability in central lubricating systems.

To some extent it also demonstrates some emergency lubricating properties.

Typical application fields:

Recommended for plain, ball and roller bearings and for screw balls at working temperatures of -30°C to +120°C. To be used in agricultural and industrial machineries, trucks, etc. where higher forces can be expected.

Characteristics:

N.L.G.I Number	2	DIN 51 818
Worked Penetration	265-295	DIN ISO 2137
DIN Classification	KPFE 2 K-30	DIN 51 502
Dropping Point [°C]	min. 180	DIN ISO 2176
Soap Base	Lithium	
Colour	Amber	
Behaviour against Water	1-90	DIN 51 807
Copper Corrosion	max. 3	DIN 51 811
4-ball (weld load)	250 kg	ASTM-D 2596
SRV (friction coefficient)	0.12	ASTM-D 5707
Flow pressure at -30°C	max. 1300 hPa	DIN 51 817
Emcor steel corrosion test (ranking)	0-0	DIN 51 802
Biodegradability acc. to OECD method ...	60 %	OECD 301 F

The above information is supplied to the best of our knowledge and belief, on the basis of the current state-of-art and our own development work. Subject to amendment.

Product Information

GREASEGUARD FP60 (NLGI 2)

Quality Lithium-PU based multipurpose NLGI 2 grease based upon medium viscous, biodegradable ester oil. It is recommended for plain, ball and roller bearing operations and for screw ball applications in the temperature range from -30 to +120°

GREASEGUARD FP60 is a non-toxic, biodegradable grease inhibited against rust and oxidation. Moreover it shows good deep temperature behaviour, superior anti-wear and good ageing characteristics.

GREASEGUARD FP60 consists of a mixed Li-PU thickener of stearate derivatives in combination with carefully selected quality ester oils of the most suitable viscosity grade. It shows a superior structural stability even under prolonged working conditions and offers a good pumpability in central lubricating systems.

To some extent it also demonstrates some emergency lubricating properties.

Typical application fields:

Recommended for plain, ball and roller bearings and for screw balls at working temperatures of -30 to +120 °C
To be used in agricultural and industrial machineries, trucks, etc. where higher forces can be expected.

Characteristics:

N.L.G.I Number	2	DIN 51 818
Worked Penetration	265-295	DIN ISO 2137
DIN Classification	KPFE 2 K-30	DIN 51 502
Dropping Point [°C]	min. 180	DIN ISO 2176
Soap Base	Lithium-Polyurea	
Colour	Yellow	
Behaviour against Water	1-90	DIN 51 807
Copper Corrosion	max. 3	DIN 51 811
4-ball (weld load)		ASTM-D 2596
SRV (friction coefficient)		ASTM-D 5707
Flow pressure at -30°		DIN 51 817
Emcor steel corrosion test (ranking)		DIN 51 802
Biodegradability acc. to OECD method ...		OECD 301 F

The above information is supplied to the best of our knowledge and belief, on the basis of the current state-of-art and our own development work. Subject to amendment.

NOION 632 EPB



EXTREME
PRESSURE



CORROSION
PROTECTION



WATER
RESISTANCE



CENTRALISED
LUBRICATION



LOW
TEMPERATURE

PRODUCT DESCRIPTION

NOION 632 EPB is a modern polymer-thickened lubricant incorporating AXEL's patented Epoch™ technology into an optimal blend of synthetic fluids and functional additives. The carefully selected additive package includes antioxidants, corrosion inhibitors and a unique EP/AW system based on bismuth chemistry.

This novel Epoch™ technology provides considerable advantages over conventional soap-based greases. The polymeric thickener is non-ionic, inert and contributes to an increased film thickness. This, in turn, results in longer life and easier and more secure maintenance. Due to the inertness of the thickener system, the product is also compatible with most types of conventional lubricating greases.

- Long life
- Inert thickener
- Excellent water resistance
- Controlled oil separation
- Excellent pumpability

In addition, Epoch™ technology provides high adhesion and low solubility resulting in excellent resistance to water and aggressive chemicals.

NOION 632 EPB is a unique high performance synthetic lubricant suitable for a wide variety of applications where long life is of critical importance. Improved lubrication of sensitive materials such as aluminium, ceramics, and elastomers are additional features emanating from the non-ionic thickener. In addition, Epoch™ technology provides enhanced functionality at low and ambient temperatures including pumpability in most modern centralised lubrication systems.

TYPICAL TECHNICAL DATA

Thickener		EPOCH™
Base oil		Synthetic oil
Colour	Visual	Beige
Base oil viscosity at 40°C	ISO 12058	47 mm²/s
Base oil viscosity at 100°C	ISO 12058	8 mm²/s
Viscosity of the bleed oil at 40°C	ISO 12058	640 mm²/s
Viscosity of the bleed oil at 100°C	ISO 12058	72 mm²/s
Dropping point	IP 396	>140°C
4-ball weld load	DIN 51350:4	3600 N
Temperature range		-35°C to +120°C

TYPICAL TECHNICAL DATA

Mechanical stability

Penetration 60 strokes	ISO 2137	265-295
Penetration 100.000 strokes	ISO 2137	+40
Shell roll stability 50h/80°C	ASTM D1831mod	+60
SKF WBG	SKF	Pass

Corrosion protection

SKF Emscor WWO distilled water	ISO 11007 mod	0-0
SKF Emscor salt water	ISO 11007	0-0
Copper corrosion 24h/100°C	ASTM D4048	1a

Water stability

Water resistance	DIN 51807/1	0-90
Water washout 1h/80°C	ISO 11009	1%

Oil Separation

Separation 168h at 40°C	IP 121	3%
-------------------------	--------	----

Anti-wear properties

4-ball wear scar (1h at 400N)	DIN 51350:5	1,0 mm
-------------------------------	-------------	--------

Others

Approx. density at 20°C	IPPM-CS/03	0,84
-------------------------	------------	------

UPL 1801:

The grease is based on our Noion technology and this version is a product developed towards lubrication of slow gears and pin/bushing lubrication. In addition to the good behaviour in high load applications with presence of wear, the grease is approved according to the Swedish standard SS155470 class B and therefore can be deemed to be an environmentally friendly option. Despite the relatively low viscosity the thickener system is known to provide a very good film thickness in the contact zones. This is also partly the reason for keeping the slightly stiffer consistency; to maintaining a slightly higher content of the thickener. The grease performs on a good level throughout the stated temperature interval.

Test	Standard	Result	Unit
Thickener content (calculated)	-	8,94	%
Penetration 60 strokes	ISO 2137	347	dmm
Penetration 10 ⁵ strokes	ISO 2137	366	dmm
Shell Roll Stability (80°C/50h)	ASTM D1831 mod	391	dmm
Dropping point	IP 396	154	°C
Viscosity at 40°C (calculated)	-	200	mm ² /s
Viscosity at 40°C (bleed) ¹	-	111	mm ² /s
Viscosity at 100°C (calculated)	-	30	mm ² /s
Viscosity at 100°C (bleed)	-	20	mm ² /s
Density at 20°C	IPPM-CS/03	900	kg/m ³
4-Ball weld load	DIN 51350:4	5000	N
4-Ball wear scar (400N/1h)	DIN 51350:5	0,53	mm
Copper corrosion (100°C/24h)	ASTM D4048	1a	-
FZG (Load stage A/2,8/50) ²	-	> Stage 12	-
Timken OK Load (50 lbs)	-	Pass	-
Timken weld load	-	60	lbs
Temperature range ³ (low)	-	-25	°C
(high)	-	+80	

¹ The viscosity of the bleed oil (40°C and 100°C) is lower than expected. This depends on remaining cleaning oil (Base 25), necessary for rinsing away the previous manufactured batch, and a slightly lower yield than expected.

² Separate report from SWRI available.

³ The temperature limits are based on laboratory testing and may need further confirmation.

