

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

BRUNO CHIURATTO SALAMONE
IVO ARTUR STRANO

**ESTUDO DA VARIAÇÃO DO ATRITO CINÉTICO EM MANCAIS DE
DESLIZAMENTO DEVIDO À CONTAMINAÇÃO DO FLUIDO
LUBRIFICANTE POR BIODIESEL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2013

BRUNO CHIURATTO SALAMONE

IVO ARTUR STRANO

**ESTUDO DA VARIAÇÃO DO ATRITO CINÉTICO EM MANCAIS DE
DESLIZAMENTO DEVIDO À CONTAMINAÇÃO DO FLUIDO
LUBRIFICANTE POR BIODIESEL**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso superior de Engenharia Industrial Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Industrial Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

CURITIBA

2013

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "Estudo da Variação do Atrito Cinético em Mancais de Deslizamento Devido à Contaminação do Fluido Lubrificante por Biodiesel", realizado pelos alunos Bruno Chiuratto Salamone e Ivo Artur Strano, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva
DAMEC, UTFPR
Orientador

Prof. Dr. Julio Cesar Klein das Neves
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Prof. Eng. João Luiz do Vale
DAMEC, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 11 de Dezembro de 2013.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradecemos ao Professor Orientador deste trabalho, Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva, por ser um orientador presente e participativo.

À aluna de mestrado do PPGEM, Eng^a. Marina Cardozo Vasco, pelo auxílio nas atividades relacionadas à área de Materiais.

Aos estagiários do laboratório de usinagem e ao seu responsável, Carlos Silvano da Luz.

Ao Sr. Edison Luiz Marge, da empresa Revesteel Metalização, pela doação do lingote de *babbitt*;

À Tornearia Nbim, pela rapidez e qualidade oferecidas na fabricação dos contra corpos de prova;

Ao Prof. Dr. Julio Cesar Klein das Neves – pelo apoio no processo de fundição do *babbitt* e de análise química no MEV, juntamente com o Alexandre.

Ao Prof. João Luiz do Vale, pelos cálculos e auxílio na utilização da MAC.

Às Prof.^{as} Dr.^a. Maria Helene Giovanetti Canteri e Dr.^a. Elenise Sauer, do curso de Química da UTFPR de Ponta Grossa-PR, pela solicitude em nos atender neste campus da universidade.

Ao Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales e ao técnico Reinaldo Sérgio G. Justiniano, pelo apoio na realização dos ensaios de viscosidade no LACIT.

Ao aluno do curso técnico de Mecânica da UTFPR, Mateus Legroski, pela ajuda em diversas tarefas do LASC.

Ao Prof. Dr. Walter Luiz Mikos, pelo empréstimo dos instrumentos de medição utilizados neste trabalho.

Ao Prof. Me. Eduardo Gregório Olienick Filho, pela participação na banca da proposta deste projeto de pesquisa.

Ao Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR, pela estrutura oferecida.

A todos os nossos familiares, amigos e namorada, pelo apoio incessante.

RESUMO

SALAMONE, Bruno C.; STRANO, Ivo A. **Estudo da Variação do Atrito Cinético em Mancais de Deslizamento Devido à Contaminação do Fluido Lubrificante por Biodiesel**. 2013. 118 p. Monografia – Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade tecnológica Federal do Paraná, Curso de Engenharia Industrial Mecânica. Curitiba, 2013.

Durante o funcionamento de um motor de combustão interna, é comum que parte dos gases de combustão não queimados consiga vencer a vedação exercida pelos anéis do pistão e cheguem ao cárter, contaminando o óleo lubrificante com combustível, em um processo denominado diluição. Este fenômeno altera a viscosidade do óleo lubrificante, influenciando diretamente todo o sistema de lubrificação das partes móveis, tais como os mancais do virabrequim. O estudo aqui dirigido busca informações sobre como a diluição do biodiesel de óleo de soja no lubrificante Lubrax Top Turbo, classe SAE 15W40, da Petrobrás, afeta o coeficiente de atrito cinético em um mancal de deslizamento. Para tanto, foram realizados ensaios de atrito e de Stribeck na Máquina de Atrito Cinético (MAC), propriedade do Laboratório de Superfícies e Contato – LASC, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Os ensaios de atrito são realizados a partir de pares tribológicos, formados cada um por um corpo de prova fabricado em aço inox AISI 304 com revestimento interno em *babbitt*, uma liga própria para mancais, e por um contra corpo de prova, fabricado em aço SAE 1020. Durante 1 hora e 30 minutos, o mancal, devidamente lubrificado pelo óleo puro e também sob os lubrificantes contaminados por 2,5%, 5% e 10% de biodiesel B100, foi submetido à rotação do eixo da MAC. A análise de dados deu enfoque à obtenção do coeficiente de atrito médio para os 15 minutos finais de cada ensaio. Após 20 ensaios – cinco pares tribológicos para cada uma das quatro concentrações de biodiesel na mistura – obteve-se um gráfico comparando as médias calculadas para cada concentração. Percebeu-se, então, uma tendência de queda do atrito para a concentração de até 5% de biodiesel, com um novo aumento para concentrações superiores a esta. Já os ensaios de Stribeck buscavam informações sobre os regimes de lubrificação – limite, filme fino e filme espesso – a partir da variação da rotação do ensaio. Para tanto, executaram-se ensaios de 3 horas de duração, que variaram a rotação de 3000 até 250 rpm, sob carga constante no mancal, visando passar pelos três regimes de lubrificação existentes. Os resultados mostraram, no entanto, que para as condições de carga adotadas, as curvas obtidas pouco se aproximaram dos modelos teóricos. A dificuldade de se controlar a temperatura do ensaio, a presença de vibrações no sistema e tolerâncias pouco apertadas na fabricação dos corpos de prova dificultaram a obtenção das curvas de Stribeck pretendidas. Finalmente, pode-se dizer que a diluição de biodiesel no óleo lubrificante não é benéfica, já que pode trazer prejuízos mecânicos às partes móveis do motor, sendo necessária, então, a substituição do óleo lubrificante no período determinado pelo fabricante.

Palavras-chave: Atrito cinético. Biodiesel. Diluição. Lubrificação. Mancal de deslizamento.

ABSTRACT

SALAMONE, Bruno C.; STRANO, Ivo A. **Estudo da Variação do Atrito Cinético em Mancais de Deslizamento Devido à Contaminação do Fluido Lubrificante por Biodiesel**. 2013. 118 p. Monografia – Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade tecnológica Federal do Paraná, Curso de Engenharia Industrial Mecânica. Curitiba, 2013.

During a combustion engine's operation, it's common that a small portion of the combustion gases surpass the seal provided by the piston rings and get into the crankcase, contaminating the engine oil, in a process named dilution. This phenomenon changes the viscosity of the lubricating oil, directly influencing the whole lubrication system of the moving parts, such as the crankshaft bearings. This study looks for information about how the dilution of soybean oil biodiesel in a SAE 15W40 lubricant affects the sliding friction coefficient on a sliding bearing. To reach this objective, friction and Stribeck tests were performed on the Sliding Friction Machine (MAC), property of the Contact Surfaces Laboratory – LASC of the Federal Technological University of Paraná – UTFPR. The friction tests are performed using tribological pairs, each formed by a bushing made from AISI 304 stainless steel internally covered with a *babbitt* alloy, and by a shaft made from SAE 1020 carbon steel. During 1 hour and 30 minutes, the sliding bearing, properly lubricated by pure oil and also under contaminated lubricants – with concentrations of 2.5%, 5% and 10% of biodiesel B100 – was submitted to the MAC's axis rotation. The data analysis focused the sliding friction coefficient's achievement considering the last 15 minutes of each test. After 20 tests – five tribological pairs for each of the four blends composed by oil and biodiesel – the average values obtained for the sliding friction coefficient were plotted against the level of dilution. Then, it was noticed a downward trend of friction up to the dilution level of 5%, with a further increase to levels higher than this one. The Stribeck tests were looking for information about the lubricant regime - limit, thin-film and thick-film – by the shaft speed's variation, about the test's sliding friction coefficient. For this purpose, 3 hour duration tests were performed varying the shaft speed from 3000 rpm to 250 rpm, and submitting the sliding bearing under constant load, aiming to reach those three lubricant regimes. The results showed, however, that for the adopted load conditions, the graphic curves obtained were not close to theoretical models. The difficulty of controlling the test temperature, the presence of mechanical vibrations and the bushings loose manufacturing tolerances have hindered the achievement of the expected Stribeck's curves. Lastly, it can be said that the dilution of soybean oil biodiesel is not beneficial, since it can cause mechanical damage to the engine's moving parts. Then, replacing the contaminated oil is needed, always respecting the exchange periods set by the engine manufacturer.

Keywords: Sliding friction. Biodiesel. Dilution. Lubrication. Sliding bearing.

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro.	61
Gráfico 2 - Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro a partir da curva de tendência do Gráfico 1.....	62
Gráfico 3 - Comparativo entre curvas de viscosidade para diferentes níveis de contaminação do óleo lubrificante.	63
Gráfico 4 - Curva de viscosidade absoluta versus temperatura obtida para o biodiesel B100.....	68
Gráfico 5 - Curvas $\mu \times t$ e $T \times t$ para o ensaio de atrito realizado com o par tribológico 1-1 para o óleo Lubrax Top Turbo 15W40 puro.	90
Gráfico 6 - Coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> tempo de ensaio para o lubrificante SAE 15W40 puro.....	91
Gráfico 7 - Coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 2,5% de biodiesel B100.	91
Gráfico 8 - Coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 5% de biodiesel B100.	92
Gráfico 9 - Coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 10% de biodiesel B100.	92
Gráfico 10 - Curva para o coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> concentração de biodiesel B100 em mistura com o Lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40.	94
Gráfico 11 - Coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e concentrações de 10% e 20% de biodiesel B100.	95
Gráfico 12 - Curva para o coeficiente de atrito cinético <i>versus</i> concentração de biodiesel B100 em mistura com o Lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40, obtida através de ensaios experimentais na MAC, incluindo os resultados obtidos para os ensaios complementares, com 15% e 20% de B100.	96
Gráfico 13 - Curvas Carga <i>versus</i> Tempo e Temperatura <i>versus</i> Tempo para SAE 15W40 + 10 % B100.	98
Gráfico 14 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 Puro.	105
Gráfico 15 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 2,5% B100.	105
Gráfico 16 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 5% B100.	106
Gráfico 17 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 10% B100.	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Virabrequim de um motor de quatro cilindros.....	17
Figura 2 - Passagem dos gases de combustão para o cárter do motor.	18
Figura 3 - Representação esquemática de forças sobre um corpo qualquer.	22
Figura 4 - Tribossistema genérico adotado para o trabalho.	23
Figura 5 – Diagrama AGMA 2001 B88 para variação da viscosidade em relação à temperatura para diversas famílias de óleos.....	26
Figura 6 - Diagrama de coeficiente de atrito versus (Viscosidade)*(Velocidade)/Carga, para mostrar as distinções entre os regimes de lubrificação: Regime 1, lubrificação de contorno; Regime 2, lubrificação de filme fino; Regime 3, Lubrificação de filme espesso.	29
Figura 7 - Geometria de contatos conforme e não conforme.	30
Figura 8 - Exemplo de Curva de Stribec	31
Figura 9 - Relação atrito versus velocidade relativa, relacionado com os regimes de lubrificação.	35
Figura 10 - Distribuição de pressão em um mancal curto.	37
Figura 11 - Reação de transesterificação do óleo vegetal.	44
Figura 12 - Corpo de prova.	48
Figura 13 - Amostra de <i>babbitt</i>	49
Figura 14 - Mapa de elementos químicos da amostra de <i>babbitt</i>	50
Figura 15 - Corpo de prova após conclusão do processo de fabricação.....	52
Figura 16 - Contra corpo de prova.	53
Figura 17 - Micrografia do aço utilizado para a fabricação do contra corpo de prova, obtida através do processo de metalografia. Ataque de nital a 2%. Ampliação: 500x.	55
Figura 18 - Aplicação da malha na micrografia e determinação do número de intersecções sobre o carbono.	56
Figura 19 - Denominação adotada para um par tribológico.	58
Figura 20 - Par tribológico utilizado para a realização dos ensaios.....	59
Figura 21 - Viscosímetro Brookfield DV-II+ Pro.....	60
Figura 22 - Amostras do lubrificante utilizado no Ensaio de Stribeck. (a) pré-ensaio; (b) pós-ensaio.	63
Figura 23 - Copo Ford montado com o orifício nº4.....	65
Figura 24 - Materiais utilizados para o procedimento de mistura. À esquerda, o lubrificante; em seguida, as provetas de 1 litro e de 100 ml; e à direita o recipiente contendo o biodiesel.	69
Figura 25 - Nível correto de lubrificante, respeitando o menisco devido à capilaridade.	69
Figura 26 - Máquina de atrito cinético (MAC).	70
Figura 27 - Detalhamento do eixo, haste de aplicação de carga e posicionamento do CP e do CCP na MAC.....	71
Figura 28 - Detalhe da conexão do niple ao corpo de prova, ponto de entrada do lubrificante.....	71
Figura 29 - Placa de circuitos impressos responsável pela aquisição de dados da célula de carga.	72
Figura 30 - Conjunto de suporte da haste, com regulagem de altura.....	73
Figura 31 - Sistema de aplicação de carga da MAC. (a) antigo; (b) atual.	74
Figura 32 - Sistema de inserção de lubrificante. (a) antigo; (b) atual.	74

Figura 33 - Perfil topográfico sem tratamento para contra corpo de prova 10.....	76
Figura 34 - Perfil topográfico com tratamento de erro de forma para contra corpo de prova 10.	76
Figura 35 - Perfil topográfico com tratamento para erro de forma e ondulação para contra corpo de prova 10.	77
Figura 36 - Parâmetros de rugosidade da amostra.	77
Figura 37 - Interface do DMM.....	80
Figura 38 - Diagrama de corpo livre da haste de aplicação de carga ao sistema.	82
Figura 39 - Diagrama de corpo livre do corpo de prova.	82
Figura 40 - Comportamento genérico para os ensaios de atrito, mostrando a tendência de estabilização (estado estacionário) após 1 hora e 15 minutos de ensaio.....	85
Figura 41 - Curva de Stribeck detalhando faixas de regime de lubrificação.....	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes de atrito para algumas combinações de materiais	23
Tabela 2 - Equações Viscosidade-Temperatura	27
Tabela 3 - Propriedades do biodiesel B100 segundo norma ASTM D6751.	45
Tabela 4 - Porcentagem (em peso) de elementos químicos presentes no <i>babbitt</i>	49
Tabela 5 - Dureza do <i>babbitt</i>	50
Tabela 6 - Dureza do contra corpo de prova - aço SAE 1020.....	57
Tabela 7 - Pares tribológicos e folgas diametrais (c_d).	58
Tabela 8 - Tempos e viscosidades medidas com Copo Ford nº 4 para os diferentes níveis de contaminação do óleo lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40 por biodiesel B100.....	65
Tabela 9 - Densidade dos lubrificantes pré-ensaio e pós-ensaio.....	67
Tabela 10 - Critérios selecionados para a medição da rugosidade dos corpos e contra corpos de prova.....	76
Tabela 11 - Valores de rotação e período de tempo de ensaio.....	87
Tabela 12 - Valores médios de coeficientes de atrito e temperaturas obtidos para os ensaios de atrito realizados na MAC.....	93
Tabela 13 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 Puro.....	99
Tabela 14 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 2,5% B100.....	99
Tabela 15 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 5% B100.....	100
Tabela 16 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 10% B100.....	100
Tabela 17 – $h_{min,t}$, $h_{min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 Puro	101
Tabela 18 – $h_{min,t}$, $h_{min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 2,5%	102
Tabela 19 – $h_{min,t}$, $h_{min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 5%	102
Tabela 20 – $h_{min,t}$, $h_{min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 10%	103
Tabela 21 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova antes dos ensaios.....	113
Tabela 22 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova depois dos ensaios.....	114
Tabela 23 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova depois dos ensaios.....	115

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

AGMA – American Gear Manufacturers Association

AISI – American Iron and Steel Institute

ASM – American Society for Metals

ASTM – American Society of Testing and Materials

CCP – Contra corpo de prova

CP – Corpo de prova

DAMEC – Departamento Acadêmico de Mecânica

GrMat – Grupo de Materiais da UTFPR

HV – Hardness Vickers

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

IV – Índice de Viscosidade

LABIC – Laboratório de Iniciação Científica

LACIT – Laboratório de Ciências Térmicas

LANOE – Laboratório de Nano Estruturas

LASC – Laboratório de Superfícies e Contato

MAC – Máquina de Atrito Cinético

MEV – Microscópio Eletrônico de Varredura

SAE – Society of Automotive Engineers

SI – Sistema Internacional de medidas

UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

ν – Viscosidade cinemática [cSt]

τ - Tensão de cisalhamento [Pa]

η – Viscosidade absoluta (dinâmica) [cP]

μ - Coeficiente de atrito

μ_c – Coeficiente de atrito cinético

μ_e – Coeficiente de atrito estático

A – Área de contato entre eixo e mancal [m²]

C_d – Folga diametral [m]

c_{mh} – Contribuição da massa do conjunto da haste medido no ponto de aplicação da carga normal no corpo [kg]

C_r – Folga radial [m]

D – Diâmetro do eixo [m]

d – Diâmetro do mancal [m]

d – Diâmetro interno do corpo de prova [m]

f – Força de atrito [N]

F_{at} – Força de atrito [N]

F_{atc} – Força de atrito cinético [N]

F_{ate} – Força de atrito estático [N]

F_b – Força reativa da célula de carga [N]

F_g – Força de atração gravitacional (força peso) [N]

F_N – Força normal [N]

F_{RN} – Força normal de reação do corpo [N]

g – Aceleração da gravidade [m/s²]

h – Espessura de filme [μ m]

$h_{m\acute{a}x}$ – Espessura máxima de filme [μ m]

h_{\min} – Espessura mínima de filme [μm]

$h_{\min,e}$ – Espessura mínima de filme efetiva [μm]

$h_{\min,t}$ – Espessura mínima de filme teórica [μm]

l – Comprimento do mancal [m]

L_b – Distância útil do parafuso de transmissão [m]

L_c – Distância do centro de giro até o ponto da aplicação das cargas [m]

L_w – Distância do centro de giro ao ponto de aplicação da carga normal no corpo [m]

m_b – Carga lida na célula de carga [kg]

m_c – Massa da carga aplicada à haste de carga da MAC [kg]

n – Rotação [rpm]