ANEXO 2 – MÁQUINA DE 4 ESFERAS



A MÁQUINA DE 4 ESFERAS

A máquina para a qual se pretende projectar um porta-rolamento é designada por “Máquina de 4 Esferas”, Figura 1. Foi fabricada no Reino Unido por Cameron-Plint e foi desenvolvida pela cooperação National Engineering Laboratory East Kilbride de Escócia como uma máquina de 4 esferas de baixa e alta velocidade. O número de série é TE82/7752.



Figura 1 – Máquina de 4 Esferas

A Máquina de 4 Esferas (“Four-Ball Machine”, Cameron-Plint, ref^a TE82/7752) destina-se essencialmente a caracterizar as propriedades anti-desgaste (AW) e extrema pressão (EP) de óleos e massas lubrificantes. Permite realizar ensaios de 4 Esferas com controlo da velocidade de rotação e da carga axial até 20,000 rpm e 8000 N, respectivamente.

Os ensaios realizados nesta máquina utilizam 4 esferas de 12.7mm de diâmetro dispostas em formato de pirâmide de base triangular. As esferas da base podem estar presas ou livres, permitindo dois tipos de ensaios diferentes, em deslizamento puro e em rolamento puro, respectivamente. O movimento é transmitido à esfera superior, que está em contacto com as 3 esferas inferiores sobre a qual se aplicam as cargas.

Com a disposição padrão apresentada pela Figura 2, realizam-se ensaios segundo as normas ASTM D2266, ASTM D2596, ASTM D2783, IP 239, e IP 300.

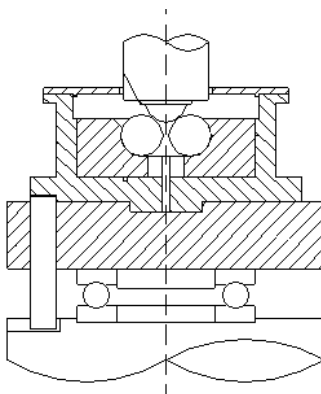


Figura 2 – Disposição Standard da Máquina de 4 Esferas

A technical drawing of a door roller assembly. It shows a cross-section of a door with a roller mechanism. The roller consists of a white cylindrical body with a blue top flange and an orange bottom flange. A white vertical shaft passes through the center of the roller. The roller is mounted on a white base plate. The door is shown in a partially open position, with the roller assembly visible. The drawing is a line drawing with some color shading to indicate different components.

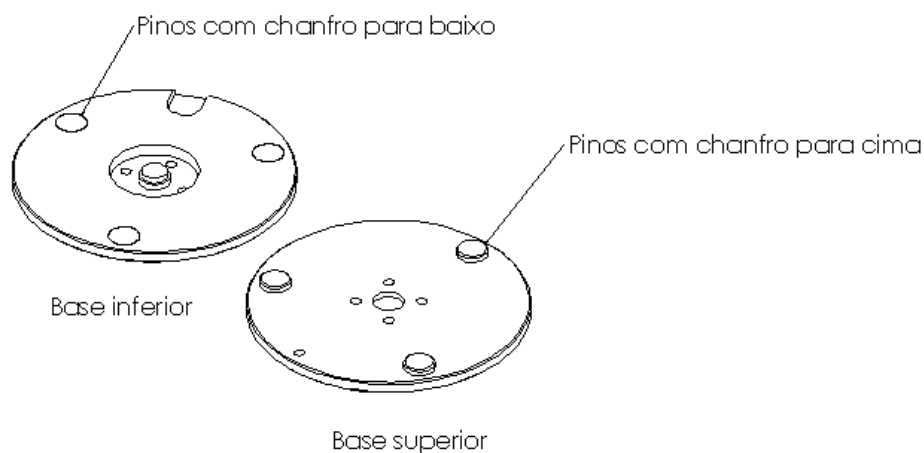
**ANEXO 3 – DESENHOS DE FÁBRICO DO PORTA
ROLAMENTO**

DESENHOS DE FÁBRICO DO PORTA ROLAMENTO

INEGI – INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL
CETTRIB – LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA

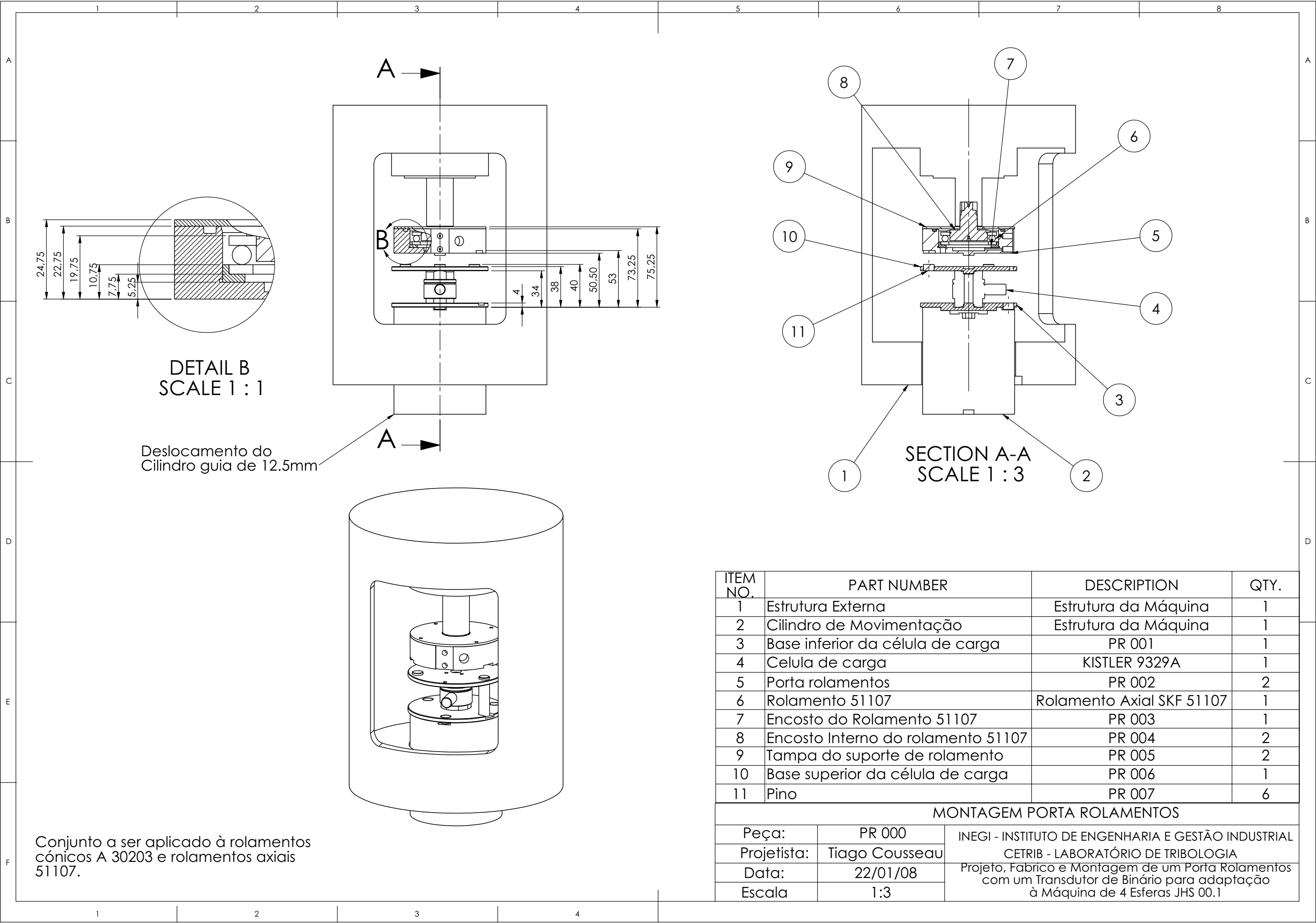
Projecto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para
adaptação à máquina de 4 esferas JHS 00.1

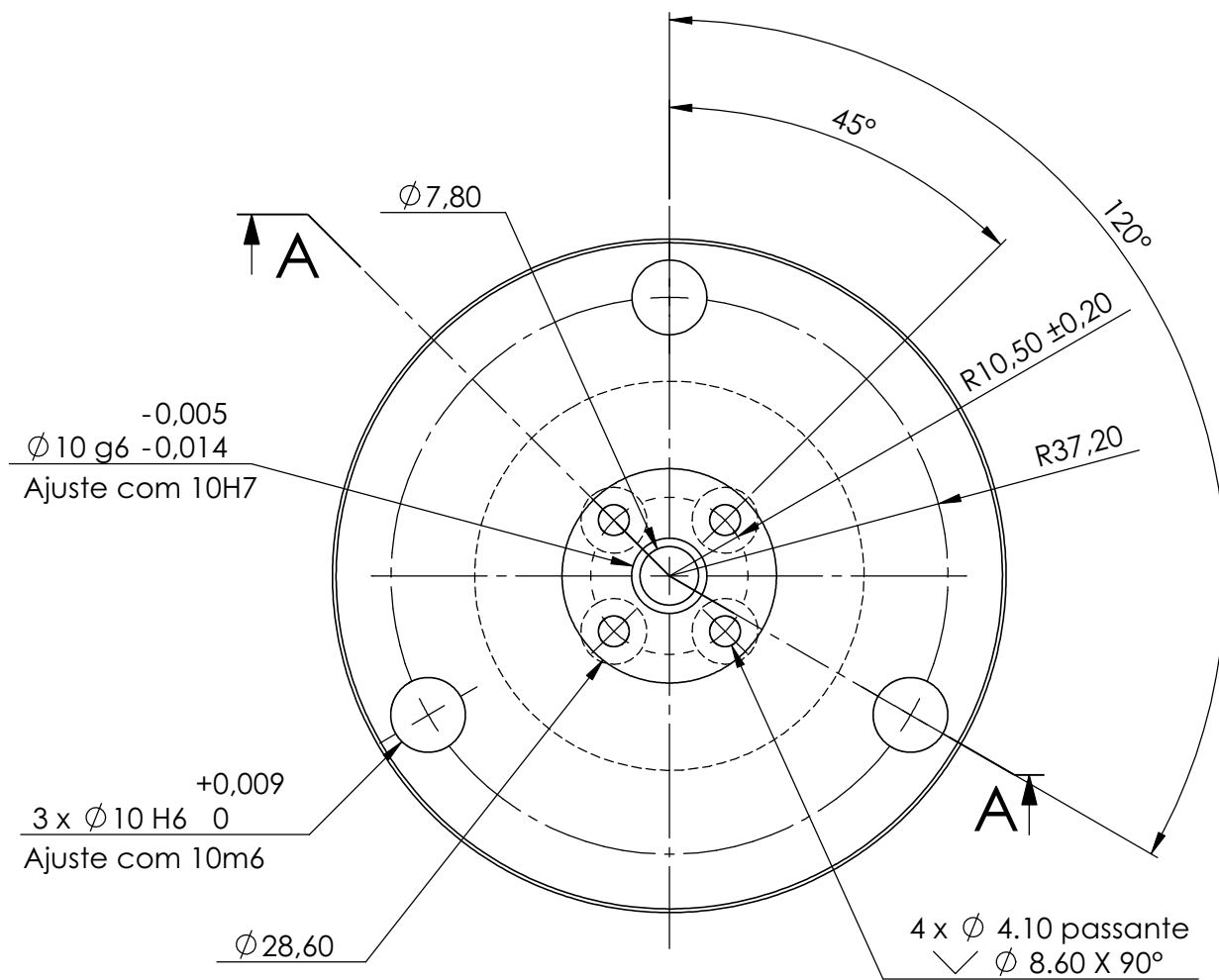
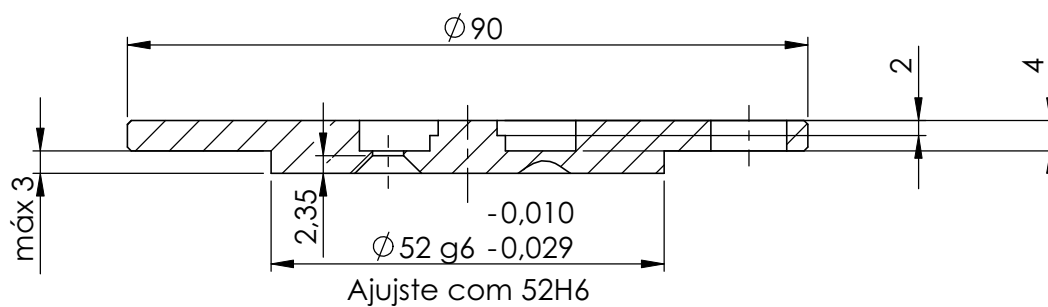
1. Os itens que apresentam *chanfro* sem valores de cota devem ser maquinados apenas com a finalidade de retirar as arestas vivas, com dimensões máxima de 0.5x45;
2. Os Pinos de Fixação (PR007) devem vir montados a Base Superior (PR006) e Inferior do Binário (PR001); conforme figura ilustrativa;



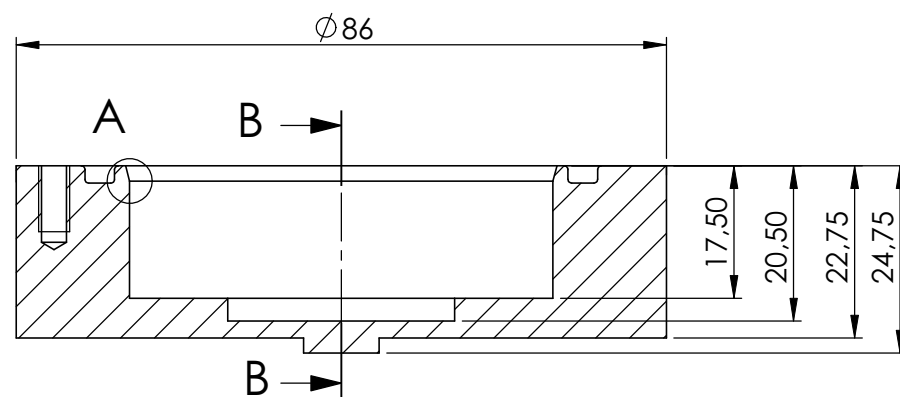
3. Não montar o Encosto do Rolamento (PR003) no Porta Rolamento (PR002);
4. As tolerâncias referentes à espessura de todas as peças devem ser $\pm 0,05\text{mm}$;
5. Os símbolos apresentados abaixo representam:
 - a. ∇ - Profundidade do furo de _____
 - b. $\sqcap$ - Rebaixo de _____

Porto, Janeiro de 2008

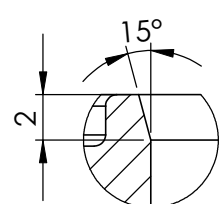




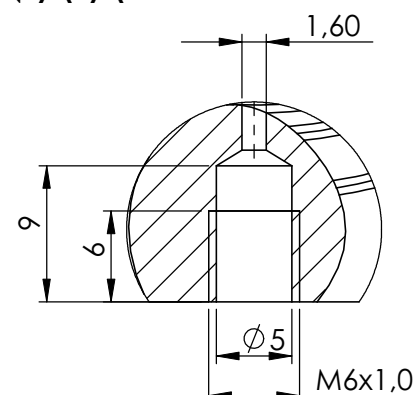
03	01	Usinado	20 Mn Cr 5 Cementação
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
BASE INFERIOR DA CÉLULA DE CARGA			
Peça:	PR 001	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL	
Projetista:	Tiago Cousseau	CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA	
Data:	18/03/08	Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Escala	1:1		