N – Velocidade periférica do eixo [m/s]

n' – Rotação [rps]

O_b – Centro do mancal

O_j – Centro do eixo

O_N – Número de Ocvirck

P – Carga normal aplicada ao mancal por unidade de comprimento [N/m]

p – Pressão [Pa]

p_{\max} – Pressão máxima [Pa]

$P_{\text{média}}$ – Carga média no mancal [N/m²]

r – Raio do eixo [m]

R_2 – Raio interno do corpo de prova [m]

R_a – Média aritmética de rugosidades [μm]

R_q – Desvio médio quadrático das rugosidades [μm]

R_{sm} – Distância entre dois picos consecutivos [μm]

R_z – Média das alturas entre pico e vale [μm]

t – Tempo [s]

T_r – Torque rotacional [N.m]

T_s – Torque estacionário [N.m]

U – Velocidade do elemento em movimento com o elemento estacionário [m/s]

W – Carga normal aplicada no sistema [kg]

z – Posição longitudinal da pressão ao longo do mancal [m]

ε – Razão de excentricidade

ζ – Expoente da dependência densidade-temperatura (tipicamente $\zeta=0,001$), em [K⁻¹]

θ – Posição angular da pressão ao redor do mancal [rad]

$\theta_{m\acute{a}x}$ – Posição angular da máxima pressão ao redor do mancal [rad]

λ – Parâmetro de filme

λ_e – Parâmetro de filme efetivo

λ_t – Parâmetro de filme teórico

ρ – Densidade ou massa específica [kg/m³]

ρ_o – Densidade do lubrificante na temperatura de referência T_o , em [kg/m³]

Φ – Ângulo formado entre P e $\theta=\pi$ [rad]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	TEMA.....	17
1.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	19
1.3	OBJETIVOS.....	19
1.4	JUSTIFICATIVA.....	20
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1	ATRITO.....	21
2.2	LUBRIFICAÇÃO.....	24
2.2.1	Famílias de Lubrificantes.....	24
2.2.2	Propriedades dos Lubrificantes.....	25
2.2.2.1	Viscosidade.....	25
2.2.2.2	Relação Viscosidade – Temperatura.....	26
2.2.2.3	Densidade – Temperatura.....	27
2.2.2.4	Índice de Viscosidade (IV).....	28
2.2.3	Regimes de Lubrificação.....	28
2.2.4	Curva de Stribeck.....	31
2.3	MANCAIS DE DESLIZAMENTO.....	32
2.3.1	Materiais para mancais de deslizamento.....	33
2.3.1.1	Babbitts.....	34
2.3.1.2	Bronzes.....	34
2.3.1.3	Ferro fundido cinzento e aço carbono.....	34
2.3.1.4	Materiais sinterizados.....	35
2.3.2	Lubrificação.....	35
2.3.3	Determinação dos parâmetros do mancal.....	36
2.4	CONTAMINAÇÃO.....	41
2.4.1	Contaminação por água.....	41
2.4.2	Partículas Sólidas de Desgaste.....	42
2.4.3	Diluição.....	42
2.4.3.1	Fenômeno da diluição.....	42
2.4.3.2	Contaminante.....	43
2.4.3.3	Efeitos da diluição nos motores.....	46
2.4.4	Contaminação por sujeidade.....	46
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	47
3.1	CORPO DE PROVA.....	47
3.1.1	Geometria.....	47
3.1.2	Materiais.....	48
3.1.3	Fabricação.....	50
3.2	CONTRA CORPO DE PROVA.....	53
3.2.1	Fabricação.....	53
3.2.2	Características do material.....	54
3.2.2.1	Metalografia.....	54
3.2.2.2	Análise de Dureza.....	56
3.3	DEFINIÇÃO DOS PARES TRIBOLÓGICOS.....	57
3.4	LUBRIFICANTE.....	59
3.4.1	Viscosidade – Viscosímetro Cilíndrico Rotacional.....	59
3.4.2	Viscosidade – Copo Ford.....	63
3.4.3	Densidade.....	66

3.5	CONTAMINANTE.....	67
3.6	PROCEDIMENTO DE MISTURA DO LUBRIFICANTE.....	68
3.7	MÁQUINA DE ATRITO CINÉTICO (MAC).....	70
3.7.1	Descrição e funcionamento.....	70
3.7.2	Aprimoramentos realizados.....	73
3.8	CARACTERIZAÇÃO DAS SUPERFÍCIES.....	75
3.9	CARACTERÍSTICAS DOS ENSAIOS DE ATRITO.....	78
3.9.1	Ensaio de Atrito.....	78
3.9.1.1	Preparação do ensaio.....	78
3.9.1.2	Execução do ensaio.....	79
3.9.1.3	Análise de dados.....	81
3.9.2	Ensaio de Stribeck.....	85
3.9.2.1	Preparação do ensaio.....	86
3.9.2.2	Execução do ensaio.....	86
3.9.2.3	Análise de dados.....	87
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	89
4.1	RELAÇÃO ATRITO X DILUIÇÃO.....	89
4.2	CURVAS DE STRIBECK.....	97
5	CONCLUSÕES.....	109
	REFERÊNCIAS.....	110
	APÊNDICE A – DESENHO DE FABRICAÇÃO DO CORPO DE PROVA.....	112
	APÊNDICE B – TABELAS DE PARÂMETROS DE RUGOSIDADE.....	113
	ANEXO A – DESENHO DE FABRICAÇÃO DO CONTRA CORPO DE PROVA.....	116
	ANEXO B – FOLHA DE DADOS DO LUBRIFICANTE LUBRAX TOP TURBO SAE 15W40.....	117

1 INTRODUÇÃO

1.1 TEMA

Os motores de combustão interna, assim como outros motores, sofrem desgaste devido ao atrito, força originada na ocasião do contato entre duas superfícies rugosas, quando estas apresentarem tendência de movimento relativo entre si. Estas máquinas contam, então, com um sistema responsável por lubrificar constantemente todas as suas partes móveis, desde os pistões, facilitando sua movimentação no cilindro, até os mancais de deslizamento, responsáveis por evitar o desgaste excessivo dos componentes rotativos que compõem o par tribológico virabrequim-mancais. A Figura 1 apresenta o virabrequim, fabricado através do processo de forjamento de uma liga de aço, responsável por transformar o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo nos motores de combustão interna. Neste eixo existem três superfícies cilíndricas alinhadas em sua seção medial, outras em ambas as pontas, além das superfícies para apoio das bielas, onde serão encaixados os mancais de deslizamento para suporte do componente.

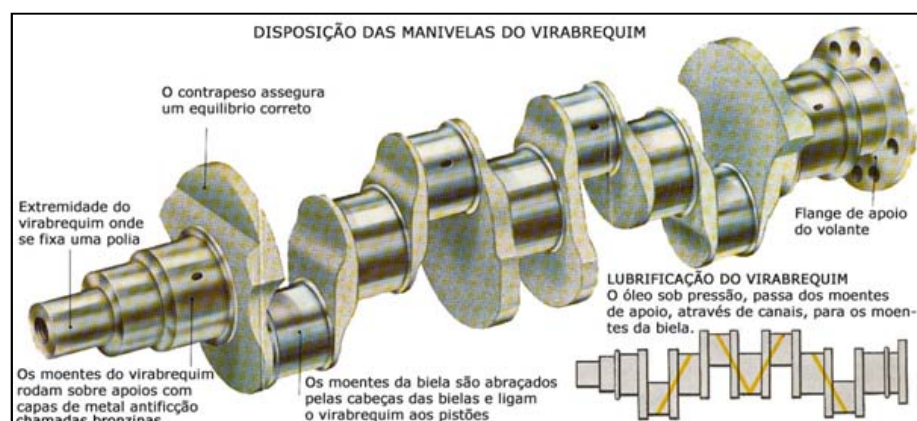


Figura 1 – Virabrequim de um motor de quatro cilindros.

Fonte: oficinaecia.com.br (2013)

A correta lubrificação influencia diretamente no rendimento do motor. Ela depende, dentre outros fatores, que as propriedades do óleo lubrificante utilizado,

como viscosidade, ponto de vapor e ponto de chama permaneçam praticamente constantes durante a sua utilização (ALBUQUERQUE, 1977).

Existem, porém, maneiras de alterar as propriedades do óleo, alterações estas que podem ser nocivas ao bom funcionamento do motor. Um dos fenômenos que provocam alterações desastrosas nas propriedades dos combustíveis é a contaminação do óleo por partículas sólidas, pela água do sistema de arrefecimento ou até pelo próprio combustível.

Quando da partida a frio dos motores e durante seu período de aquecimento, o combustível não queimado pode escorrer através das paredes dos cilindros, indo misturar-se ao óleo do cárter. Problemas de desgaste nos anéis, cilindros e no sistema de alimentação do motor, também ocasionam diluição por combustível do óleo lubrificante, diminuindo a viscosidade e ponto de fulgor, podendo causar sérios prejuízos à vida útil dos componentes mecânicos que estão sendo lubrificados. O teste de diluição mede a percentagem de diesel ou gasolina contida no óleo lubrificante do cárter. Para determinação da quantidade de diesel no lubrificante, utiliza-se a análise por espectrofotometria de infravermelho, que fornece resultados precisos. Normalmente, adota-se como limite máximo o valor de 5% de diluição do óleo lubrificante por combustível. Acima deste valor, o óleo deve ser trocado e verificadas as possíveis causas desta contaminação (APOSTILA..., 2013).

A Figura 2 ilustra como se inicia este problema.

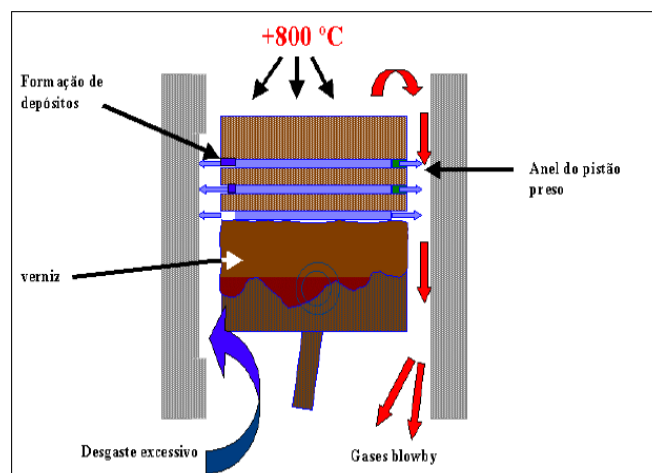


Figura 2 - Passagem dos gases de combustão para o cárter do motor.

Fonte: APOSTILA... (2013)

O presente trabalho enfatizou somente à contaminação por combustível, também denominada por diluição. Para tanto, utilizou-se como base de estudo um combustível relativamente novo: o biodiesel de origem vegetal.

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

O estudo do atrito em mancais de deslizamento é muito importante, pois este fenômeno é responsável por consideráveis perdas de energia no motor, o que reduz drasticamente seu rendimento. Estas perdas estão relacionadas a vibrações mecânicas, geração de calor, ruído, e até mesmo mudanças nos parâmetros do sistema de lubrificação.

Há certa lacuna na literatura científica quando se procura por dados e resultados experimentais sobre o estudo da variação do atrito devido à diluição do lubrificante, em especial por biodiesel. Há, então, que se desenvolver testes em equipamentos apropriados para obter dados e então analisá-los, com o devido embasamento científico.

1.3 OBJETIVOS

O trabalho aqui apresentado tem como principal objetivo estudar qual o comportamento do atrito cinético em mancais de deslizamento, através de ensaios experimentais, em situações nas quais o fluido lubrificante encontra-se contaminado por biodiesel em concentrações distintas.

Para tanto, deve-se inicialmente definir e compreender todos os conceitos necessários para que este estudo se realize, além de viabilizar uma máquina de medição de atrito cinético que simule situações reais de rotação, com aplicação de carga sobre um eixo e alimentação constante de lubrificante. Com embasamento teórico científico, podem-se realizar os ensaios e obter os resultados dos experimentos. Após tratamento estatístico, a análise dos valores obtidos permitirá obter conclusões sobre como ocorre a variação do atrito em situações similares.

Um objetivo secundário é aperfeiçoar a Máquina de Atrito Cinético (MAC) desenvolvida no LASC – Laboratório de Superfícies e Contato. A haste de aplicação de carga existente na máquina possui algumas folgas inaceitáveis, que são fontes de erros nas medições dos valores das forças atuantes no sistema. Para que os dados obtidos ao final do trabalho sejam confiáveis e, acima de tudo, para garantir repetibilidade e reprodutibilidade (exigências do Método Científico para que um trabalho seja considerado científico), será projetado um novo sistema de aplicação de carga que elimine os problemas apresentados pelo modelo anterior. É necessária, também, a adaptação de um sistema de alimentação de lubrificante à MAC que permita uma vazão constante durante todo o período do ensaio.

1.4 JUSTIFICATIVA

Este trabalho foi inspirado principalmente pela relativa falta de informações de como o biodiesel se comporta como contaminante e também pela oportunidade de obter tais informações experimentalmente utilizando a estrutura da UTFPR.

Outra motivação à realização deste trabalho é a oportunidade de oferecer um estudo que mostre um padrão de comportamento para uma situação ainda pouco explorada. Serão interpretados, ao final desta pesquisa, os efeitos do biodiesel sobre o atrito em mancais de deslizamento e quais as mudanças provocadas no sistema como um todo por causa desta alteração.

A principal área do conhecimento estudada para a realização deste trabalho foi a tribologia, vertente muito importante das ciências mecânicas que tem crescido bastante nos últimos anos, apesar de ser foco de estudo sistemático desde os trabalhos de Da Vinci (século XIV).

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta os conceitos abordados no estudo da variação do atrito em mancais de deslizamento pela contaminação do óleo lubrificante por biodiesel. Este embasamento teórico permitirá, mais tarde, analisar os resultados obtidos nos experimentos com a Máquina de Atrito Cinético.

2.1 ATRITO

“Tribologia é a ciência que estuda superfícies que interagem em movimento relativo. Ela engloba o estudo do atrito, do desgaste e da lubrificação” (HUTCHINGS, 1992).

As definições aqui apresentadas ater-se-ão ao estudo do atrito gerado entre duas superfícies e à lubrificação, responsável por minimizar perdas energéticas por dissipação de calor, perdas estas que afetam negativamente o rendimento de um sistema. O estudo do desgaste não será aprofundado, uma vez que o foco aqui é apenas avaliar o estudo da variação do atrito nos mancais.

O atrito pode ser definido como uma força gerada quando duas superfícies de rugosidade não nula entram em contato. Ainda podemos dizer que a força de atrito (F_{at}) é a resistência encontrada por um corpo ao se mover sobre outro. Esta força é proporcional à força normal (F_N) entre os objetos e de um fator de proporcionalidade, dependente da rugosidade das superfícies, denominado coeficiente de atrito (μ). A Equação (1) relaciona estes termos, quantificando a força de atrito.

$$F_{at} = \mu \cdot F_N \quad (1)$$

A Figura 3 mostra um esquema de como as forças supracitadas atuam em um corpo qualquer. A força F_g é aquela provocada pela ação gravitacional atuante sobre o corpo mostrado.

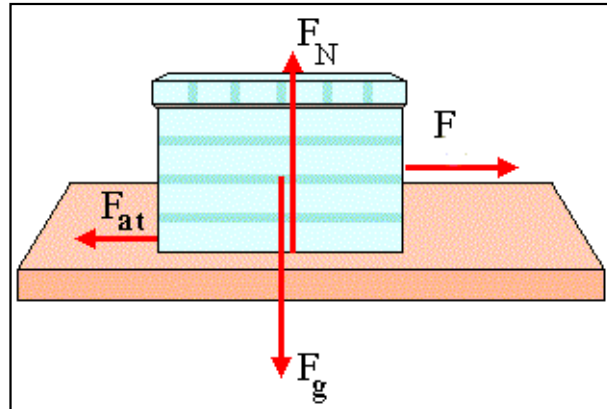


Figura 3 - Representação esquemática de forças sobre um corpo qualquer.

Fonte: geocities.ws (2013)

Existem duas classificações para o atrito: o atrito estático e o atrito cinético. O primeiro ocorre quando duas superfícies estão em contato, porém não existe movimento relativo entre elas. Assim que uma força motriz F provocar o deslizamento de uma dessas superfícies sobre a outra, passa-se a ter atrito cinético como força de oposição ao movimento.

O atrito cinético muito se difere do atrito estático. O coeficiente de atrito, por exemplo, é diferente para as duas situações, mesmo que se trate dos mesmos materiais. Diferenciar-se-á o coeficiente de atrito estático, μ_e , do coeficiente de atrito cinético, μ_c ; a força de atrito estático, F_{ate} , da força de atrito cinético, F_{atc} . À frente poderá ser encontrada diversas vezes, também, a expressão **par tribológico**, utilizada para designar o contato entre dois materiais quaisquer. Esta expressão deriva da definição de **tribossistema** (ou ainda sistema tribológico), que aborda o par tribológico, a interface, região definida entre as superfícies, e o meio ambiente.

A Figura 4 mostra o tribossistema genérico utilizado neste trabalho. Um sistema tribológico é constituído pelo corpo de prova, pelo contra corpo de prova, pela interface que os separa e pelo meio.

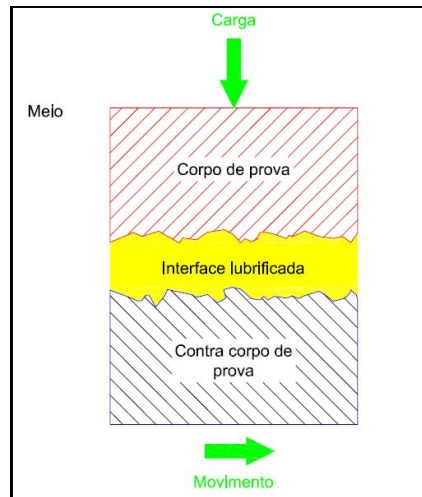


Figura 4 - Tribossistema genérico adotado para o trabalho.

A Tabela 1 apresenta alguns valores de referência para coeficientes de atrito para diferentes pares tribológicos.