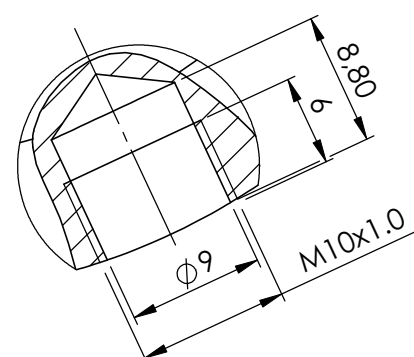
SECTION A-A



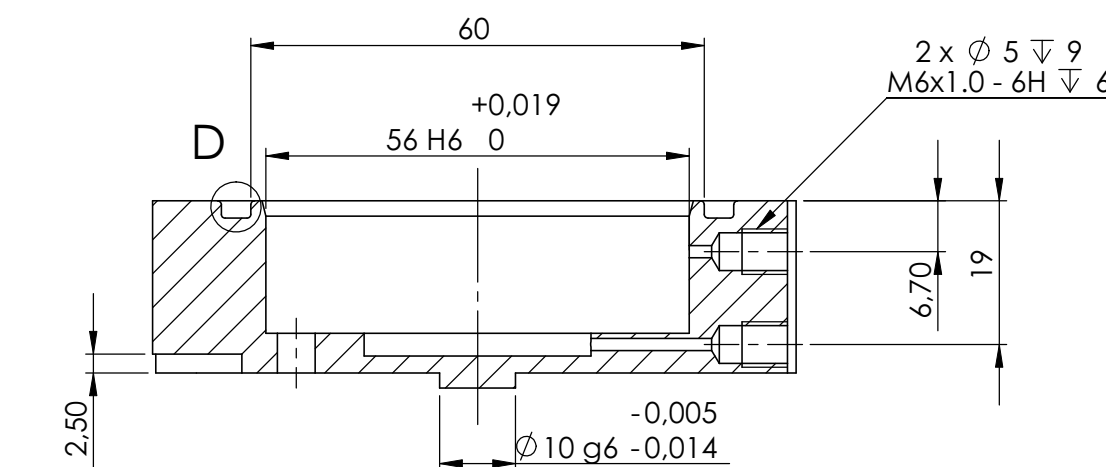
DETAIL A
SCALE 3 : 1



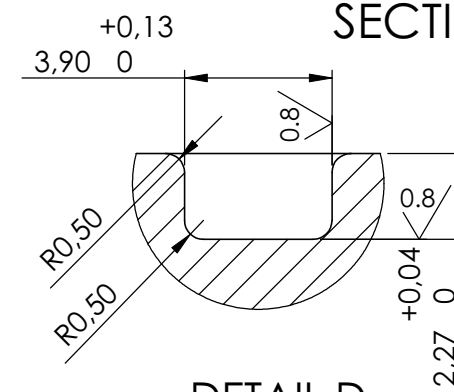
DETALHE B
DETALHE 2 : 1



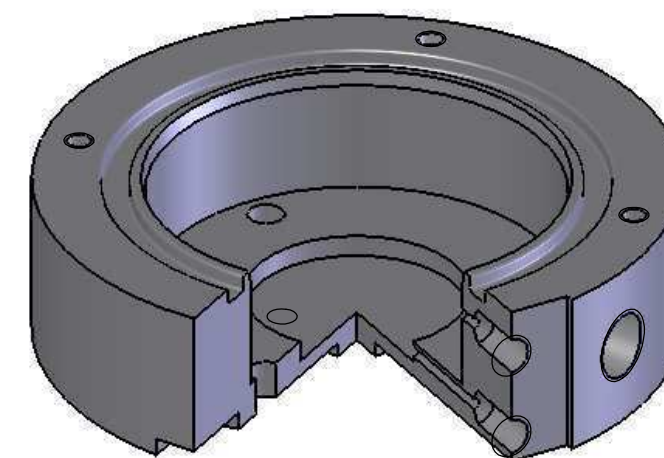
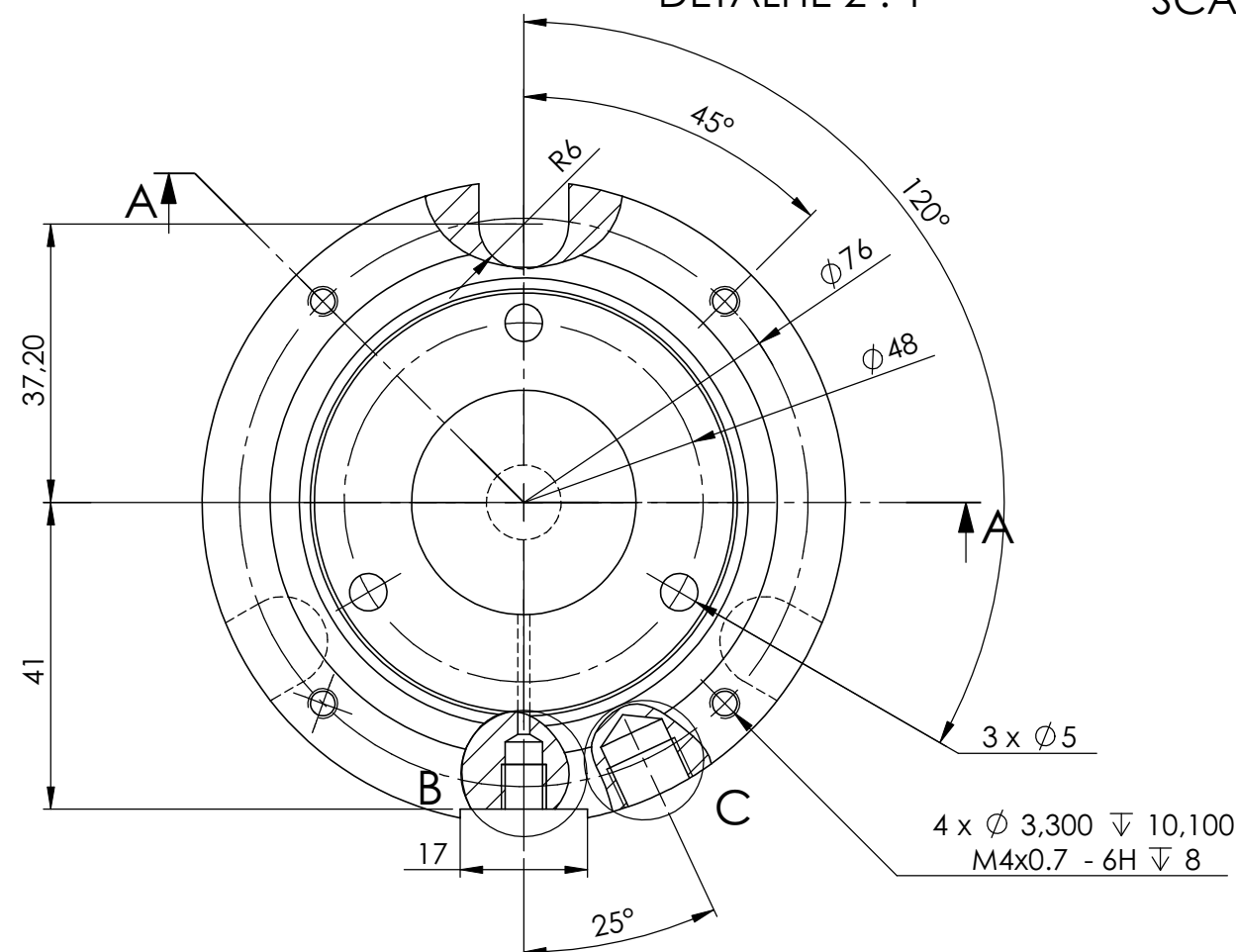
DETAIL C
SCALE 2 : 1



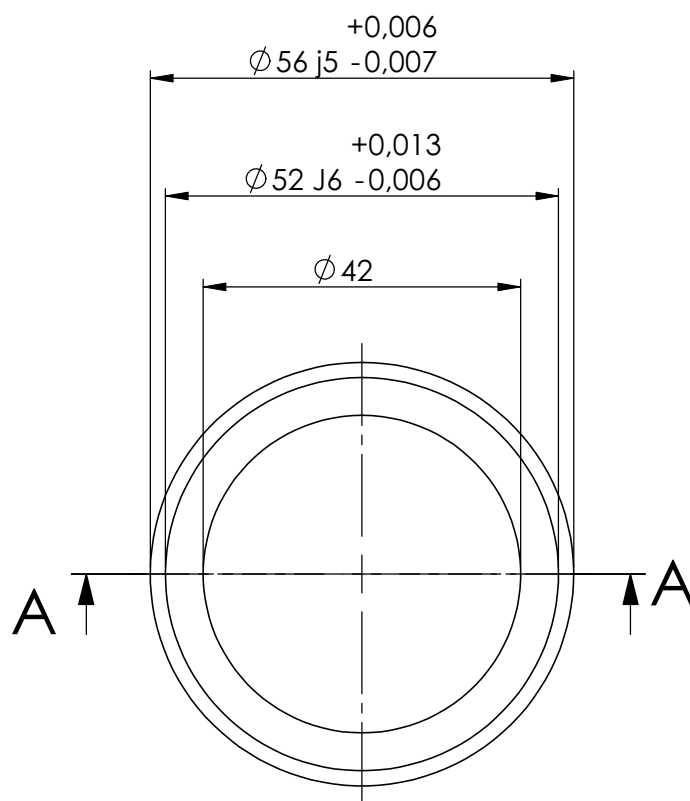
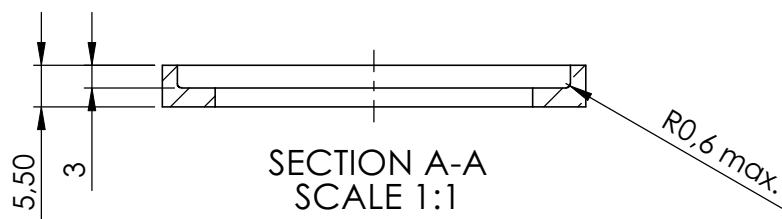
SECTION B-B



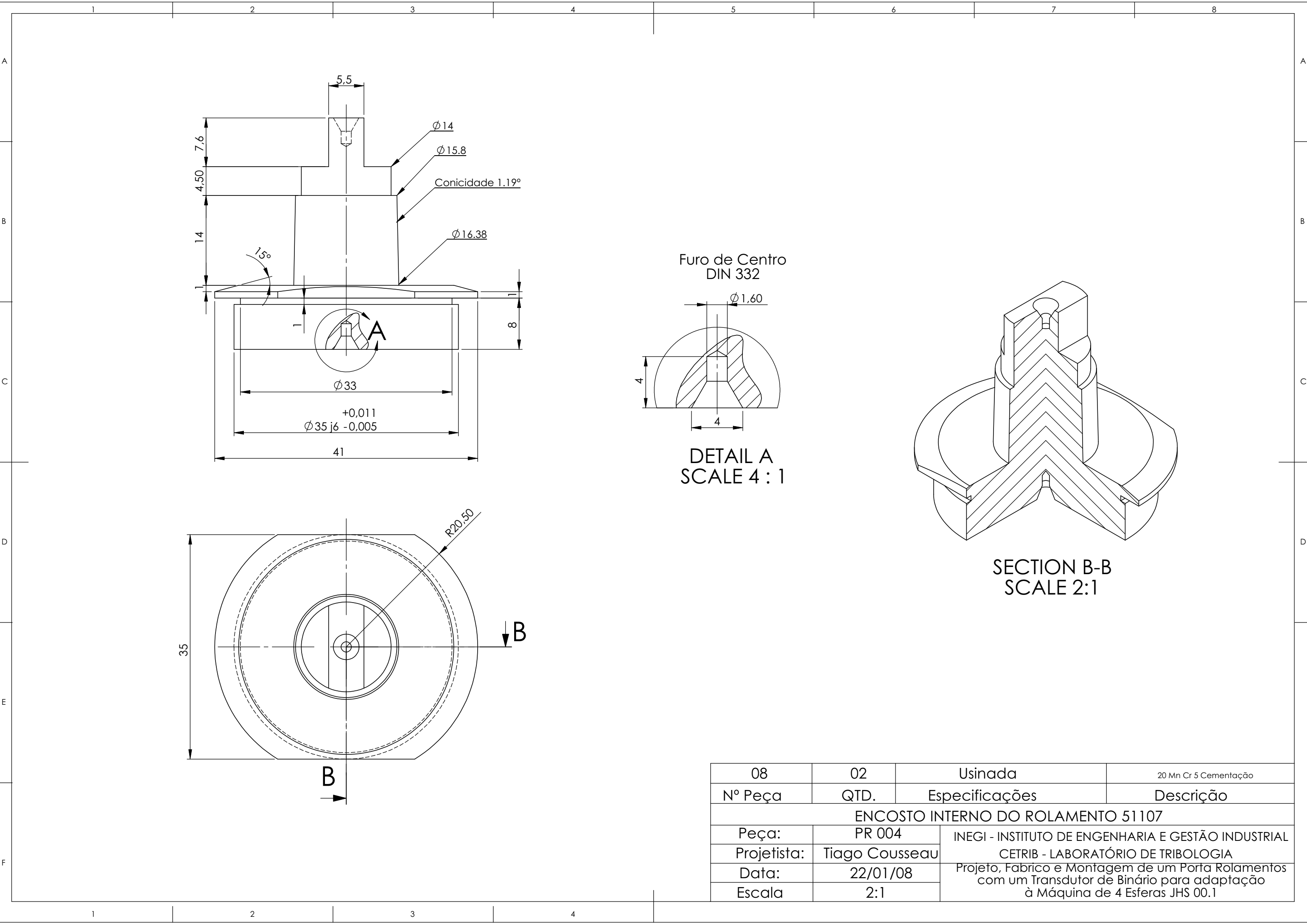
DETAIL D
SCALE 5 : 1



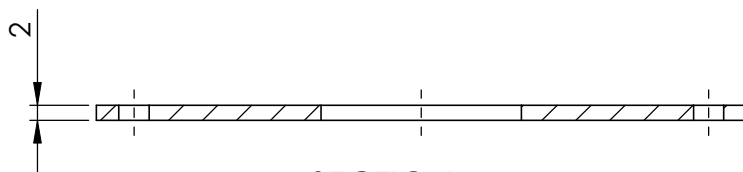
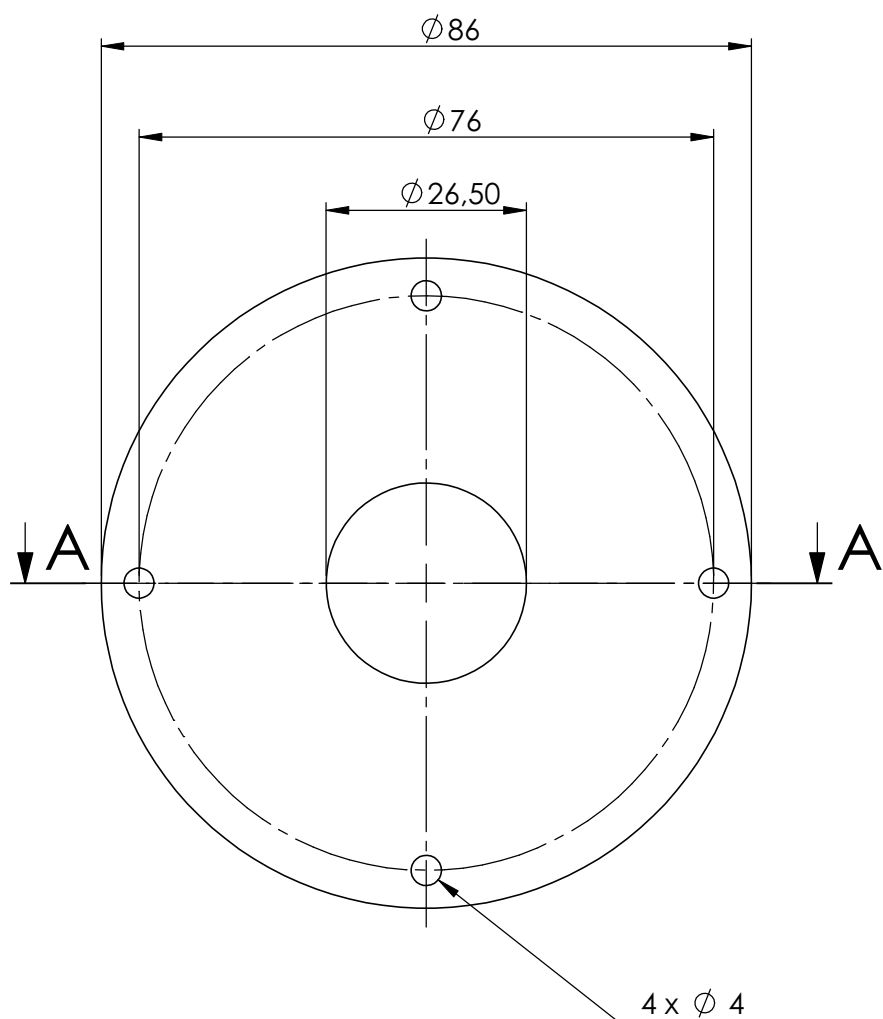
05	02	Usinado	20 Mn Cr 5 Cementação
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
PORTA ROLAMENTOS			
Peça:	PR 002	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	22/01/08		
Escala	1:1		