Tabela 1 - Coeficientes de atrito para algumas combinações de materiais

Material 1	Material 2	Estático		Dinâmico	
		Seco	Lubrificado	Seco	Lubrificado
Aço doce ¹	Aço doce	0,74	0,183	0,57	0,09
Aço doce	Ferro fundido	-	0,183	0,23	0,133
Aço doce	Alumínio	0,61	0,183	0,47	-
Aço doce	Latão	0,51	0,183	0,44	-
Aço duro	Aço duro	0,78	0,11 – 0,23	0,42	0,03 – 0,19
Aço duro	Aço branco (<i>babbitt</i>)	0,42 – 0,70	0,08 – 0,25	0,34	0,06 – 0,16
Teflon	Teflon	0,04	-	-	0,04
Aço	Teflon	0,04	-	-	0,04
Ferro fundido	Ferro fundido	1,10	-	0,15	0,07
Ferro fundido	Bronze	-	-	0,22	0,077
Alumínio	Alumínio	1,05	-	1,40	-

Fonte: Norton (2004)

Futuramente, como exercício de verificação da confiabilidade dos resultados obtidos experimentalmente, o coeficiente de atrito cinético será comparado com a

¹ O termo aço doce é utilizado para designar aços carbono com baixos teores deste elemento químico.

faixa de valores apresentada na tabela acima, para contato entre aço duro e aço branco (*babbitt*). Portanto, os valores obtidos para o coeficiente de atrito após a realização dos ensaios devem estar próximos do intervalo de 0,06 a 0,16.

Uma abordagem interessante, oriunda das ciências térmicas, define o atrito como uma **irreversibilidade**. Um processo é chamado de irreversível se o sistema e todas as partes que compõe sua vizinhança não puderem ser restabelecidos exatamente aos seus respectivos estados iniciais após o processo ter ocorrido (MORAN e SHAPIRO, 2009).

2.2 LUBRIFICAÇÃO

Lubrificação se dá pela introdução de um lubrificante gasoso, líquido ou sólido na interface existente entre dois sólidos deslizantes, de modo a reduzir o atrito e o desgaste, e remover o calor e detritos gerados durante o movimento relativo entre os materiais. O processo de lubrificação pode ocorrer de várias maneiras, dependendo da geometria de contato entre os corpos, da rugosidade das superfícies e do acabamento superficial das superfícies deslizantes, do carregamento, da pressão e temperatura, da velocidade de rotação e translação, das condições do ambiente de trabalho, das propriedades físicas e químicas do lubrificante, do material e das propriedades da camada superficial dos corpos (ASM Handbook, 2006).

2.2.1 Famílias de Lubrificantes

Como dito, os lubrificantes podem ser gasosos, líquidos ou sólidos. Os lubrificantes gasosos são usados em situações especiais para obter atritos excepcionalmente baixos e também para remover calor da interface. Os lubrificantes líquidos e sólidos têm em comum a baixa resistência ao cisalhamento e a alta resistência à compressão (NORTON, 2004).

Os lubrificantes líquidos são os mais utilizados. Eles podem ter origem biológica (animal ou vegetal), mineral ou sintética.

Óleos biológicos são utilizados em situações em que o risco de contaminação deve ser reduzido a um valor mínimo, como por exemplo, em indústrias alimentícias e farmacêuticas. Os óleos minerais à base de petróleo são os lubrificantes mais utilizados na indústria, em situações onde a temperatura é moderada, como por exemplo, mancais, engrenagens, motores, turbinas, etc. E por fim, os óleos sintéticos foram desenvolvidos para substituir óleos minerais em situações que requerem um lubrificante para temperaturas extremamente elevadas ou igualmente baixas (STACHOWIAK, 2005).

2.2.2 Propriedades dos Lubrificantes

2.2.2.1 Viscosidade

Denomina-se viscosidade a resistência de um fluido ao cisalhamento. Os fluidos mais comumente utilizados, como ar, água, óleos e combustíveis, são denominados fluidos newtonianos. Esse tipo de fluido respeita uma proporcionalidade existente entre a tensão de cisalhamento do fluido, τ , e o gradiente de velocidade normal ao plano de escoamento, du/dy (FOX e McDONALD, 2010).

A Equação (2) relaciona os fatores em questão.

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (2)$$

A proporcionalidade citada é representada por uma constante, que descreve o comportamento de cada fluido para determinadas condições de trabalho. Essa constante é definida como viscosidade absoluta (ou dinâmica), adotada para este trabalho com a simbologia η .

A unidade de η no SI é o Pa.s, porém a mais frequentemente utilizada é o Poise [1 P \equiv 1 g/(cm.s)], proveniente do Sistema Métrico Absoluto.

A razão entre a viscosidade absoluta e a massa específica do fluido nos fornece a viscosidade cinemática, ν . A relação em questão está expressa na Equação (3).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

A unidade de ν no Sistema Métrico Absoluto é o Stoke [1 St \equiv 1 cm²/s].

2.2.2.2 Relação Viscosidade – Temperatura

A viscosidade de óleos lubrificantes é extremamente sensível à temperatura de trabalho. Com o aumento da temperatura, a viscosidade do óleo decai rapidamente. Em alguns casos, a viscosidade do óleo pode chegar a diminuir 80% com uma variação de apenas 25°C (STACHOWIAK, 2005).

Teoricamente, pode-se obter a variação de viscosidade de óleos com a aplicação de algumas equações ou a partir de tabelas como a apresentada na Figura 5.

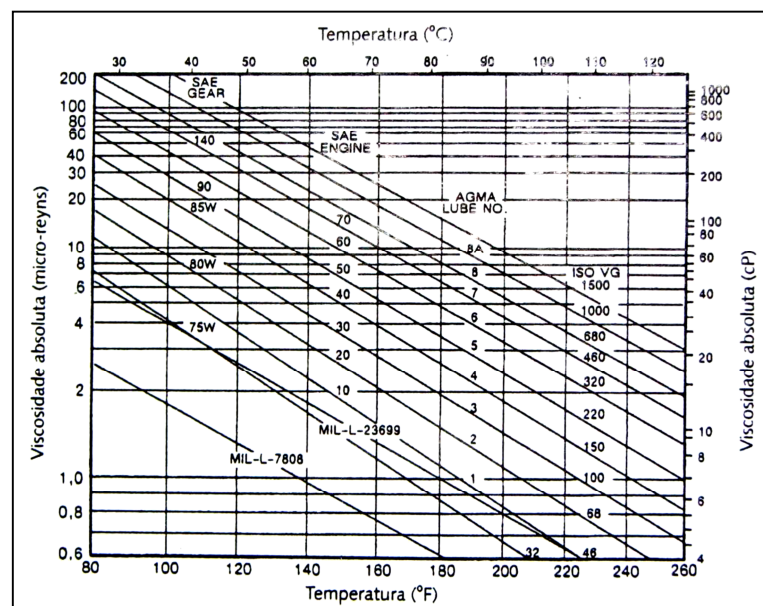


Figura 5 – Diagrama AGMA 2001 B88 para variação da viscosidade em relação à temperatura para diversas famílias de óleos.

Fonte: Albuquerque (1977)

Algumas das equações utilizadas para obter a viscosidade do óleo a partir da temperatura são puramente empíricas, enquanto outras derivam de modelos teóricos. Destas, as mais utilizadas se encontram na Tabela 2. A fim de se determinar as constantes das equações, deve-se, previamente, efetuar a medição de três viscosidades em três temperaturas diferentes. Com isso, pode-se determinar a viscosidade de um determinado óleo lubrificante para qualquer temperatura de trabalho (STACHOWIAK, 2005).

Tabela 2 - Equações Viscosidade-Temperatura

Nome	Equação	Comentários
Reynolds	$\mu = be^{-aT}$	Equação básica; Precisa apenas para uma determinada faixa de temperaturas.
Slotte	$\mu = \frac{a}{(b + T)^c}$	Útil em análises numéricas
Walther	$(\nu + a) = bd^{1/T^c}$	Base para a carta viscosidade-temperatura da ASTM
Vogel	$\mu = ae^{b/(T-c)}$	Mais precisa; Muito utilizada em cálculos de engenharia

Fonte: Stachowiak (2005)

Nota: a, b, c e d são valores constantes.

2.2.2.3 Densidade – Temperatura

Assim como a viscosidade, a densidade de fluidos também varia com a temperatura. Entretanto, para óleos, a expansão térmica não é significativa, podendo ser desprezível em alguns casos.

Variações na densidade do lubrificante com a temperatura devido à expansão térmica pode ser obtida, por exemplo, por uma exponencial (STACHOWIAK, 2005):

$$\rho = \rho_0 \cdot e^{\zeta(T-T_0)} \quad (4)$$

onde:

ρ – densidade do lubrificante na temperatura requerida T, em [kg/m³];

ρ_0 – densidade do lubrificante na temperatura de referência T₀, em [kg/m³];

ζ – expoente da dependência densidade-temperatura (tipicamente $\zeta=0,001$), em [K⁻¹]

2.2.2.4 Índice de Viscosidade (IV)

É um parâmetro inteiramente empírico, que compara a viscosidade cinemática do óleo de interesse com a viscosidade de dois óleos de referência que possuem uma diferença considerável em relação a sensibilidade da viscosidade para a temperatura (STACHOWIACK, 2005).

Um elevado IV significa que o óleo terá uma variação relativamente pequena de viscosidade em função de variações de temperatura.

O IV indica, principalmente, a natureza (tipo) do óleo básico empregado no lubrificante. Os óleos parafínicos têm, usualmente, um IV próximo ou acima de 100; os óleos seminaftênicos têm IV por volta de 30 e os produtos naftênicos (que normalmente contém um elevado teor de aromáticos) tem IV próximo de zero. A mistura de óleos de diferentes tipos produz índices de viscosidade intermediários (TECNOLUB, 2013).

2.2.3 Regimes de Lubrificação

Três tipos gerais de regimes de lubrificação podem ocorrer em mancais de deslizamento: lubrificação de filme espesso, lubrificação de filme fino e lubrificação de contorno.

A lubrificação de filme espesso (lubrificação de filme completo) descreve uma situação na qual as superfícies do mancal estão completamente separadas por um filme de lubrificante (NORTON, 2004). Esse regime de lubrificação desfaz-se rapidamente com a combinação de pressão e temperatura elevadas e velocidades de deslizamento extremamente altas ou igualmente pequenas. Para essas

condições, a espessura do filme lubrificante é extremamente pequena em comparação a rugosidade das superfícies, assim o contato opera em regime de lubrificação de contorno (ASM Handbook, 2006).

A lubrificação de contorno descreve uma situação na qual, por razões de geometria, acabamento superficial, carga excessiva ou falta de lubrificante, as superfícies do mancal se contatam fisicamente e pode ocorrer desgaste abrasivo ou adesivo. A lubrificação de filme fino (também denominada lubrificação de filme misto) descreve uma combinação de filme lubrificante parcial com algumas asperezas de contato entre as superfícies (NORTON, 2004).

Na Figura 6 podemos observar a relação dos regimes de lubrificação com o contato entre asperezas, de acordo com o digrama que relaciona o coeficiente de atrito com as variáveis operacionais do mancal.

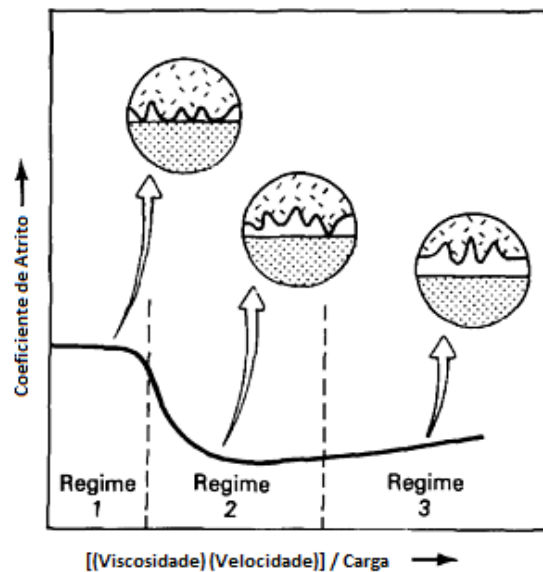


Figura 6 - Diagrama de coeficiente de atrito versus $(\text{Viscosidade}) \cdot (\text{Velocidade}) / \text{Carga}$, para mostrar as distinções entre os regimes de lubrificação: Regime 1, lubrificação de contorno; Regime 2, lubrificação de filme fino; Regime 3, Lubrificação de filme espesso.

Fonte: ASM Handbook (2006)

A lubrificação de filme espesso pode ocorrer dentro de três regimes distintos: lubrificação hidrostática, elasto-hidrodinâmica e hidrodinâmica.

A lubrificação hidrostática ocorre quando um lubrificante, geralmente óleo, é injetado a alta pressão na interface de contato do mancal, assim garantido que não haja contato metal-metal, reduzindo a praticamente zero o desgaste.

A lubrificação elasto-hidrodinâmica ocorre quando a carga aplicada em contatos não conformes, Figura 7, cria uma área de contato de deflexões elásticas das superfícies que podem prover tamanho suficiente de superfície plana para a formação de um filme hidrodinâmico completo se a velocidade de escorregamento for suficientemente alta (NORTON, 2004).

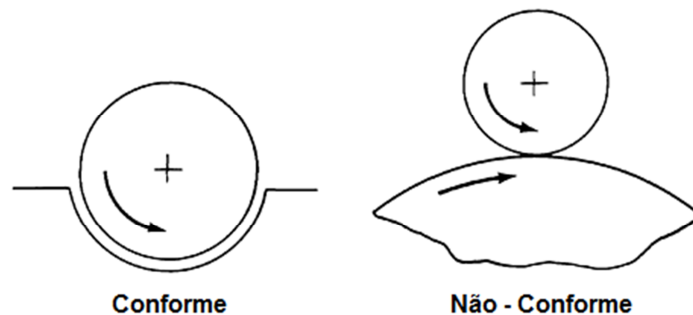


Figura 7 - Geometria de contatos conforme e não conforme.
Fonte: ASM Handbook (2006)

A lubrificação hidrodinâmica se dá pela formação de um filme dinâmico de lubrificante na folga entre superfícies devido ao movimento relativo do eixo com o mancal. Para que esse regime de lubrificação ocorra, deve haver um suprimento contínuo de lubrificante, gravitacionalmente ou por pressão. Além disso, as velocidades devem ser um pouco mais elevadas, pois durante o repouso, o eixo está em contato direto com o mancal, e no início do movimento, ainda há contato entre asperezas, até que uma determinada velocidade seja atingida, formando um filme espesso de lubrificante.

A lubrificação hidrodinâmica ocorre a partir da separação das maiores asperezas dos corpos por uma camada nanométrica de filme lubrificante. Para pequenos mancais, como, por exemplo, mancais radiais de até 80 mm de diâmetro, é possível o uso de duas vezes a soma das rugosidades como um limite mínimo para a espessura de filme (STACHOWIAK, 2005).

2.2.4 Curva de Stribeck

Em 1902, Richard Stribeck estudou a variação de atrito entre duas superfícies separadas por um filme de lubrificante como função da velocidade para diferentes carregamentos (WOYDT; WÄSCHE, 2010). A partir de seus estudos, Stribeck relacionou o coeficiente de atrito com um parâmetro adimensional, $\eta N/P$. Onde η é a viscosidade absoluta em Pa.s, N é velocidade periférica do eixo em m/s e P é a carga aplicada ao mancal por unidade de comprimento, em N/m.

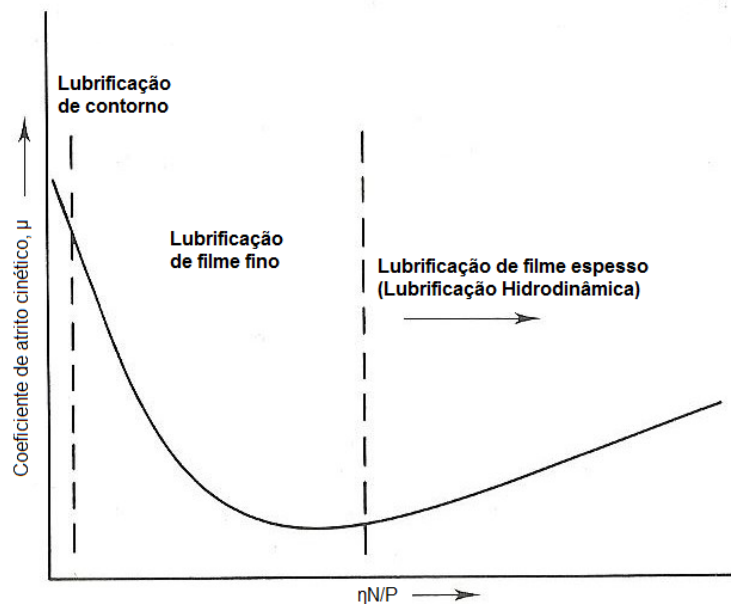


Figura 8 - Exemplo de Curva de Stribeck
Fonte: HUTCHINGS (1992)

A Figura 8 é um exemplo de curva de Stribeck. Como se pode perceber, três regiões podem ser determinadas a partir dessa curva. Da esquerda para a direita, a primeira região corresponde ao regime de lubrificação de contorno. A segunda é o regime de lubrificação misto ou de filme fino. E por fim, a terceira região representa o regime de lubrificação de filme espesso, mais especificamente, para mancais radiais de deslizamento, lubrificação hidrodinâmica.

Portanto, percebe-se que as curvas de Stribeck são importantes para o projeto de um mancal, pois se pode, a partir de suas características, projetá-lo para que este opere em regime de lubrificação hidrodinâmica.

Embora outros autores tenham precedido Richard Stribeck no que diz respeito à plotar uma curva que correlacione o coeficiente de atrito com um parâmetro adimensional do mancal, esse tipo de curva recebeu seu nome, pois “Stribeck publicou seu trabalho na revista técnica mais importante da Alemanha de sua época, *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* (Revista dos Engenheiros Mecânicos da Alemanha)” (WOYDT; WÄSCHE, 2010).

2.3 MANCAIS DE DESLIZAMENTO

Utiliza-se o termo mancal quando duas partes tem movimento relativo, como rolar, escorregar ou ambos simultaneamente. Dois tipos de mancais são comumente encontrados em sistemas mecânicos, mancal de rolamento e de deslizamento.

Mancal de rolamento é constituído de esferas ou rolos, fabricados em aço endurecido, que são mantidos entre pistas, também fabricadas em metal endurecido. São muito empregados em maquinários e na indústria, pois suportam altas cargas radiais, axiais e também uma combinação destas. Também apresentam baixos valores de atrito ao iniciar e ao finalizar o movimento (NORTON, 2004).

Entretanto, não se projeta um mancal de rolamento para uma determinada máquina. Apenas seleciona-se em um catálogo, seguindo recomendações do fabricante, um rolamento que suporte as cargas geradas durante o período em serviço. Em algumas situações, o mancal terá um porte não desejado devido aos elevados custos e alto peso, o que exigirá uma robustez diferenciada do maquinário. Pode-se então partir para outra solução, como os mancais de deslizamento, que é um tipo mancal mais barato e compacto radialmente.

“Mancal de deslizamento (ou plano) é formado por dois materiais que se esfregam entre si” (NORTON, 2004). Uma família desse tipo de mancal são os mancais radiais de deslizamento, os quais consistem em um eixo rotacionando dentro de uma bucha estacionária. Dependendo dos materiais empregados, para evitar o desgaste precoce das peças, aplica-se uma quantidade específica de lubrificante. Forma-se, então, um filme hidrodinâmico deste lubrificante, gerado pela movimentação relativa entre eixo e bucha. Esta pequena película, da ordem de micrometros – ou até mesmo menores –, é responsável, como já dito, por separar as

duas superfícies do par tribológico, diminuindo o atrito e o desgaste entre elas e removendo calor e detritos gerados durante a movimentação.

O campo de aplicação dos mancais de deslizamento é imenso. O eixo de manivela e os mancais dos eixos de conexão de um motor de automóvel devem operar por centenas de quilômetros, a temperaturas elevadas e sob condição de carga variável. Aos mancais de deslizamento usados em turbinas de vapor de estações de geração de potência são atribuídas confiabilidades aproximadas de 100%. No outro extremo, existem centenas de aplicações nas quais as cargas são leves e o serviço, relativamente sem importância: um mancal simples, facilmente instalável, é requerido usando pouca ou nenhuma lubrificação. Em tais casos, um mancal de rolamento deve constituir uma má resposta devido a fatores como custo, recintos elaborados, tolerâncias restritas, espaço radial requerido, velocidades elevadas ou efeitos inerciais elevados (SHIGLEY, 2005).

Considerando o tema abordado por esse trabalho, será feito um detalhamento mais profundo apenas sobre mancal de deslizamento, em especial o mancal radial curto.

2.3.1 Materiais para mancais de deslizamento

Em mancais de deslizamento, usualmente uma das partes móveis será de algum material estrutural que forneça a resistência e dureza requeridas, enquanto que as partes estacionárias serão de algum material de apoio, como bronze, *babbitt*, ou um material não metálico, como os polímeros.

Algumas propriedades devem ser levadas em consideração no projeto de um mancal de deslizamento, como a resistência mecânica adequada, usinabilidade (para manter as tolerâncias), lubricidade, resistência à temperatura e corrosão e, em alguns casos, nível de porosidade adequado (para absorver lubrificantes em sua macroestrutura). O material do mancal deve ter pelo menos um terço da dureza do material que está se movendo em relação a ele, a fim de prover encravabilidade de partículas estranhas. E, além disso, é preciso considerar os problemas de compatibilidade entre os materiais para evitar o desgaste adesivo prematuro das peças (NORTON, 2004).

2.3.1.1 Babbitts

Também conhecido como metal branco, *babbitt* é uma família de ligas baseada em chumbo e estanho em combinação com outros elementos, característico por sua boa usinabilidade e baixa dureza. Para uma melhor eficiência no uso desse material em mancais, deposita-se eletroliticamente uma camada fina em um substrato de maior resistência, como o aço. Deve-se, também, operar sempre em regime de lubrificação hidrodinâmica, pois o *babbitt* tem um ponto de fusão baixo e falhará rapidamente em condições de lubrificação limite (limítrofe ou de contorno).

2.3.1.2 Bronzes

As famílias de ligas do cobre, principalmente com o bronze, liga composta por cobre e estanho, são uma escolha excelente para mancais com eixos fabricados em ligas de aço e ferro-fundido. Mesmo sendo mais brandos que materiais ferrosos, têm resistência mecânica adequada, usinabilidade e resistência à corrosão, apresentando bom contato com ligas de ferro quando lubrificadas. Além de suportarem carga elevadas, as buchas de bronze podem trabalhar em regime lubrificação limite, assim também suportando altas temperaturas. E a sua larga escala de utilização se deve ao fato de estarem disponibilizados comercialmente em vários formatos e tamanhos, além de serem encontrados como peças sólidas e sinterizadas (NORTON, 2004).

2.3.1.3 Ferro fundido cinzento e aço carbono

O ferro fundido cinzento e o aço carbono são materiais de aplicação razoável quando utilizados em mancais. Geralmente são usados quando há deslizamento relativo entre eles a baixas velocidades e em regime de lubrificação hidrodinâmico. O grafite livre no ferro fundido adiciona lubrificidade, mas não o suficiente para trabalhar a seco. A utilização de aço carbono contra aço carbono só ocorrerá se ambos forem endurecidos e lubrificadas, como acontece em mancais de elementos rolantes (NORTON, 2004).

2.3.1.4 Materiais sinterizados

A porosidade resultante após o tratamento térmico de materiais encontrados em forma de pó é que garantem a lubrificação do sistema, pois por meio da capilaridade a peça absorve o lubrificante e o desprende quando aquecida. O bronze sinterizado é amplamente utilizado em superfícies que se movem contra aço carbono e ferro fundido (NORTON, 2004).

2.3.2 Lubrificação

Os mancais de deslizamento geralmente operam em regime de lubrificação hidrodinâmica, entretanto na partida e nas paradas a lubrificação passa por outros regimes.

Como se pode ver na Figura 9, o eixo está em contato direto com o mancal quando o primeiro está em repouso. Com o início da rotação do eixo no sentido horário, este se desloca para a direita, forçando o lubrificante a ir para o lado oposto. Com o desenvolvimento do movimento, o escorregamento entre superfícies deslizantes promove a formação de um filme lubrificante entre o eixo e o mancal, assim diminuindo o atrito até a formação do filme hidrodinâmico de lubrificante.

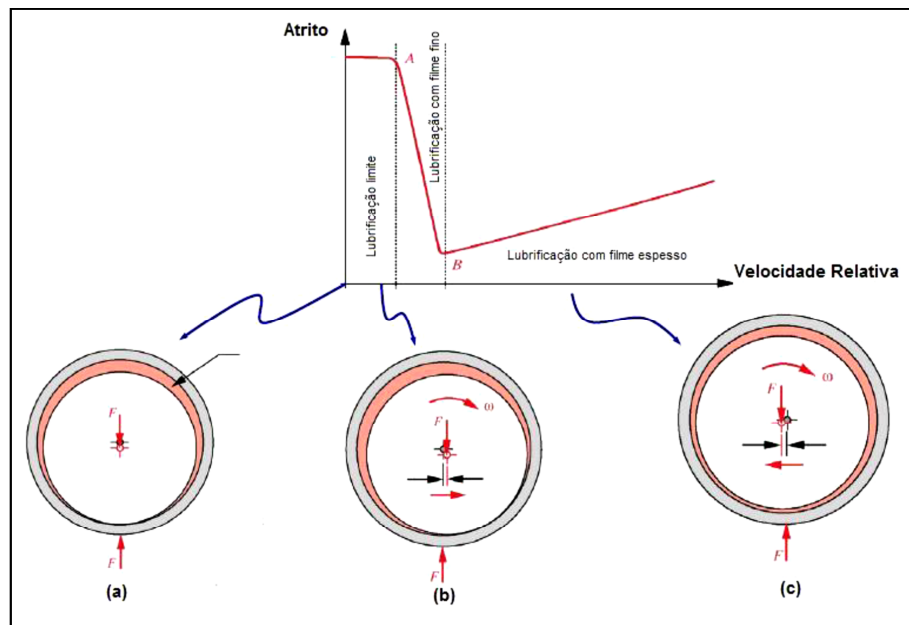


Figura 9 - Relação atrito versus velocidade relativa, relacionado com os regimes de lubrificação.

Fonte: Norton (2004)

Entretanto, com o aumento da velocidade relativa, mais vibrações no sistema e geração de calor podem surgir, reduzindo a viscosidade do óleo lubrificante, podendo voltar o contato entre as maiores asperezas dos corpos, assim elevando o atrito cinético entre eixo e mancal.

2.3.3 Determinação dos parâmetros do mancal

Mancais curtos são mais utilizados na indústria atualmente. A preferência destes em relação aos chamados mancais longos é devido ao fato do segundo apresentar atrito elevado devido ao fato da folga ser reduzida a zero a partir do momento que este sofre pequenas deflexões ou desalinhamentos durante seu funcionamento.

A partir da equação de Reynolds para mancais, Ocvirck e DuBois formularam a Equação (5), que leva em consideração as perdas de pressão junto às extremidades.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(C_r^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

onde η é a viscosidade absoluta do lubrificante, em Pa.s, U é a velocidade relativa do elemento que se movimenta com o elemento que se encontra estacionário, em m/s, e C_r a folga radial entre eixo e a bucha, em m.

Integrando a Equação (5), podemos encontrar uma expressão para a pressão no filme de óleo em função da posição angular da pressão ao redor do mancal, θ , e da posição longitudinal da pressão ao longo do mancal, z . Pode-se ver esta relação na Equação (6).

$$p = \frac{\eta U}{r C_r^2} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)} \quad (6)$$

onde c_r é a folga radial, l o comprimento do mancal e ε é a razão de excentricidade, definida na Equação (7).

$$\varepsilon = \frac{e}{C_d} \quad (7)$$

Onde e é a excentricidade do eixo em relação ao mancal e C_d é a folga diametral, ambos em m.

A Equação (6) é conhecida como a solução de Ocvirck ou solução para mancal curto. Ela é tipicamente avaliada entre $\theta = [0, \pi]$ e pressupõe-se que a pressão seja zero do outro lado da circunferência.

A Figura 10 mostra distribuições típicas para θ e z .

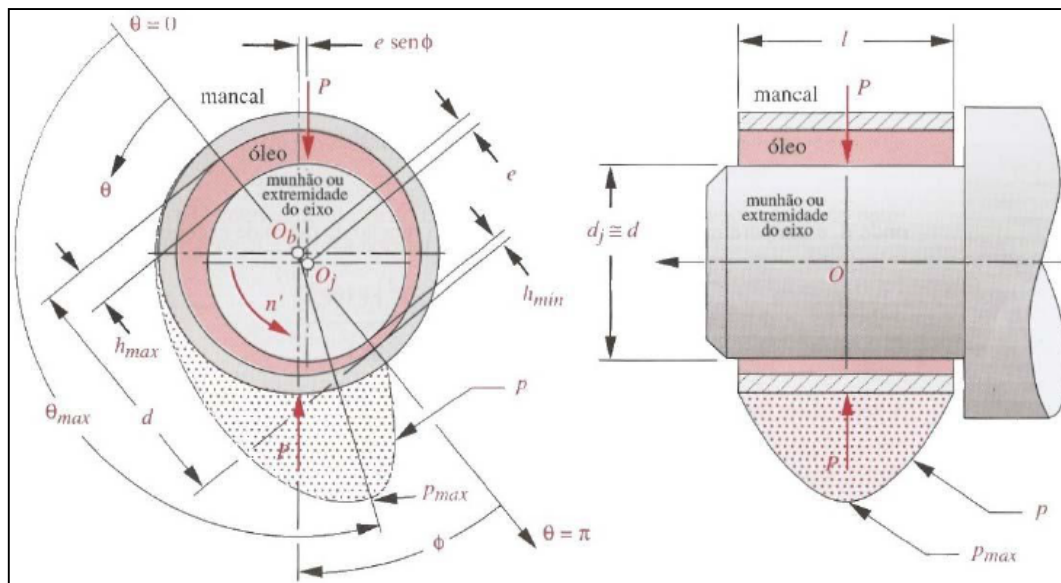


Figura 10 - Distribuição de pressão em um mancal curto.

Fonte: Norton (2004)

A posição $\theta = 0$ é escolhida em $h = h_{\max}$ e o eixo θ passa por O_b e O_j . A distribuição de pressão p com respeito à z é parabólica e máxima no centro do comprimento do mancal l e é zero em $z = \pm 0,5l$. A pressão p varia não linearmente em

θ e é máxima no seu segundo quadrante. O valor de $\theta_{m\acute{a}x}$ pode ser encontrado com a Equação (8).

$$\theta_{m\acute{a}x} = \cos^{-1} \left(\frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right) \quad (8)$$

O valor de $p_{m\acute{a}x}$ pode ser encontrado pela substituição de $z=0$ e $\theta = \theta_{m\acute{a}x}$ na Equação (6).

A força vertical P mostrada na Figura 10 é a força normal ao mancal. E o ângulo Φ formado entre a força P e $\theta = \pi$, é obtido com a equação (9).

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right) \quad (9)$$

A ação da força de cisalhamento do fluido entre as extremidades do eixo e do mancal cria torque em direções opostas, T_r no membro rodando e T_s no membro estacionário. O par de forças P , na Figura 10, possui um membro que atua no centro da extremidade do eixo O_j e outro no centro do mancal O_b , formando um momento de magnitude P e $\text{sen } \Phi$, que se adiciona ao torque estacionário para formar o torque de rotação, Equação (10) (NORTON, 2004).

$$T_r = T_s + P \cdot e \cdot \text{sen } \phi \quad (10)$$

O torque estacionário T_s , pode ser encontrado utilizando-se a Equação (11).

$$T_s = \eta \frac{d^3 l (n_2' - n_1')}{C_d} \frac{\pi^2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (11)$$

Com isso, o coeficiente de atrito cinético no mancal pode ser determinado pela razão entre a força de atrito e a força normal P , Equação (12).

$$\mu = \frac{f}{P} = \frac{T_r / r}{P} = \frac{2T_r}{Pd} \quad (12)$$

Stachowiack (2005) ainda oferece outro método para a obtenção do coeficiente de atrito cinético para mancais, sem considerar a cavitação no filme de fluido lubrificante. Este método é mostrado pela Equação (13).

$$\mu = \frac{8rC_r(1 - \varepsilon^2)^{1,5}}{l^2 \varepsilon \sqrt{(0,621\varepsilon^2 + 1)}} \quad (13)$$

Outro método para a obtenção dos parâmetros do mancal é a partir do fator de carga ou número de Ocvirck O_N , Equação (14).

$$O_N = \left(\frac{P_{m\u00e9dia}}{\eta n'} \right) \left(\frac{d}{l} \right)^2 \left(\frac{C_d}{d} \right)^2 \quad (14)$$

A carga média, $P_{m\u00e9dia}$, \u00e9 obtida a partir da Equa\u00e7\u00e3o (15).

$$P_{m\u00e9dia} = \frac{P}{A} = \frac{P}{ld} \quad (15)$$

Para efeitos de projeto, pode-se utilizar a Equa\u00e7\u00e3o (16) para o c\u00e1lculo da raz\u00e3o de excentricidade ε , para assim determinar outros par\u00e2metros, como carga, torque, coeficiente de atrito, press\u00f5es m\u00e1xima e m\u00e9dia no filme de \u00f3leo.

$$\varepsilon \cong 0,21394 + 0,38517 \log O_N - 0,0008(O_N - 60) \quad (16)$$

E por fim, um par\u00e2metro importante para mancais \u00e9 a espessura m\u00ednima de filme, h_{min} . O qual pode ser determinado pela Equa\u00e7\u00e3o (17).

$$h_{min} = C_r (1 - \varepsilon) \quad (17)$$

Com o valor de h_{min} , pode-se determinar o par\u00e2metro de filme λ , Equa\u00e7\u00e3o (18).

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (18)$$

Onde R_{q1} e R_{q2} , s\u00e3o as m\u00e9dias quadr\u00e1ticas das rugosidades do eixo e do mancal, respectivamente. E o denominador desta raz\u00e3o \u00e9 tamb\u00e9m conhecido por rugosidade combinada.

O par\u00e2metro de filme λ , desempenha um papel muito importante em mancais, pois a partir dele pode-se definir em qual regime de lubrifica\u00e7\u00e3o o mancal est\u00e1 operando.

Como já dito anteriormente, para Stachowiack (2005), em pequenos mancais radiais é possível o uso de duas vezes a rugosidade combinada como um limite mínimo para a espessura de filme, ou seja, $\lambda \geq 2$, para que o mancal entre em regime de lubrificação hidrodinâmica. Já para Hutchings (1992), $\lambda \geq 3$ já garante a total separação das asperezas das superfícies do mancal para que este opere em regime hidrodinâmico de lubrificação.

2.4 CONTAMINAÇÃO

A contaminação do fluido lubrificante em motores de combustão ocorre por diversos motivos. Os mecanismos mais importantes são a contaminação por água, por partículas de desgaste dos próprios componentes do motor, por sujidade (termo que designa contaminação por sujeira em geral), e por diluição do lubrificante devido à presença de combustível em mistura.

Esta seção tem por objetivo apresentar informações principalmente sobre o fenômeno da diluição, além de descrever as características do contaminante utilizado como base neste trabalho, o biodiesel obtido a partir do óleo de soja. Serão abordados ainda, com um enfoque mais informativo, os efeitos dos outros tipos de contaminação no funcionamento dos motores a diesel.

2.4.1 Contaminação por água

O processo de contaminação por água ocorre devido à infiltração externa ou quando a água do sistema de arrefecimento mistura-se ao óleo do motor. Diversos são os prejuízos causados por esta mistura indevida, tais como a formação de borra, a oxidação de componentes mecânicos, aumento da viscosidade do óleo, e a formação de espuma. Esta última, quando em excesso, prejudica a dissipação térmica do calor nos componentes do motor, já que ela não é boa condutora de calor (APOSTILA..., 2013).

Além disso, a presença de água no lubrificante pode provocar a formação de emulsões e a precipitação dos aditivos por hidrólise – reação química de decomposição devido à presença de água (TECNOLUB, 2013).

2.4.2 Partículas Sólidas de Desgaste

O funcionamento de um motor de combustão interna implica, necessariamente, em desgaste dos componentes mecânicos como um todo. Em grande parte das vezes, desgaste implica no arrancamento de micro partículas destes componentes. Uma vez que o destino mais comum destas partículas é o cárter do motor, ocorrerá inevitavelmente a mistura destes fragmentos com o óleo, formando uma mistura heterogênea, alterando-se, ainda, a densidade e a viscosidade do lubrificante.