07	01	Usinado	20 Mn Cr 5 Cementação
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
ENCOSTO DO ROLAMENTO AXIAL 51107			
Peça:	PR 003	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	18/03/08	Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Escala	1:1		

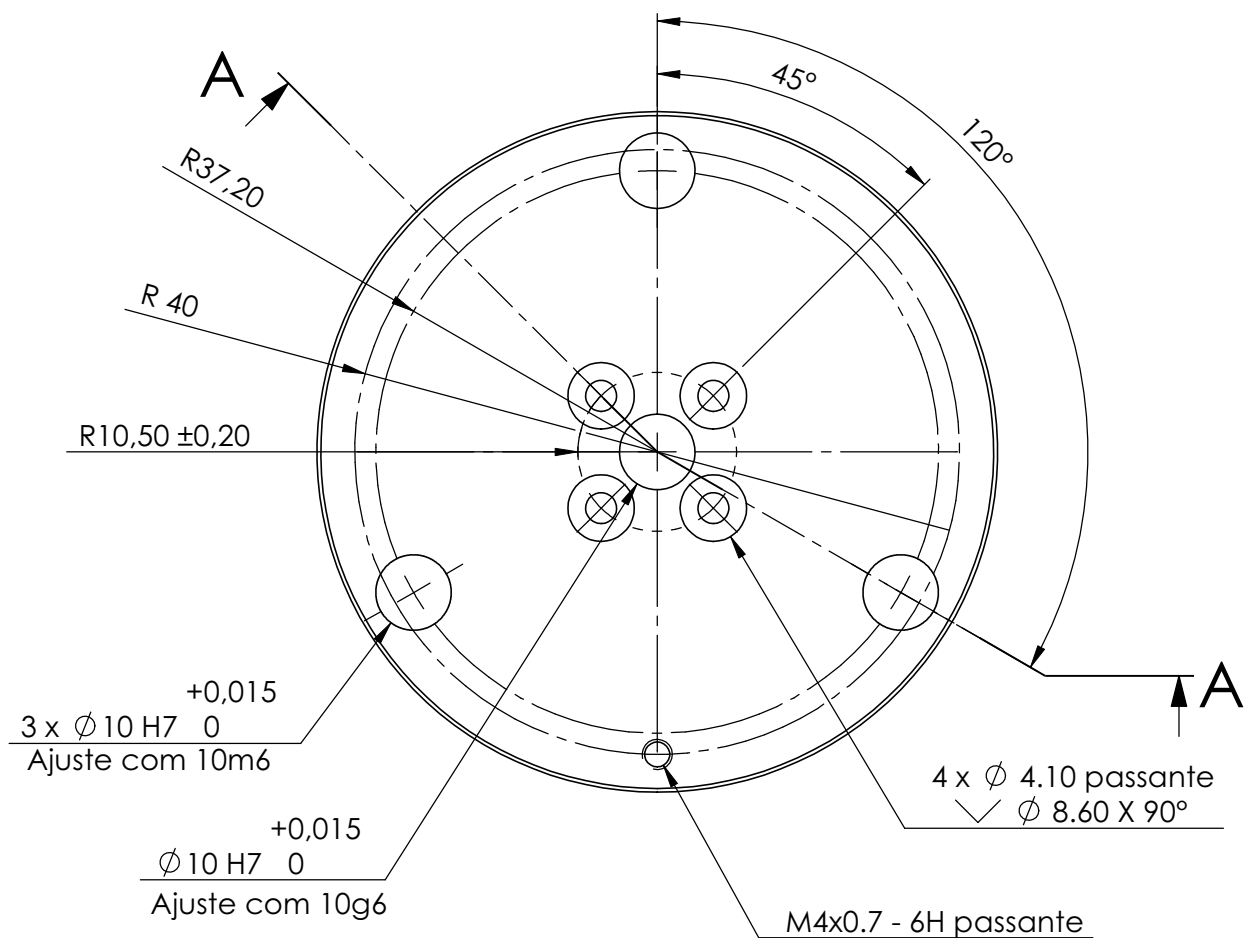
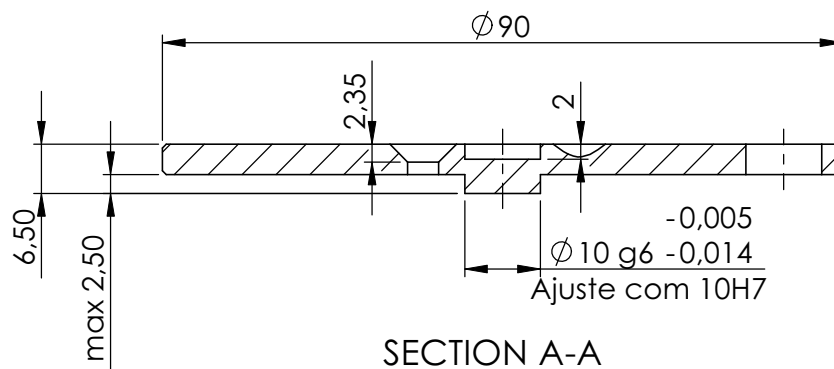


08	02	Usinada	20 Mn Cr 5 Cementação
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
ENCOSTO INTERNO DO ROLAMENTO 51107			
Peça:	PR 004	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	22/01/08		
Escala	2:1		

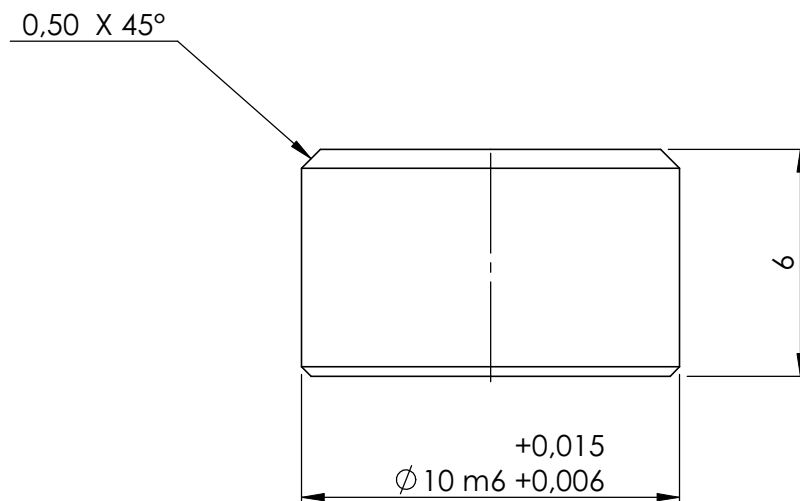


SECTION A-A
SCALE 1 : 1

09	02	Usinada	Alumínio
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
TAMPA DO SUPORTE DE ROLAMENTOS			
Peça:	PR 005	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	18/03/08	Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Escala	1:1		