Pode-se citar algumas consequências deste processo de contaminação, tais como o entupimento do filtro de óleo, com a consequente queda de rendimento da bomba de óleo devido à perda de carga, e a inserção de micropartículas metálicas no filme de lubrificante responsável presente no contato entre o eixo virabrequim e seus mancais (APOSTILA..., 2013).

Quando o motor está regulado e funcionando segundo recomendações do fabricante, o desgaste é minimizado, assim como a formação das micropartículas metálicas. Deve-se sempre substituir o óleo e o filtro de óleo no período de tempo estipulado pelo fabricante do motor, e evitar misturar dois tipos de óleos de classes e fabricantes diferentes.

2.4.3 Diluição

2.4.3.1 Fenômeno da diluição

No processo conhecido como diluição, uma minúscula parcela dos subprodutos da reação de combustão se direciona ao cárter do motor a cada ciclo, efeito ocasionado devido à deficiência de vedação proporcionada pelos anéis do pistão, os quais não garantem estanqueidade total na câmara de combustão, principalmente em situações de excessiva marcha lenta, pulverização deficiente do combustível, gotejamento dos bicos injetores e ventilação do cárter obstruída (APOSTILA..., 2013).

É importante lembrar que este processo torna-se um ciclo. Quanto maior o nível de contaminação no óleo, maior será o desgaste dos anéis do pistão, o que

permitirá que cada vez mais combustível passe da câmara de combustão para o cárter.

2.4.3.2 Contaminante

O biodiesel, contaminante base para os estudos aqui dirigidos, é uma fonte de energia renovável e biodegradável, que pode ser obtido a partir do óleo vegetal de plantas oleaginosas, como a soja, o milho e a mamona; de óleos utilizados para fritar alimentos ou, ainda, de gordura animal. Neste trabalho analisaremos apenas efeitos da contaminação do lubrificante por biodiesel fabricado a partir de óleo de soja.

A importância do biodiesel vem crescendo progressivamente, acompanhando o aumento da demanda energética e a revolução do modo de pensar a relação das pessoas com o meio ambiente. Isso porque o biodiesel possui algumas características e propriedades que fazem dele um combustível que apresenta menores emissões de poluentes e de resíduos sólidos, tal como a fuligem, por exemplo.

Este combustível, já utilizado no transporte público de algumas cidades, permite que o ciclo do carbono seja completo. Em linhas gerais, o gás carbônico gerado pela combustão do biodiesel participa da fotossíntese, processo que, no princípio, o originou. Ele é absorvido pela planta, que o transformará novamente em carbono. Este elemento estará presente, então, na planta que será utilizada para extrair o óleo utilizado para produzir o biodiesel, reiniciando o ciclo.

Uma propriedade interessante que confere ao biodiesel a capacidade de emitir menores quantidades de particulado é a presença de 11% de oxigênio (O_2) em peso em sua molécula. O oxigênio permite que a combustão do óleo seja mais eficiente, o que reduz, então, as emissões de elementos químicos instáveis, como monóxido de carbono e sulfatos, e de fuligem (MANUAL DE BIODIESEL, 2006).

Quimicamente, o biodiesel é classificado como éster alquílico de óleos e gordura. Ele é obtido a partir de uma reação denominada transesterificação, uma reação de refino do óleo vegetal. A Figura 11 mostra um esquema simplificado da reação em questão.

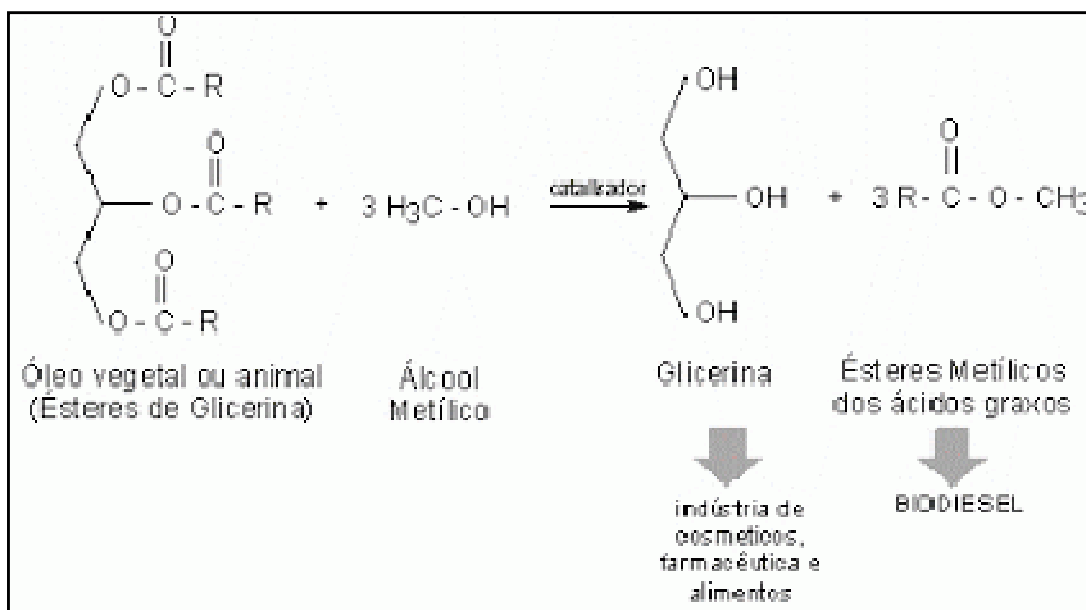


Figura 11 - Reação de transesterificação do óleo vegetal.
Fonte: quimica.dicas.zip.net (2013)

O triacilglicerol (óleo vegetal) reage com um álcool e, através de um processo catalisado, transforma-se em glicerol (ou glicerina) e um éster alquílico (biodiesel). Os catalisadores utilizados são o NaOH ou o KOH (hidróxidos de sódio e de potássio, respectivamente). Esta reação nada mais é, na verdade, do que um processo que visa diminuir a viscosidade de óleos vegetais, a fim de torná-los aptos a serem queimados nos motores diesel existentes atualmente sem avariá-los (MANUAL DE BIODIESEL, 2006).

O processo de produção em larga escala deve garantir propriedades uniformes ao biodiesel. Os parâmetros de qualidade são estabelecidos pela norma da *American Society for Testing and Materials* - ASTM 6751-02. A Tabela 3 nos mostra as propriedades estabelecidas pela norma da ASTM.

Tabela 3 - Propriedades do biodiesel B100 segundo norma ASTM D6751.

Propriedade	Método de teste	Limites a	Unidade
Ponto de fulgor (em frasco fechado)	D 93	130 mín.	°C
Água e sedimentos	D 2709	0,050 máx.	% volume
Viscosidade cinemática, 40 °C	D 445	1,9 – 6,0	mm ² /s
Cinzas sulfatadas	D 874	0,020 máx	% massa
Enxofre	D 5453	0,0015 máx (S15)	% massa
Corrosão da lâmina de cobre	D 130	nº. 3 máx	-
Número de Cetano	D 613	47 mín.	-
Ponto de névoa	D 2500	Anotar	°C
Resíduo de carbono	D 4530	0,050 máx.	% massa
Acidez	D664	0,80 máx.	Mg KOH/g
Glicerina livre	D 6584	0,020 máx.	% massa
Glicerina total	D 6584	0,240 máx.	% massa
Conteúdo de fósforo	D 4951	0,001 máx	% massa
Temperatura de destilação, temperatura equivalente atmosférica, 90% recuperados	D 664	0,80 máx.	mg KOH/g

Fonte: Manual do Biodiesel (2008).

O biodiesel é denominado de acordo com sua porcentagem em uma possível mistura deste combustível com o diesel tradicional, já que a maioria dos motores diesel comercializados atualmente não aceita trabalhar utilizando somente o biodiesel como fonte de energia. A denominação é feita a partir da abreviação da palavra *blend*, termo utilizado para se referir a uma mistura. Segue-se o seguinte raciocínio: a classificação B100 refere-se a um combustível composto exclusivamente por biodiesel. Já se a sigla utilizada for B10, por exemplo, temos um combustível formado por 10% de biodiesel e outros 90% de diesel tradicional.

A legislação brasileira prevê em Lei nº. 11.097 de 13 de janeiro de 2005, que o percentual mínimo obrigatório de adição de biodiesel ao diesel tradicional é de 5% para todo o diesel comercializado no mercado varejista. Ou seja, após período de início de vigência da lei, passará a ser comercializado o biodiesel B5 em todo o território nacional.

2.4.3.3 Efeitos da diluição nos motores

Os cinco maiores mecanismos de desgaste em um motor diesel são abrasão, adesão, fadiga, corrosão e degradação do lubrificante. A corrosão e a degradação do lubrificante envolvem uma série de reações químicas que levam ao desgaste, enquanto que a abrasão, fadiga e adesão envolvem danos mecânicos das superfícies. Para todos os cinco casos de desgaste, a contaminação do lubrificante é o propulsor predominante do desgaste (GEORGE *et al.*, 2007).

Além destes, outros problemas podem ser atribuídos à diluição, como a redução da *performance* de aditivos do lubrificante e o aumento do contato metal-metal devido à diminuição da espessura do filme de óleo nos mancais. Outra análise que pode ser feita é a do não consumo aparente de óleo do motor (fato normal e desejado para o bom funcionamento do mesmo), já que a diluição aumenta o volume de fluido no cárter e mascara, assim, a real quantidade de lubrificante desta mistura (APOSTILA..., 2013).

2.4.4 Contaminação por sujidade

A contaminação por sujidade refere-se àquela ocasionada devido à presença de sujeiras oriundas do sistema de admissão de ar. As principais causas deste tipo de contaminação são a manutenção inadequada do filtro de ar, o que pode fazer com que o acesso de poeiras e fuligens ao cárter seja facilitado. Além disso, pode haver falsas entradas do sistema de admissão, através de elementos com vedação deficiente, por exemplo, que faria com que o ar de admissão não passasse necessariamente pelo filtro antes de entrar nos cilindros. Pode acontecer, ainda, a manutenção inadequada do respiro do cárter (APOSTILA..., 2013).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Os itens subsequentes trazem todas as informações relativas aos materiais e equipamentos utilizados para a realização do trabalho, assim como descrevem o método utilizado para a realização dos ensaios. Mostra-se neste capítulo, também, como os dados obtidos experimentalmente foram tratados a fim de obter os resultados esperados ao final deste projeto.

3.1 CORPO DE PROVA

3.1.1 Geometria

O corpo de prova (CP) utilizado neste trabalho pode ser visto na Figura 12. O CP constitui-se de um tubo com diâmetro comercial externo de 1.1/4", comprimento de 20 mm e revestido internamente por uma camada de *babbitt*, sendo que seu diâmetro interno possui 20 mm. Estas dimensões definem o corpo de prova como um mancal curto, devido à sua relação entre diâmetro e comprimento ser igual a 1. As medidas de diâmetro interno e comprimento foram adotadas com base no trabalho de Oliveira (2011), também realizados na MAC. Já o diâmetro externo possui esta cota pois utilizou-se um tubo de aço inox AISI 304 deste diâmetro nominal.

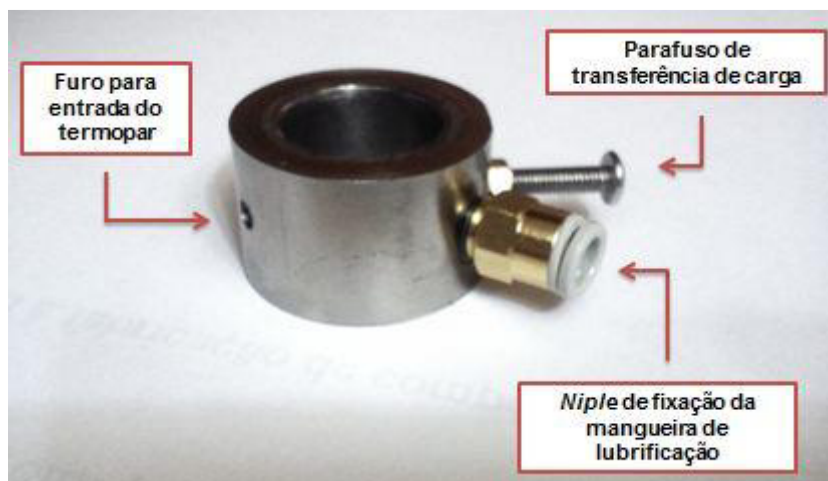


Figura 12 - Corpo de prova².

A figura acima também mostra o ponto de entrada de fluido lubrificante, o ponto de transferência da carga e ponto de entrada do termopar.

O ponto de transferência de carga é um furo roscado M4, onde se insere um parafuso, o qual irá transmitir o torque viscoso para a célula de carga. O ponto de leitura do termopar é um furo de 4,0 mm de diâmetro onde se insere a ponta do termopar para efetuar-se a leitura da temperatura de operação do ensaio. Já o ponto de entrada do lubrificante é um furo roscado M5, onde rosqueia-se um *niple* de engate rápido para tubo de 6 mm de diâmetro. O desenho de fabricação do corpo de prova encontra-se no Apêndice A.

3.1.2 Materiais

Como dito anteriormente, o corpo de prova é fabricado a partir de um tubo de aço inox AISI 304 de 1.1/4", que serve de base para um revestimento interno de uma camada de *babbitt*, liga utilizada neste trabalho para o mancal de deslizamento.

Esse *babbitt* foi doado em forma de um lingote pela Revesteel Metalização, empresa sediada em Pinhais-PR, especializada em aspersão térmica para revestimento de superfícies, inclusive mancais. Devido ao fato do lingote ser formado de sobras do processo de aspersão térmica, tornou-se necessária a análise química do material para conhecer sua composição química, já que as informações

² Todas as Figuras, Tabelas e Gráficos que não possuem indicação de fonte foram produzidos pelos autores deste trabalho.

sobre a composição fornecidas pela empresa poderiam, segundo eles próprios, não estar corretas.

Assim, com o auxílio do Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) da UTFPR, obteve-se a composição química do material em questão, através da análise química. A Tabela 4 apresenta a porcentagem dos elementos químicos encontrados na amostra.

Tabela 4 - Porcentagem (em peso) de elementos químicos presentes no *babbitt*

Elemento	Cu	Sn	Sb	Pb	Total
%	0,92	76,48	15,92	6,68	100

A Figura 13 exibe a microestrutura da amostra de *babbitt* recolhida para a análise química, enquanto que a Figura 14 mostra os mapas dos elementos químicos presentes na amostra. A escala de cinza mostra a concentração do elemento na amostra, ou seja, quanto mais branco os pontos ou regiões, maior é a concentração daquele elemento na região.

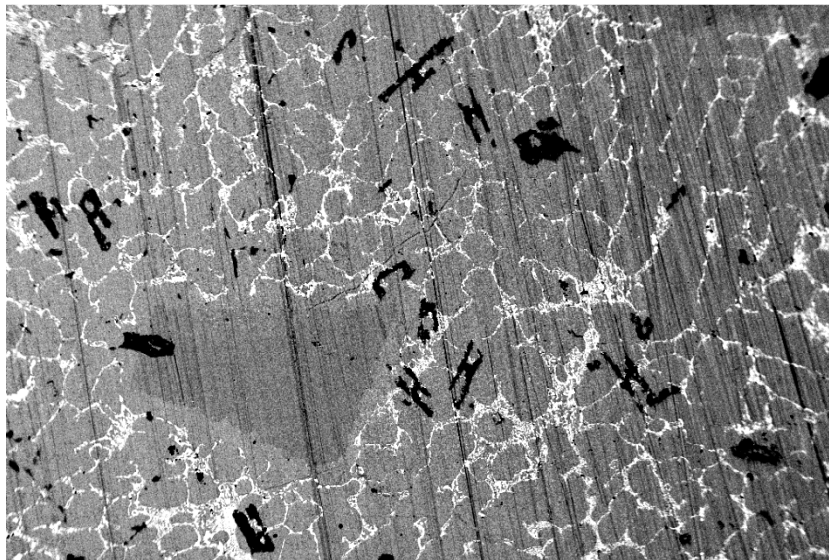


Figura 13 - Amostra de *babbitt*.

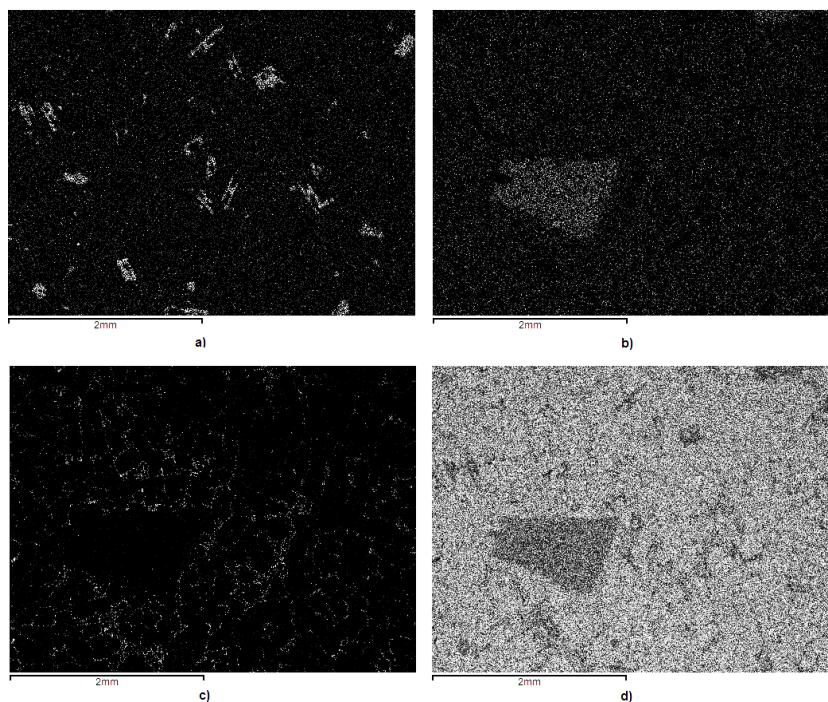


Figura 14 - Mapa de elementos químicos da amostra de *babbitt*.
a) Cobre (Cu); b) Antimônio (Sb); c) Chumbo (Pb); d) Estanho (Sn).

Além da análise química, também foi realizada a medição da dureza do *babbitt*. A medição foi realizada em um Durômetro HV (*Hardness Vickers*), propriedade do GrMat – Grupo de Materiais, da UTFPR. A Tabela 5 traz os valores das duas cargas avaliadas e as respectivas durezas apontadas pelo equipamento.

Tabela 5 - Dureza do *babbitt*.

Carga aplicada	Dureza Vickers
20 kgf	26 HV
10 kgf	25,6 HV

3.1.3 Fabricação

Devido às pequenas dimensões do diâmetro interno do corpo de prova, tornou-se inviável o processo de aspersão térmica do *babbitt* no interior do mesmo, porque os bicos aspersores não conseguiriam preencher a parte interna do tubo de inox de maneira uniforme. Dessa forma, a solução encontrada foi utilizar o processo

de fundição do *babbitt* no interior do tubo de aço inoxidável. Antes de iniciar este processo, no entanto, alguns cuidados foram tomados visando minimizar alguns riscos intrínsecos a ele, principalmente o escoamento indesejado de *babbitt* no estado líquido no interior do forno ou no chão do laboratório, o que certamente provocaria danos ao equipamento e ao piso.

A solução encontrada para evitar a ocorrência deste problema foi soldar, em uma das extremidades do tubo de aço inoxidável, uma chapa de aço carbono. Assim, além de garantir estabilidade ao tubo durante o escoamento do metal fundido, ele estaria também vedado, evitando o derramamento como se pretendia. Antes disso, porém, os tubos de aço inoxidável foram levados ao torno mecânico e, com o auxílio de uma ferramenta de metal duro, foram usinadas ranhuras internas com direções aleatórias, para minimizar o risco do desprendimento do *babbitt* após o processo de fundição.

Com o tubo soldado na chapa de aço, colocou-se este conjunto juntamente com o cadinho cheio de lascas de *babbitt* dentro do forno de indução Quimis, modelo Q318M2ST, instalado no laboratório de materiais da UTFPR. Inicialmente haveria a necessidade de colocar apenas o cadinho e o *babbitt* dentro do forno. Existiria, porém, dessa forma, o risco de o material liquefeito provocar respingos quando entrasse em contato com a umidade relativa do ar que se encontraria na parede interna do tubo. A solução foi, então, inserir o tubo soldado na placa também dentro do forno, para que a umidade fosse de lá retirada, minimizando este problema em potencial.

A temperatura de fusão do *babbitt* é de aproximadamente 354 °C, relativamente baixa para uma liga metálica devido à presença massiva de estanho na liga. É necessário, no entanto, que a temperatura do forno esteja ligeiramente acima deste valor, para que durante o vazamento do *babbitt* o mesmo não se solidifique precocemente nas paredes do tubo, o que diminuiria a adesão deste material com o aço inoxidável. A temperatura escolhida foi, por este motivo, 450 °C.

Após o preenchimento do tubo fora do forno, o conjunto volta para dentro dele. O forno é, então, desligado, e o resfriamento do conjunto ocorre, assim, muito lentamente. Este procedimento foi adotado para diminuir os efeitos do rechupe na extremidade superior do tubo e aumentar a flutuação da escória, minimizando a posterior perda de material durante o corte dos corpos de prova.

Depois de todo o processo de fundição, inicia-se a etapa de usinagem dos corpos de prova.

Primeiramente, elimina-se a chapa de aço soldada no tubo e a extremidade superior em que ocorreu o rechupe. Depois, com o auxílio de um disco de corte abrasivo da marca Struers, modelo Labotom, corta-se o mesmo em peças de aproximadamente 23 mm de comprimento para o posterior faceamento, assim garantindo o paralelismo das faces. Após o faceamento, usina-se o furo de 20 mm com o auxílio de brocas e do processo de torneamento cilíndrico interno.

Em seguida, usinam-se os furos laterais e passa-se o macho, para usinar as roscas onde necessário.

Por fim, com o auxílio de uma retifica manual modelo Dremel 3000, realiza-se toda a etapa de remoção de rebarbas e acabamento do diâmetro interno do corpo de prova, processo que objetiva melhorar a rugosidade desta superfície.

A Figura 15 mostra o resultado do processo de fabricação do corpo de prova. Vale notar também a espessura da camada de *babbitt* e a boa qualidade da adesão ao aço inoxidável.



Figura 15 - Corpo de prova após conclusão do processo de fabricação.

3.2 CONTRA CORPO DE PROVA

3.2.1 Fabricação

Diferentemente dos corpos de prova, os contra corpos de prova (CCP) não foram fabricado na UTFPR. Preferiu-se terceirizar o serviço de fabricação destas peças para garantir a concentricidade e a qualidade superficial que se buscava para estes componentes. Garantiu-se, desta forma, ainda, que o tempo gasto com a usinagem fosse reduzido, o que fora importante naquela etapa do trabalho. Foram adquiridos 12 contra corpos de prova junto à empresa de tornearia Nbim, com sede em Curitiba-PR.

O Anexo A traz o desenho de fabricação do contra corpo de prova, com todas as suas dimensões; pode se ver, na Figura 16, o corpo de prova após seu processo de fabricação.

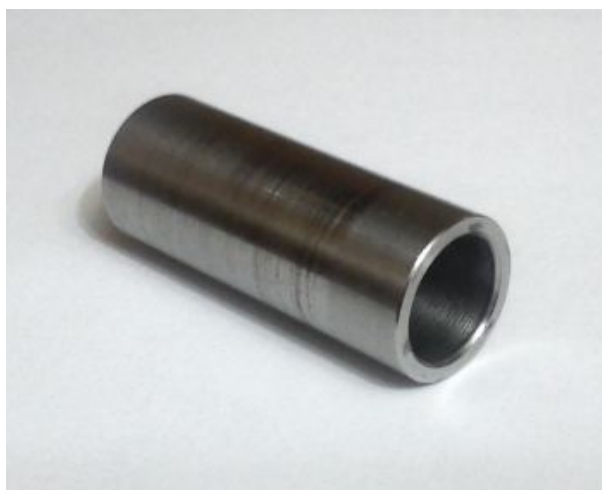


Figura 16 - Contra corpo de prova.

3.2.2 Características do material

3.2.2.1 Metalografia

Foi necessário realizar a análise metalográfica do aço utilizado na fabricação do contra corpo de prova, para verificar se o material utilizado foi mesmo aquele prometido pelo fornecedor das peças, no caso o aço SAE 1020.

A análise em questão foi preparada utilizando a estrutura do GrMAT – Grupo de Materiais – da UTFPR, no Laboratório de Metalografia/Microscopia, equipado com todos os equipamentos necessários que se pudesse fazê-la.

Após a utilização do disco de corte abrasivo para retirar uma pequena amostra do contra corpo, fez-se o embutimento desta amostra utilizando baquelite. Em seguida, a amostra foi lixada, em lixadeiras rotatórias da marca Struers, modelo Knuth-Rotor-3, onde foram utilizadas lixas de diferentes granulometrias (200, 320, 400 e 600), até que a amostra ficasse livre de riscos. Passou-se, então, para o polimento da amostra, quando foi utilizada uma politriz metalográfica da marca Arotec, modelo APL-4, que, com o auxílio de alumina, tratou de rapidamente conferir um aspecto espelhado à superfície do metal embutido.

A microestrutura é revelada mediante aplicação de um tratamento de superfície que usa um reagente químico apropriado, em um procedimento conhecido por ataque químico (CALLISTER, 2002). O reagente químico utilizado no procedimento em questão foi o Nital a 2% – uma solução de 2% de ácido nítrico (HNO_3) em álcool. O ataque químico consiste basicamente em imergir a superfície polida no reagente por aproximadamente 20 segundos. A superfície atacada apresenta um aspecto fosco, indicando que o procedimento foi realizado corretamente.

Após o tratamento com nital, a amostra foi levada ao microscópio óptico da marca da marca Olympus, modelo BX51M, para análise de sua microestrutura. Utilizando uma ampliação de 500 vezes, obteve-se a imagem apresentada na Figura 17.

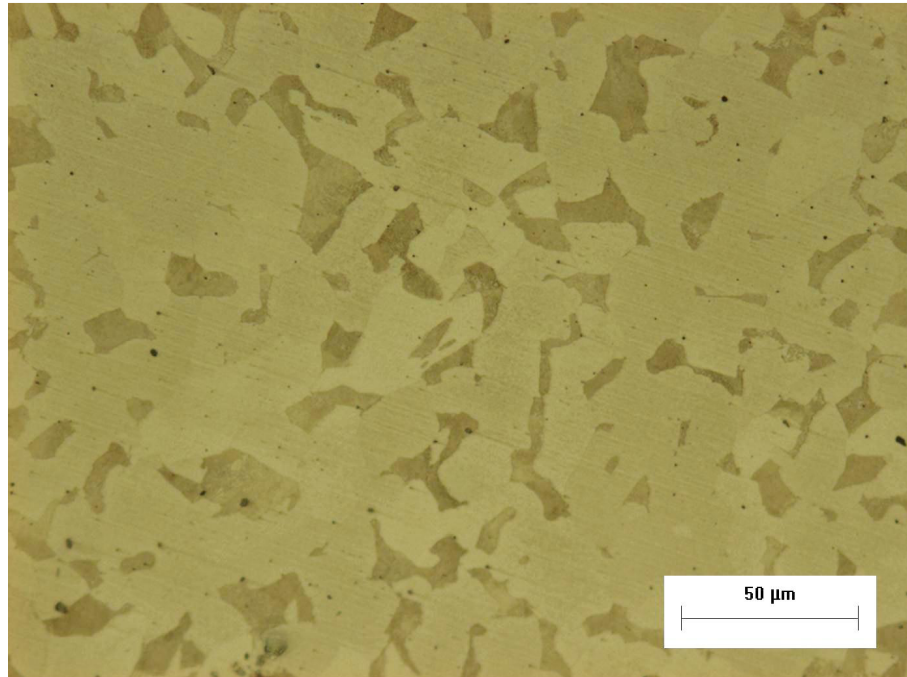


Figura 17 - Micrografia do aço utilizado para a fabricação do contra corpo de prova, obtida através do processo de metalografia. Ataque de nital a 2%. Ampliação: 500x.

A técnica para determinação do aço em questão envolve a determinação da microestrutura e a quantização do carbono presente na liga do ferro.

A Figura 17 nos indica uma microestrutura perlítica hipoeutetóide, característica dos aços doces (baixo carbono). A quantificação do carbono foi apurada através da aplicação da técnica conhecida como contagem por malha, que consiste na aplicação de linhas e colunas sobre a micrografia e a posterior contagem da quantidade de pontos que nas intersecções das linhas e colunas encontram-se sobre o carbono presente na liga. Desta forma, estabelece-se a proporção de carbono da liga do aço em questão. A Figura 18 mostra o resultado da aplicação do método descrito acima.

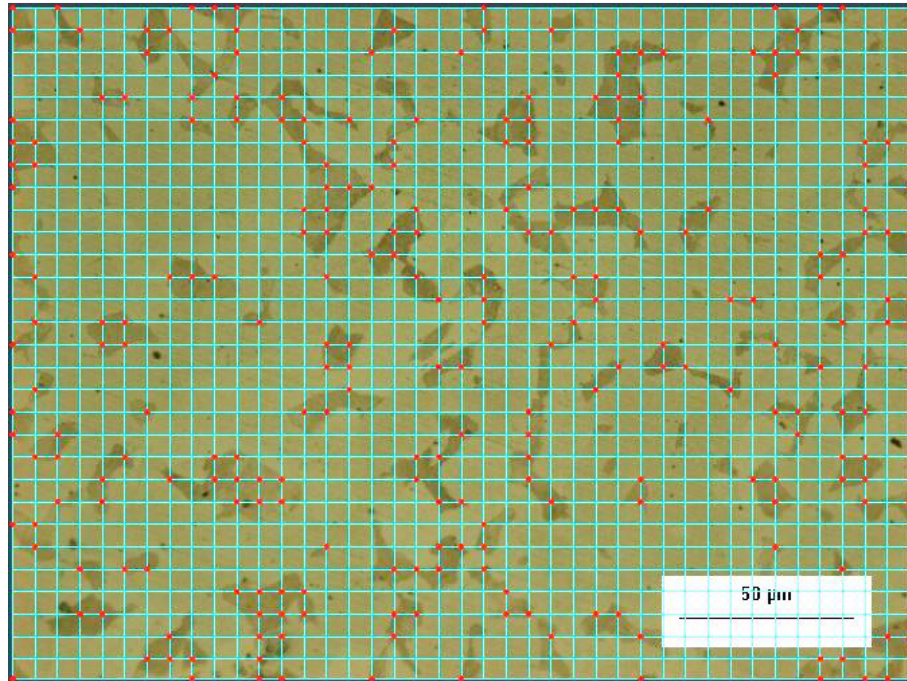


Figura 18 - Aplicação da malha na micrografia e determinação do número de intersecções sobre o carbono.

A malha, aplicada sobre a micrografia com o auxílio do *software* Autodesk AutoCAD 2011, possui 41 colunas e 31 linhas, o que resulta em 1271 pontos de intersecção. Destes, 249 pontos foram identificados (em vermelho) sobre o carbono da microestrutura do aço analisado, sendo que esta proporção nos indica que este material possui 0,1959 %p C (porcentagem em peso de carbono).

Desta forma, considerando a estrutura perlítica e a porcentagem de carbono obtida, pode-se concluir que o aço utilizado para a fabricação do contra corpo de prova foi mesmo o aço SAE 1020.

3.2.2.2 Análise de Dureza

Semelhantemente ao que foi feito para o *babbitt*, também foi avaliada a dureza Vickers do contra corpo de prova. Utilizou-se, para isso, o mesmo método e equipamento utilizado para medir a dureza do *babbitt*. A Tabela 6 mostra os resultados obtidos para o aço SAE 1020.

Tabela 6 - Dureza do contra corpo de prova - aço SAE 1020.

Carga aplicada	Dureza Vickers
20 kgf	82 HV
10 kgf	82,4 HV

3.3 DEFINIÇÃO DOS PARES TRIBOLÓGICOS

Os pares tribológicos utilizados para a realização dos ensaios foram determinados com base em medidas do diâmetro interno e externo, do corpo de prova e do contra corpo, respectivamente. A obtenção dos valores em questão se deu da seguinte forma: foram medidos 3 valores para o diâmetro interno do corpo de prova, assim como 3 valores para o diâmetro externo do contra corpo de prova. O valor adotado foi o menor diâmetro interno, no caso do CP, e o maior diâmetro externo, no caso do CCP. Os valores em questão foram medidos utilizando um paquímetro para medir o diâmetro externo do CCP e um micrômetro interno de 20 mm para avaliar o diâmetro interno do CP.

Os pares foram escolhidos de acordo com a folga diametral, c_d , procurando deixar cada nível de contaminação de lubrificante com pares tribológicos de folgas pequenas e também de folgas grandes, já que houve disparidade entre alguns valores. Dessa forma, os resultados obtidos posteriormente nos ensaios de atrito não seriam influenciados por folgas díspares, já que cada concentração de biodiesel no lubrificante contaria com pares tribológicos com pequenas e grandes folgas em seus ensaios.

A denominação dos pares foi feita conforme o exemplo a seguir, mostrado na Figura 19.

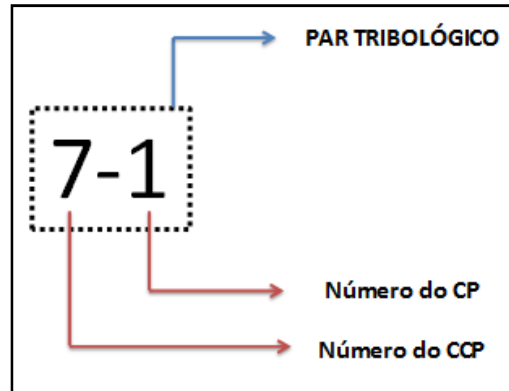


Figura 19 - Denominação adotada para um par tribológico.

É importante comentar que o corpo de prova é identificado apenas com os números 1 ou 2, enquanto que os contra corpos são numerados de 1 a 12, remetendo-se à quantidade de CCP fabricados.

A Tabela 7 mostra a definição dos pares tribológicos utilizados nos ensaios, considerando a concentração de biodiesel à qual cada um deles foi designado.

Tabela 7 - Pares tribológicos e folgas diametrais (c_d).

Lubrificante	Número do contra corpo de prova	Corpos de prova	Par tribológico	Folga diametral – c_d (mm)
Puro	1	1	1-1	0,17
		2	1-2	0,075
	6	1	6-1	0,09
		2	6-2	0,09
	10	1	10-1	0,09
2,5% biodiesel	3	1	3-1	0,145
		2	3-2	0,085
	7	1	7-1	0,1
		2	7-2	0,105
	11	1	11-1	0,095
5% biodiesel	2	1	2-1	0,07
		2	2-2	0,075
	5	1	5-1	0,09
		2	5-2	0,095
	12	1	12-1	0,1
10% biodiesel	4	1	4-1	0,085
		2	4-2	0,095
	8	1	8-1	0,105
		2	8-2	0,135
	9	1	9-1	0,095

A Figura 20 mostra o par tribológico utilizado nos ensaios de atrito e de Stribeck.



Figura 20 - Par tribológico utilizado para a realização dos ensaios.

3.4 LUBRIFICANTE

O lubrificante utilizado para a execução dos ensaios foi o Lubrax Top Turbo, classe SAE 15W40, da Petrobrás, óleo recomendado para motores diesel e para os novos motores movidos também com a mistura B5.

Embora o fornecedor disponibilize as propriedades desse óleo (ANEXO B), para realizar as análises deste trabalho é necessária a obtenção das curvas completas de viscosidade, pois mínimas variações nos valores de viscosidade, por exemplo, poderiam resultar em valores de atrito incompatíveis com o desejado.

Além disso, é importante, também, o detalhamento das propriedades físicas dos lubrificantes contaminados com 2,5%, 5% e 10% de B100. As propriedades do biodiesel serão descritas no item 3.5.

3.4.1 Viscosidade – Viscosímetro Cilíndrico Rotacional

Para este trabalho, é necessário que se tenha o valor da viscosidade para qualquer temperatura que o ensaio possa atingir, pois, como já citado anteriormente

no item 2.2.2.2, em alguns casos a viscosidade do óleo diminui 80% com um aumento de apenas 25°C (STACHOWIAK, 2005).

Para obter valores de viscosidade em função da temperatura, utilizou-se o viscosímetro cilíndrico rotacional DV-II+ Pro da Brookfield, que se encontra no Laboratório de Nanoestruturas – LANOE, laboratório este vinculado ao Laboratório de Ciências Térmicas – LACIT da UTFPR. Este equipamento pode ser visto na Figura 21.