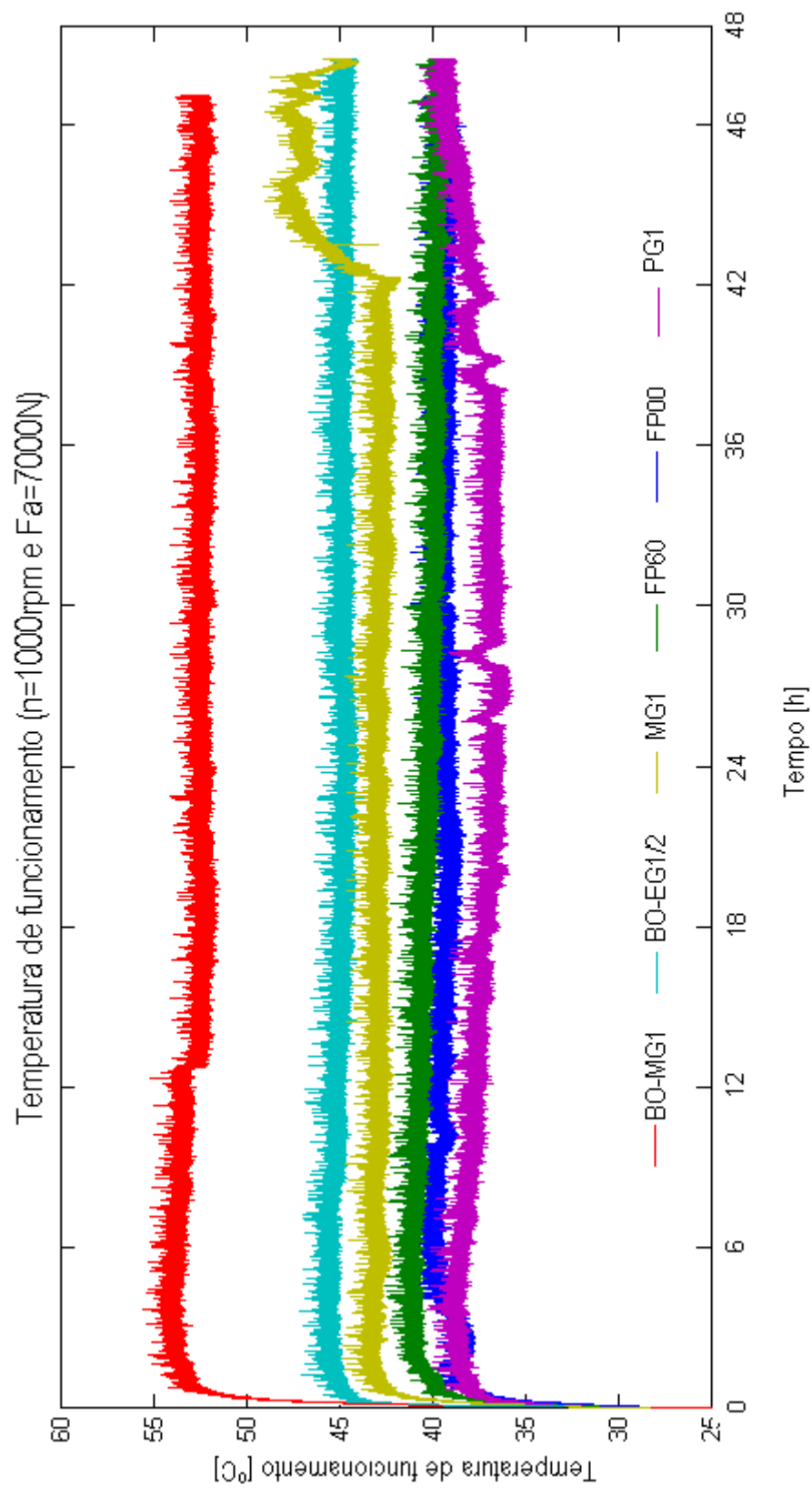
10	01	Usinada	20 Mo Cr 5 Cementação
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
BASE SUPERIOR DA CÉLULA DE CARGA			
Peça:	PR 006	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	18/03/08	Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Escala	1:1		



11	06	Usinada	3 Parallel Pin 39080.100.030-Vitifabory
Nº Peça	QTD.	Especificações	Descrição
PINO DE FIXAÇÃO			
Peça:	PR 007	INEGI - INSTITUTO DE ENGENHARIA E GESTÃO INDUSTRIAL CETRIB - LABORATÓRIO DE TRIBOLOGIA	
Projetista:	Tiago Cousseau		
Data:	22/01/08	Projeto, Fabrico e Montagem de um Porta Rolamentos com um Transdutor de Binário para adaptação à Máquina de 4 Esferas JHS 00.1	
Escala	5:1		