Figura 21 - Viscosímetro Brookfield DV-II+ Pro.

Com este instrumento é possível obter o valor da viscosidade absoluta de um fluido para qualquer temperatura até aproximadamente 90°C, pois acima desse valor a mangueira do banho térmico sofre deformação plástica, que pode levar à falha do componente e exigiria sua substituição.

No ensaio, mediu-se a viscosidade dos óleos de 10°C até 80°C, aquecendo-os a cada 10 °C e coletando os valores. Entretanto, a temperatura do banho térmico não corresponde a temperatura no copo do viscosímetro, devido às perdas térmicas que ocorrem nos componentes do sistema. Para contornar tal situação, pode-se medir a temperatura do fluido lubrificante diretamente dentro do copo do viscosímetro, utilizando, para isso, um termopar do tipo K. Assim, tem-se a temperatura real relativa à viscosidade medida.

Para garantir a histerese do fluido, ou seja, para garantir que o fluido não perdeu suas propriedades com o aquecimento do óleo, realizou-se a medição da viscosidade no sentido contrário, resfriando o lubrificante de 20 em 20 °C a partir de 75 °C.

O Gráfico 1 mostra a curva de viscosidade para o óleo lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro, com os valores obtidos para o aquecimento e o resfriamento do lubrificante.

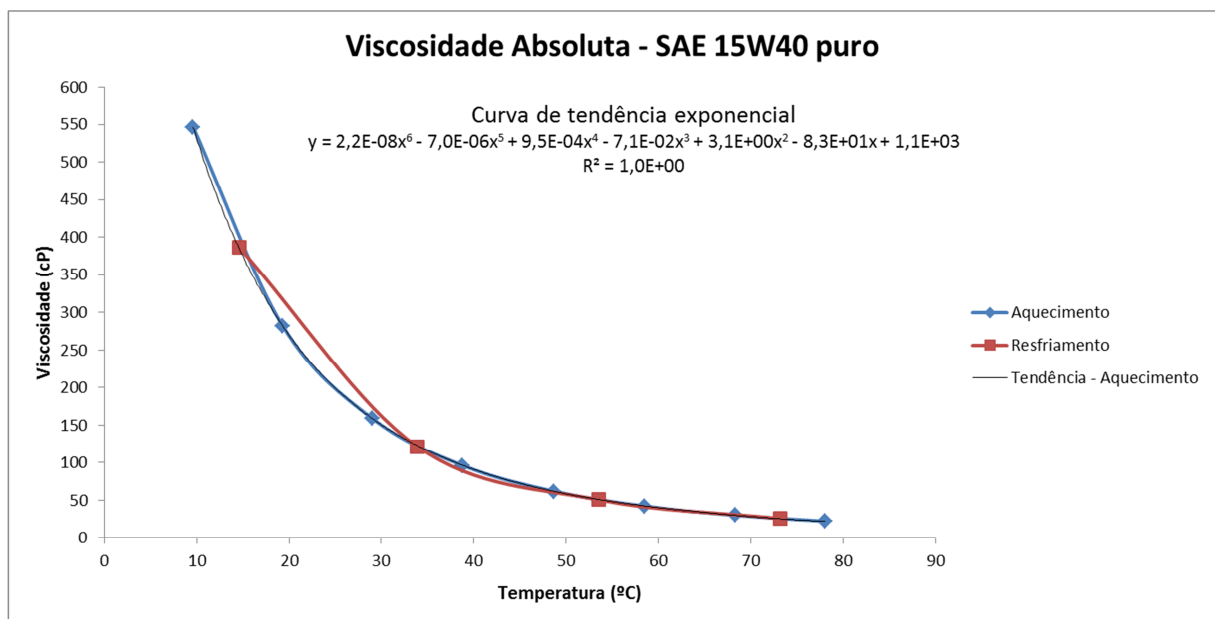


Gráfico 1 - Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro.

Entretanto, durante os testes do ensaio de atrito, percebeu-se que para alguns pares tribológicos as temperaturas atingiam patamares superiores a 80 °C, sendo necessário um ajuste dessa curva de viscosidade.

Com o auxílio do *software* Microsoft® Excel®, obteve-se a linha de tendência da curva de aquecimento, como mostrado no Gráfico 1. Entretanto, esta curva não ofereceu boa aproximação para valores de viscosidade absoluta acima de 80°C, já que o método numérico em questão considera apenas os pontos de temperatura levantados durante o ensaio em si.

Observando-se, então, que a partir de 80 °C as curvas de viscosidade apresentavam uma inclinação (variação) muito pequena, utilizou-se o intervalo de 78,0°C a 78,9°C para obter os respectivos valores de viscosidade a partir desta

mesma curva de tendência exponencial. Com esses valores gerou-se, então, uma nova curva de tendência, mostrada no Gráfico 2. Pode-se observar neste gráfico, logo abaixo da equação da linha de tendência logarítmica, que o erro R^2 apresenta um valor aceitável.

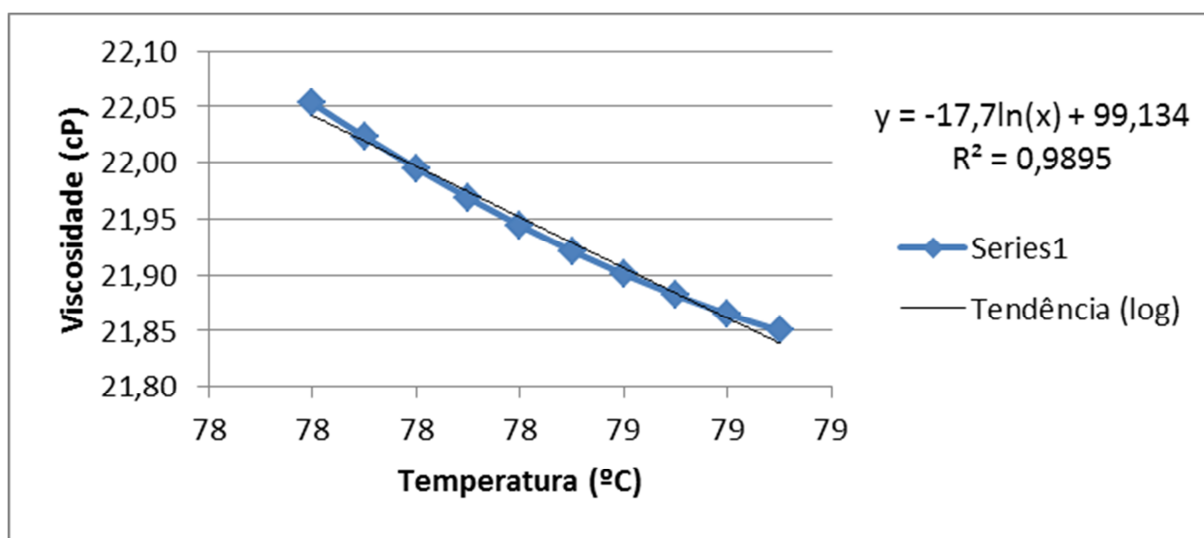


Gráfico 2 - Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro a partir da curva de tendência do Gráfico 1.

Com a curva de tendência logarítmica, é possível extrapolar os valores de viscosidade do óleo para valores acima de 80 °C. Neste caso, devido ao ensaio de maior temperatura ter atingido os 120 °C, a curva foi extrapolada até este valor.

Para as outras amostras de óleo contaminado com biodiesel realizou-se o mesmo procedimento para a obtenção das curvas de viscosidade absoluta em função da temperatura. O Gráfico 3 mostra um comparativo entre essas curvas.

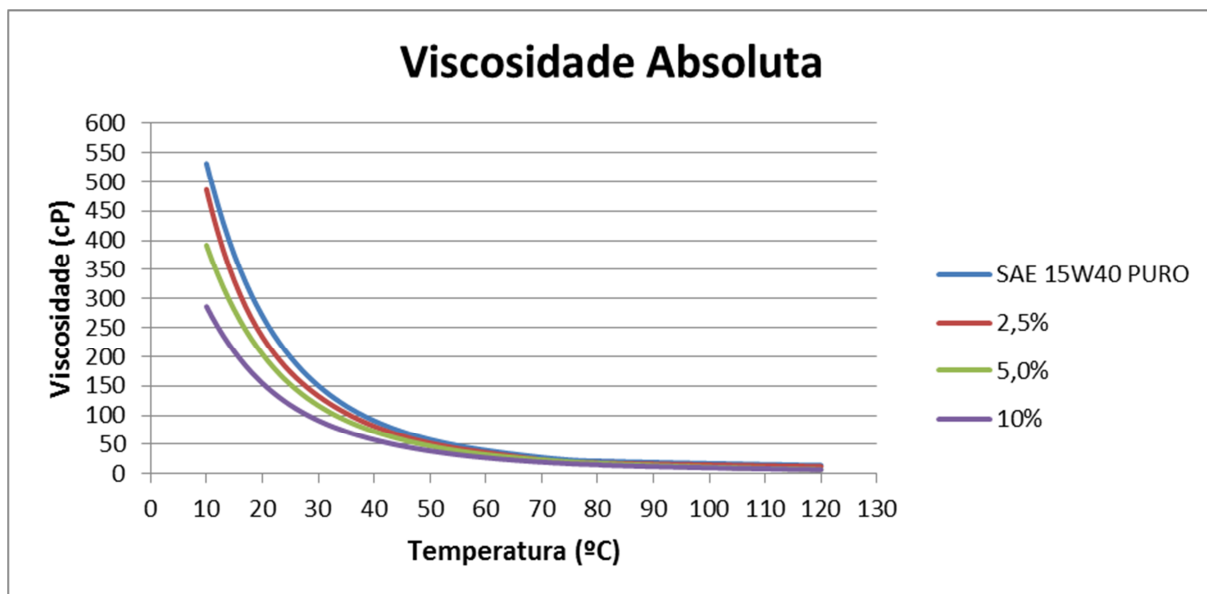


Gráfico 3 - Comparativo entre curvas de viscosidade para diferentes níveis de contaminação do óleo lubrificante.

3.4.2 Viscosidade – Copo Ford

Observando-se os resultados dos ensaios de Stribeck, principalmente a aparência dos lubrificantes utilizados, decidiu-se investigar se haveria diferenças entre para a viscosidade do óleo medida no pré e no pós-ensaio. A Figura 22(a) mostra uma imagem do aspecto visual do lubrificante antes do ensaio, enquanto a Figura 22(b) foi capturada após o encerramento do ensaio. É nítida a disparidade entre as duas fotos, o que indicava naquele momento que as diferenças poderiam não ser apenas visuais.

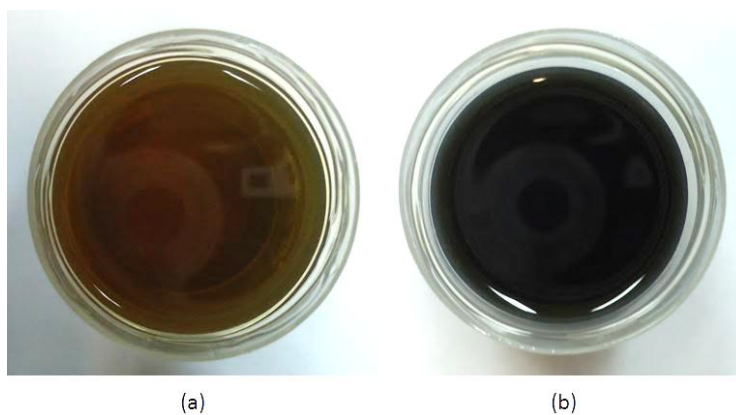


Figura 22 - Amostras do lubrificante utilizado no Ensaio de Stribeck. (a) pré-ensaio; (b) pós-ensaio.

Não é possível, no entanto, realizar esta nova avaliação utilizando o mesmo equipamento usado anteriormente, já que o fluido apresenta, agora, partículas de desgaste do *babbitt*. Isso porque essas pequenas partículas poderiam riscar a superfície do cilindro do viscosímetro rotacional, danificando o equipamento em questão.

Sendo assim, utilizou-se outro método menos preciso de medição de viscosidade. Esse método consiste em medir o tempo que o fluido leva para escoar completamente pelo orifício de um recipiente com dimensões e volume controlados. Este recipiente é denominado Copo Ford, equipamento regulado pela norma ASTM D1200 (1999). Com o tempo de escoamento, medido com o auxílio de um cronômetro digital, calcula-se a viscosidade cinemática (cSt) do fluido utilizando a Equação (19).

$$\nu = 3,85(t - 4,49) \quad (19)$$

onde:

ν – viscosidade cinemática, em [cSt];

t – tempo medido, em [s].

Existem vários modelos de Copo Ford; deve-se selecionar o que mais se adequa ao fluido requerido, escolhendo aquele no qual o tempo de escoamento do fluido a ser avaliado esteja no intervalo de 20 a 100 segundos. No presente trabalho utilizou-se o Copo Ford com o orifício nº 4, propriedade da UTFPR *campus* Ponta Grossa, mostrado na Figura 23.



Figura 23 - Copo Ford montado com o orifício nº4.

A Tabela 8 apresenta o tempo de escoamento e os respectivos valores de viscosidade cinemática associados a este tempo. Estes valores são referentes aos lubrificantes utilizados durante os ensaios de Stribeck.

Tabela 8 - Tempos e viscosidades medidas com Copo Ford nº 4 para os diferentes níveis de contaminação do óleo lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40 por biodiesel B100

Concentração	Puro		2,5%		5%		10%	
	Tempo (s)	Visc. Cin. (cSt)	Tempo (s)	Visc. Cin. (cSt)	Tempo (s)	Visc. Cin. (cSt)	Tempo (s)	Visc. Cin. (cSt)
Medida 1	72,3	261,1	70,8	255,1	52,0	182,8	43,5	150,2
Medida 2	73,0	263,9	70,1	252,5	52,1	183,1	43,8	151,3
Medida 3	72,3	261,2	70,1	252,4	52,3	184,2	43,3	149,4
Média		262,1±1,6		253,3±1,5		183,4±0,7		150,3±1,0
Referência (visc. rotacional)		218,4		191,2		167,9		130,9
Dif. %		20,0		32,5		9,2		14,8

A partir destes dados, percebe-se que a variação da viscosidade cinemática foi significativa durante o ensaio de Stribeck. No caso do lubrificante contaminado com 2,5% de B100, por exemplo, a variação foi de 32,5% em relação ao valor aferido anteriormente à realização do ensaio.

Estas variações devem-se principalmente à presença de micropartículas de *babbitt* no óleo lubrificante. Pode ter havido, ainda, a formação de borra devido à diluição, porém esta hipótese não pode ser confirmada sem a realização de uma análise química detalhada do lubrificante utilizado.

3.4.3 Densidade

Assim como a viscosidade, a densidade também sofreu alterações no decorrer dos ensaios. Isso porque o desgaste, inerente ao procedimento experimental, provocou o desprendimento de material dos corpos e contra corpos de prova, contaminando o óleo com partículas sólidas.

O procedimento adotado para determinação da nova densidade foi muito simples. Utilizando uma seringa graduada de volume 20 ml, tomou-se um volume de 10 ml e, em seguida, despejou-se esta quantidade em um béquer já posicionado e tarado sobre uma balança digital com precisão de um centésimo de grama. Anotou-se o valor obtido. Repetiu-se este procedimento 3 vezes, obtendo, assim, uma média de valores para a densidade do biodiesel.

A média obtida após estas três medições foi, para o óleo puro, de 919 kg/m³, com desvio padrão de 19,3 kg/m³, sendo que a temperatura de medição foi de 18°C. Utilizando a Equação (4), podemos facilmente verificar que, para uma temperatura de 40 °C ($T = 313 \text{ K}$), considerando a temperatura de referência $T_0 = 18 \text{ °C}$ ($T_0 = 291 \text{ K}$), a densidade de referência $\rho_0 = 919 \text{ kg/m}^3$ e o fator $\zeta = 0,001 \text{ K}^{-1}$, a densidade fica na faixa de 939 kg/m³.

A Tabela 9 contém os valores medidos antes e depois dos ensaios.

Tabela 9 - Densidade dos lubrificantes pré-ensaio e pós-ensaio

Lubrificante	Temperatura de medição pré e pós-ensaio (°C)	Densidade pré-ensaio (kg/m ³)	Densidade pós- ensaio (kg/m ³)	Varição percentual
Puro	18	889	919,0 ± 19,3	3,37%
2,5% biodiesel	18	891	914,7 ± 8,1	2,66%
5% biodiesel	18	893	915,0 ± 2,6	2,46%
10% biodiesel	18	892	904,0 ± 4,0	1,35%

3.5 CONTAMINANTE

Como dito anteriormente, existem várias formas pelas quais ocorre a contaminação do lubrificante em motores de combustão interna. Neste trabalho, no entanto, apenas a contaminação devido à diluição do biodiesel no óleo lubrificante foi considerada, razão pela qual apenas este combustível fora abordado nesta seção.

O biodiesel B100 foi obtido diretamente na refinaria da Petrobrás em Araucária-PR. A refinaria em questão obtém o biodiesel através da transesterificação do óleo de soja bruto, processo anteriormente descrito no item 2.4.3.

O biodiesel obtido na refinaria também foi analisado no viscosímetro cilíndrico rotacional utilizado para obter as curvas de viscosidade do lubrificante, conforme ensaio descrito no item 3.4.1 deste capítulo. Com isso obteve-se a curva mostrada no Gráfico 4, abaixo.