ANEXO 4 – TEMPERATURA DE FUNCIONAMENTO DOS ENSAIOS DE DESGASTE

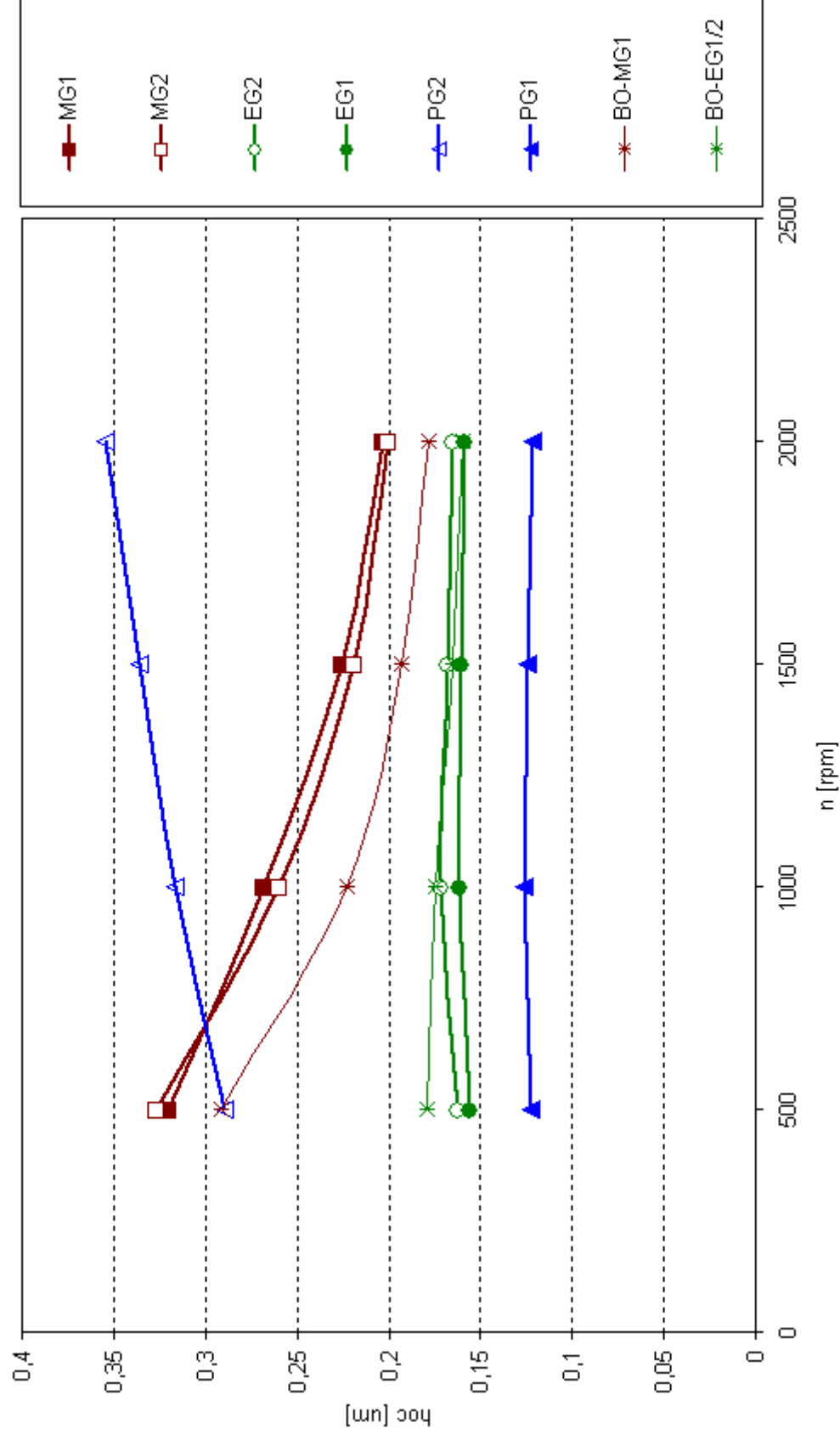




ANEXO 5 – ESPESSURA DE FILME CORRIGIDA NO CENTRO DO CONTACTO



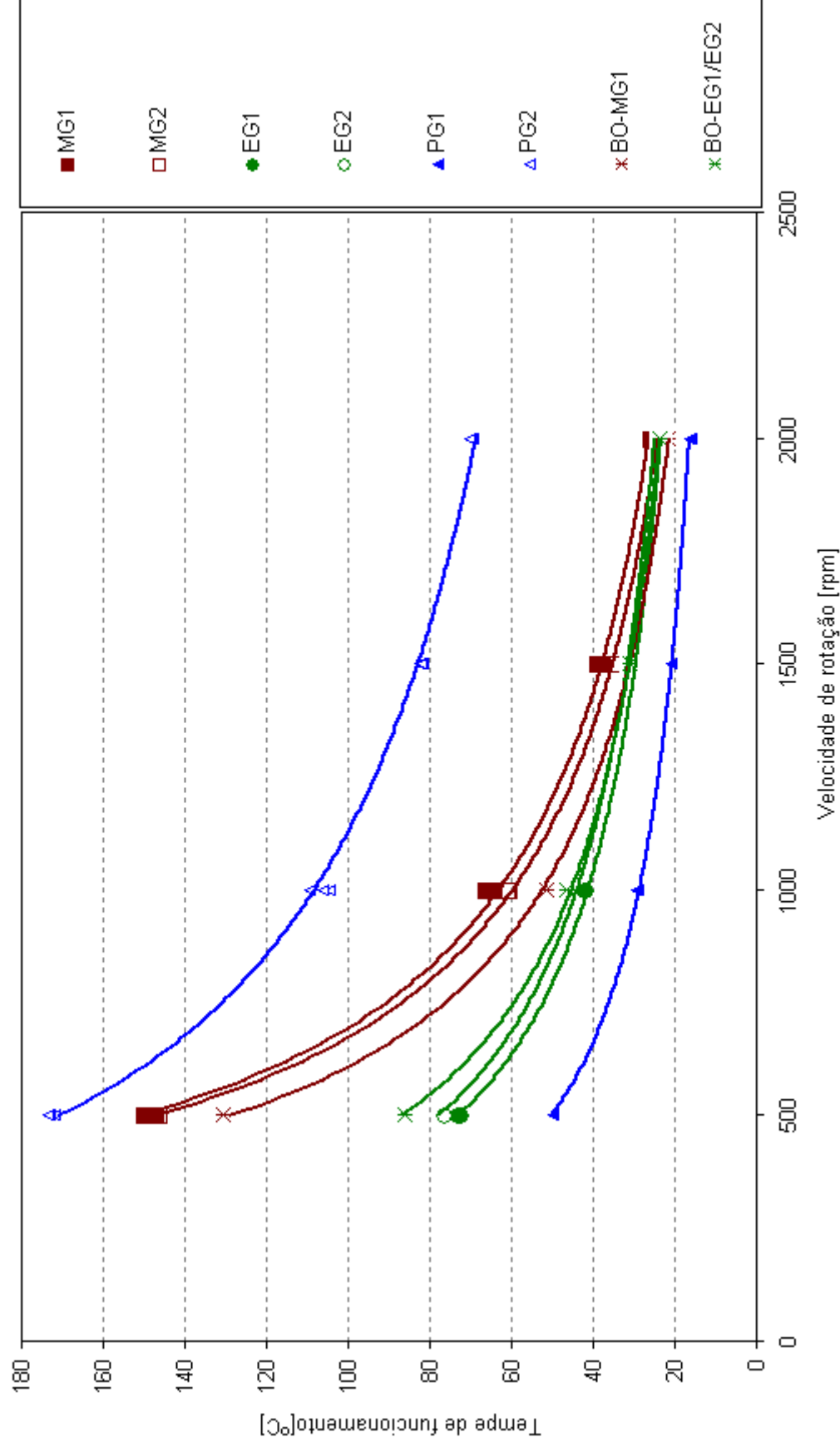
Espessura de filme corrigida no centro do contacto Vs. velocidade de rotação ($F_a=7000N$)





ANEXO 6 – VISCOSIDADE À TEMPERATURA DE FUNCIONAMENTO

Viscosidade à temperatura de Funcionamento Vs. Velocidade de Rotação (Fa=7000N)



The diagram illustrates a ferrography setup. A rectangular block, likely a magnet, is shown with a yellow oil sample being collected from an 'Oil Inlet' tube. The sample is being drawn into a 'Subject Glass' tube. A 'Magnet' is positioned below the glass tube to attract any ferrous particles. The entire setup is enclosed in a green-tinted box.

**ANEXO 7 – PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE
FERROGRAFIA DE LEITURA DIRECTA E ANALÍTICA**

Ferrografia por Leitura Directa

1. Ligar o DRIII pelo menos 30 minutos antes da análise;
2. Preparar a amostra de lubrificante para análise (se for massa proceder a sua dissolução):
 - 2.1. Aquecer a amostra até aproximadamente 65°C (durante 30 minutos);
 - 2.2. Agitar vigorosamente a amostra de modo a obter uma homogeneização perfeita das partículas no óleo,
3. Preparar um tubo DRIII colocando-o no suporte do Ferrografo;
4. Colocar exactamente 1 ml da amostra de óleo num tubo de ensaio e adicionar 1 ml de solvente (tetracloroetileno);
5. Misturar a amostra e o solvente agitando ligeiramente o tubo de ensaio;
6. Colocar o tubo de ensaio no suporte do DRIII;
7. Colocar correctamente o tubo DRIII no Ferrografo e dar início à medição pressionando o botão “Run”;
8. Accionar a bomba dando uma volta completa no botão lateral do Ferrografo;
9. Quando a amostra no tubo DRIII atingir a mola inferior do Ferrografo, registar os valores de D_l e D_s .

Ferrografia Analítica

1. Preparar a amostra de lubrificante para análise (se for massa proceder a sua dissolução):
 - 1.1 Aquecer a amostra até aproximadamente 65°C (durante 30 minutos);
 - 1.2 Agitar vigorosamente a amostra de modo a obter uma homogeneização perfeita das partículas no óleo;
2. Colocar exactamente 3 ml de amostra num tubo de ensaio e adicionar 1 ml de solvente (tetracloroetileno);
3. Misturar a amostra e o solvente agitando ligeiramente o tubo de ensaio;
4. Encaixar o tubo de ensaio no suporte e colocar o respectivo tubo FMIII;
5. Colocar um ferrograma devidamente identificado no suporte;
6. Iniciar a análise no FMIII no modo pretendido (semi-automático ou automático);
7. Quando o ferrograma estiver pronto, inicia-se toda a parte analítica no microscópio óptico.