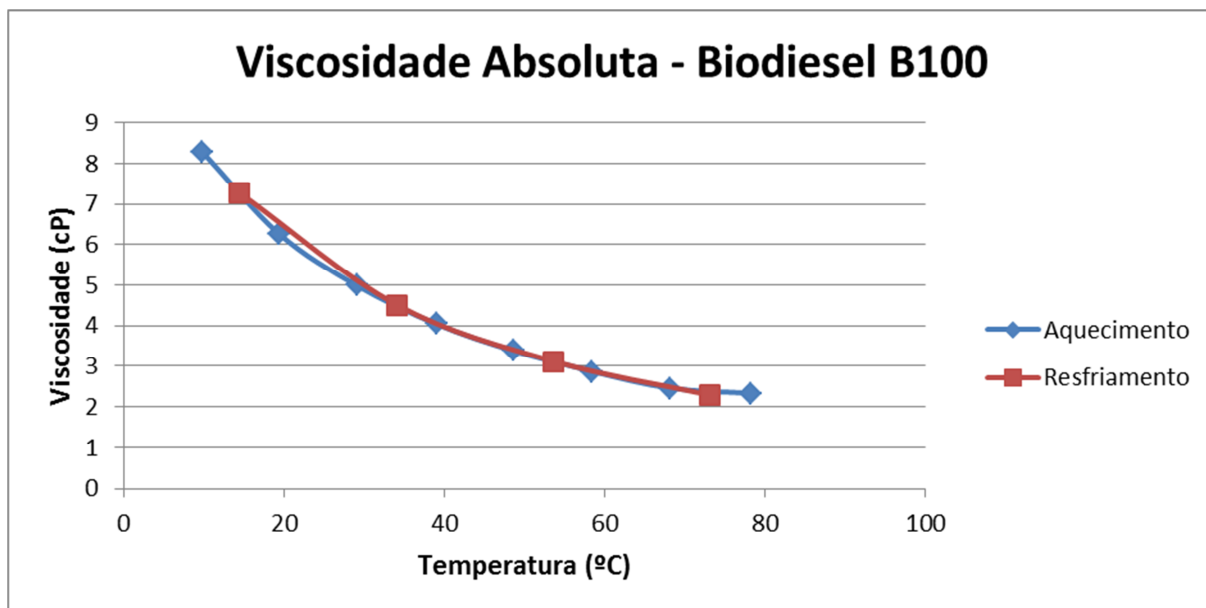


Gráfico 4 - Curva de viscosidade absoluta versus temperatura obtida para o biodiesel B100.

Além da viscosidade absoluta, foi realizada, também, a medição da densidade do biodiesel, utilizando o mesmo método para cálculo de densidade descrito no item 3.4.3.

3.6 PROCEDIMENTO DE MISTURA DO LUBRIFICANTE

Para realizar os ensaios, é necessário misturar o lubrificante Lubrax Top Turbo 15W40 com o biodiesel B100, a fim de obter os teores de diluição desejados.

Os materiais utilizados para realizar este procedimento foram uma proveta vítrea graduada, de volume 1000 ml; uma proveta semelhante, de volume 100 ml e duas seringas, de volume 20 ml cada. A Figura 24 mostra os materiais em questão.



Figura 24 - Materiais utilizados para o procedimento de mistura. À esquerda, o lubrificante; em seguida, as provetas de 1 litro e de 100 ml; e à direita o recipiente contendo o biodiesel.

Para explicar o procedimento, tomar-se-á como exemplo a preparação de uma mistura de 90% de óleo lubrificante com 10% de biodiesel B100. O primeiro passo é realizar a limpeza das provetas com água e sabão neutro, secando-as em seguida. Deve-se garantir que não haja água na proveta para se iniciar o ensaio. Depois de realizada esta etapa, adiciona-se, para este caso, pouco menos de 900 ml de óleo à proveta maior. Com o auxílio da seringa completam-se, então, os 900 ml estipulados inicialmente. Este valor deve ser medido através da observação do nível atingido pelo fluido, que deve ser lido como mostra a Figura 25. A capilaridade faz com que possa ser observado o menisco do fluido no topo da coluna, sendo que o fundo do menisco deve tocar a linha dos 900 ml para que o volume esteja correto.

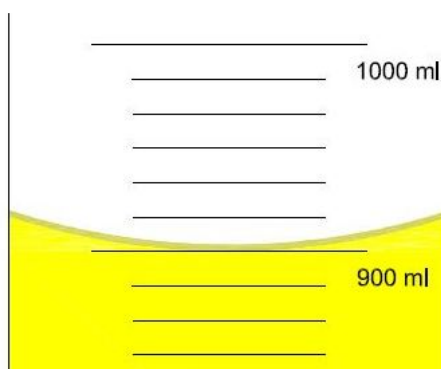


Figura 25 - Nível correto de lubrificante, respeitando o menisco devido à capilaridade.

Deve-se tomar cuidado ao derramar o óleo dentro da proveta, fazendo com que este escoamento acontece sempre pela parede, e nunca batendo diretamente no fundo do recipiente. Procedendo da maneira correta evitam-se bolhas de ar no óleo, aumentando a confiabilidade da medida do volume.

Em seguida, deve-se repetir o procedimento acima, diluindo o biodiesel no óleo até que o volume de líquido dentro da proveta chegue a 1000 ml.

Após a limpeza das vidrarias, pode-se realizar a mistura para as demais concentrações, respeitando, é claro, a proporção entre óleo e biodiesel desejada.

3.7 MÁQUINA DE ATRITO CINÉTICO (MAC)

3.7.1 Descrição e funcionamento

A Máquina de Atrito Cinético (MAC) foi o equipamento utilizado para a execução dos ensaios de atrito e de construção da Curva de Stribeck, ensaios que serão detalhados minuciosamente no item 3.9 deste capítulo. O equipamento em questão é mostrado na Figura 26, imagem que traz a configuração atual da MAC.

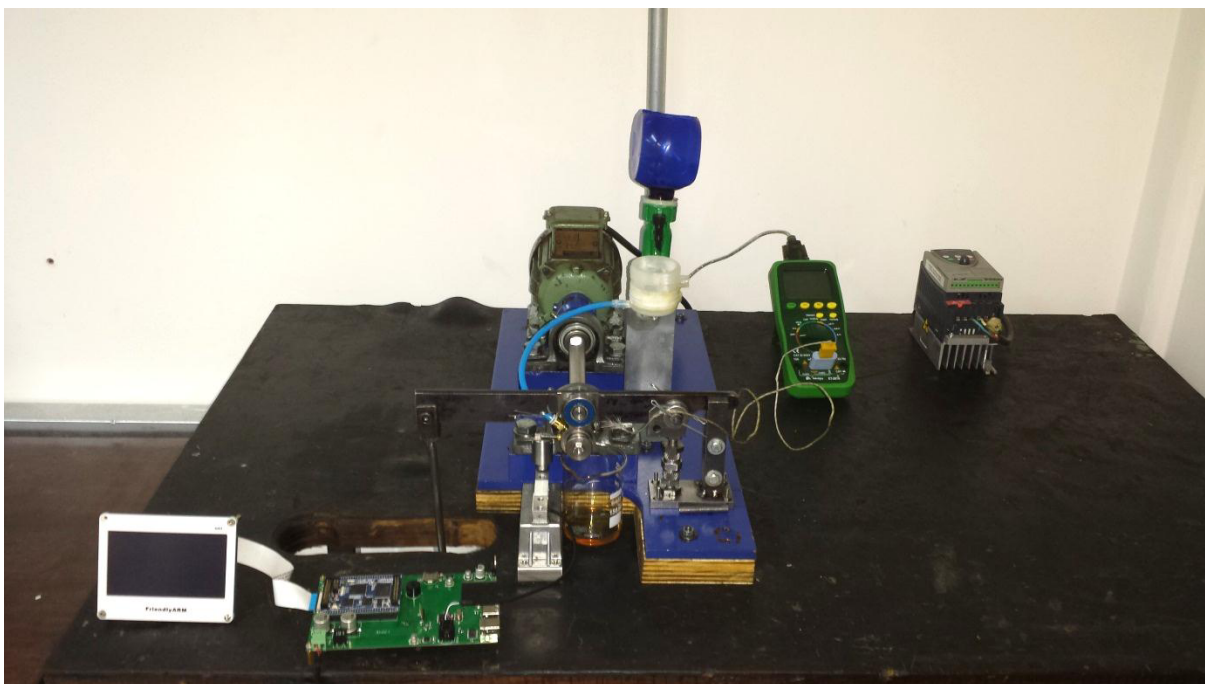


Figura 26 - Máquina de atrito cinético (MAC).

O motor elétrico é comandado pelo inversor de frequência, que controla a quantidade de corrente elétrica que chega ao motor, regulando sua potência e, conseqüentemente, a rotação que este último transmite ao eixo. O inversor em questão é da marca Telemecanique, modelo ATV11HU09M2A, e opera em uma rede de 220 V, fornecendo 0,37 kW de potência. Já o motor é de fabricação da VEM, modelo 122833/66, e opera em uma rede de 220 V, fornecendo 0,25 kW de potência total ao eixo. Tanto o motor elétrico quanto o inversor podem ser vistos na Figura 26.

A carga transmitida à célula de carga pelo parafuso de transmissão será interpretada por uma placa de circuitos impressos responsável por registrar tais informações em um *pen drive*, em formato de texto “.txt”. Além disso, a placa imprime instantaneamente os valores de carga display, permitindo, então, o acompanhamento do ensaio em tempo real.

A Figura 29 mostra a placa de circuitos impressos responsável por registrar os dados do ensaio.

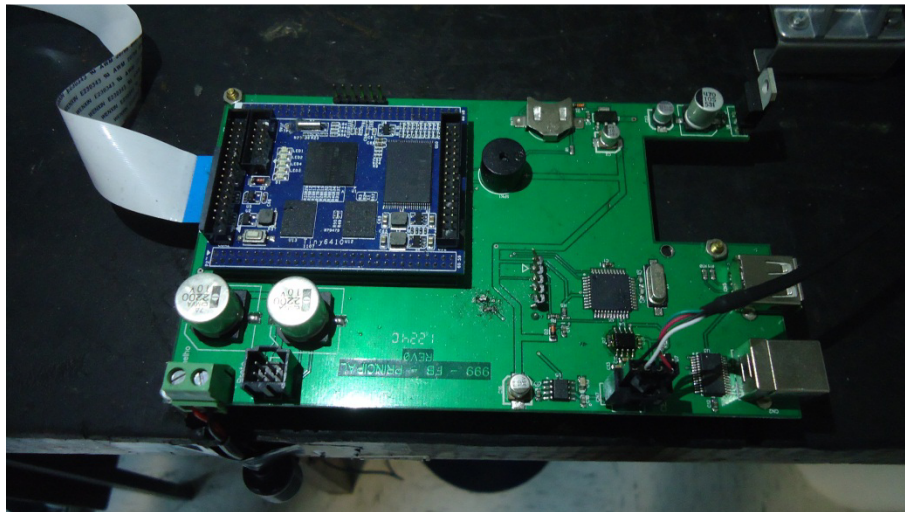


Figura 29 - Placa de circuitos impressos responsável pela aquisição de dados da célula de carga.

Existe, ainda, o *output* da temperatura do ensaio, que é medida por um termopar do tipo K através de um multímetro digital. As informações são transmitidas deste instrumento a um *software* computacional, o DMM, que registra a temperatura em uma planilha compatível com o *software* Microsoft® Excel®.

3.7.2 Aprimoramentos realizados

Anteriormente ao início deste projeto, o equipamento possuía algumas folgas mecânicas e desalinhamentos que comprometiam a confiabilidade dos resultados dos testes realizados e provocavam vibrações mecânicas em níveis inaceitáveis.

Logo no início deste trabalho, a haste e seu conjunto de suporte, responsável pela aplicação de carga sobre o par tribológico, foram substituídos. O novo projeto contempla um conjunto de suporte para a haste de carga que além de resolver os problemas de folga citados anteriormente, permite a regulagem de altura da haste, permitindo, assim, que se trabalhe com corpos de prova de diferentes dimensões. A Figura 30 mostra em detalhes este conjunto.

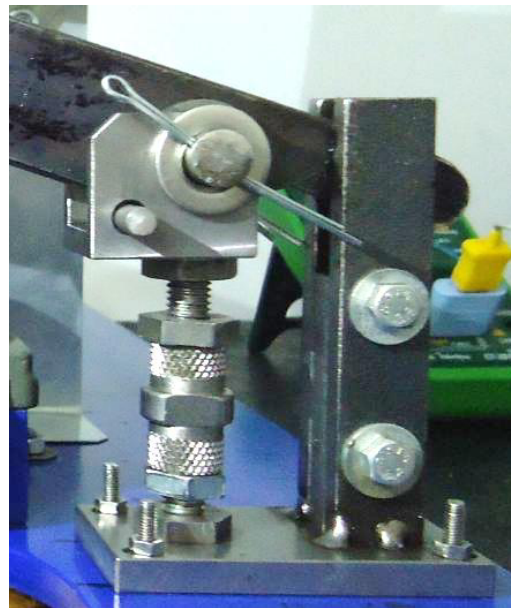


Figura 30 - Conjunto de suporte da haste, com regulagem de altura.

Abaixo temos duas imagens que comparam as configurações antiga e atual da MAC. A Figura 31(a) mostra como era o conjunto de aplicação de carga anteriormente ao início da execução deste projeto. A Figura 31(b) mostra o suporte da haste após fabricação dos novos componentes.

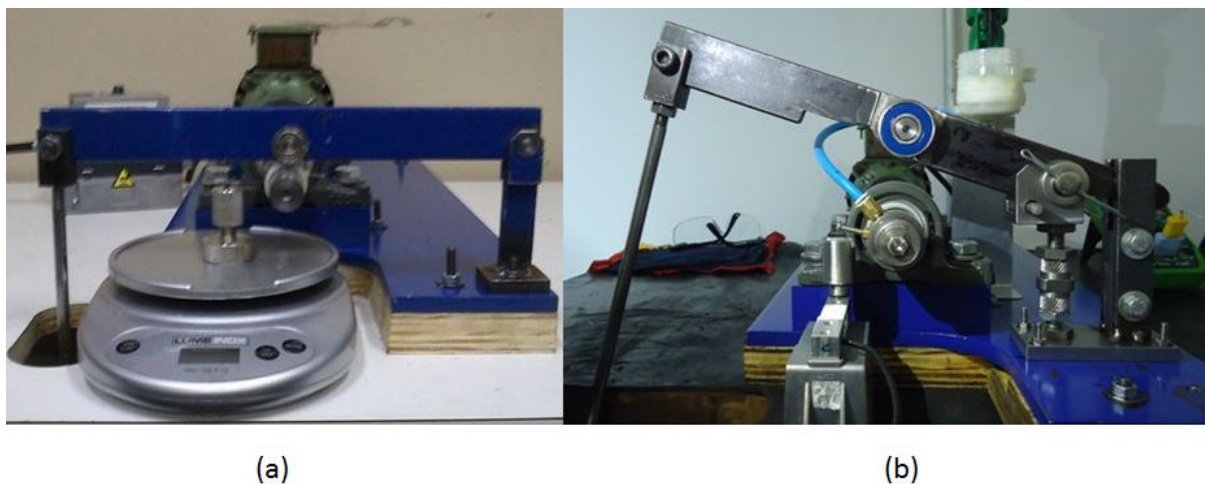


Figura 31 - Sistema de aplicação de carga da MAC. (a) antigo; (b) atual.

Outra modificação importante realizada na MAC foi a adaptação de um sistema de alimentação de lubrificante. Em semelhança à Figura 31, a Figura 32(a) traz o sistema atual, enquanto a Figura 32(b) mostra o projeto atual.

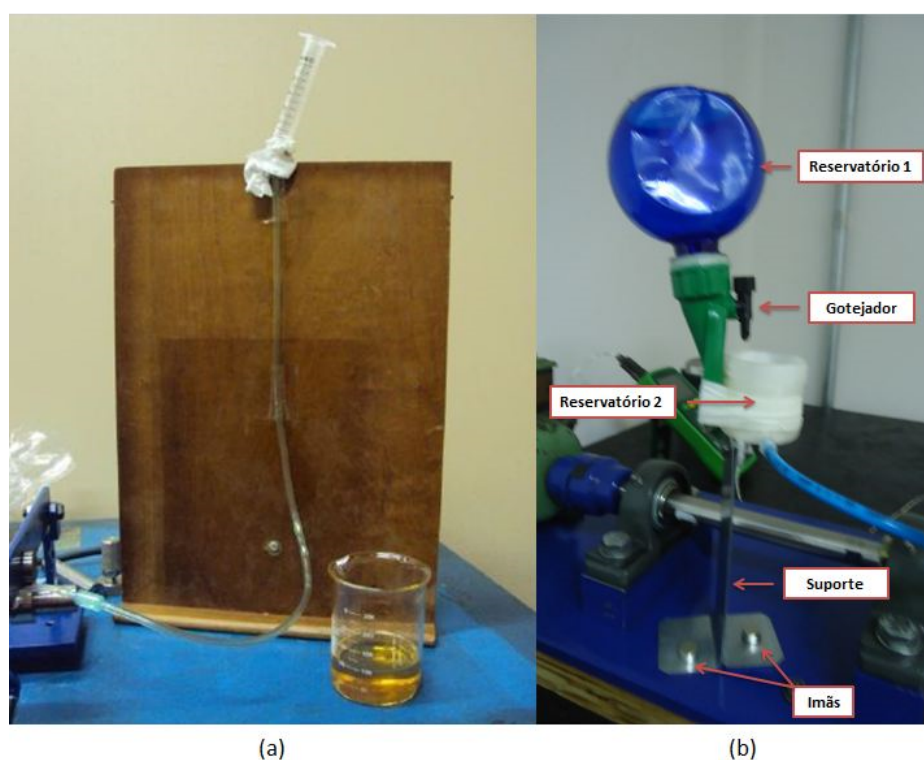


Figura 32 - Sistema de inserção de lubrificante. (a) antigo; (b) atual.

O novo sistema de alimentação de lubrificante é composto reservatório pelo Reservatório 1; pelo gotejador, responsável por controlar a vazão de fluido que

passa para o Reservatório 2; pelo suporte, fabricado por uma fina chapa de alumínio e pela mangueira, responsável por conduzir o lubrificante até o *niple*, mostrado em detalhe na Figura 28.

Um dos graves problemas enfrentados durante a realização de trabalhos precedentes que utilizaram a MAC, percebido quando do início da realização de ensaios teste, era a excessiva vibração do sistema devido à baixa robustez da mesa sobre a qual a máquina estava apoiada. Ao substituir a mesa antiga pela atual bancada, muito mais rígida e robusta, os problemas relacionados à vibração diminuíram consideravelmente, apesar de não terem sido sanados.

3.8 CARACTERIZAÇÃO DAS SUPERFÍCIES

Como dito anteriormente no item 2.2.3, a lubrificação hidrodinâmica ocorre a partir da separação das maiores asperezas dos corpos por uma camada nanométrica de filme lubrificante. Para pequenos mancais, como os radiais de até 80 mm de diâmetro, é possível o uso de duas vezes a soma das rugosidades como um limite mínimo para a espessura de filme (STACHOWIAK, 2005).

Portanto, torna-se necessária a caracterização das superfícies, a fim de conseguir determinar futuramente se as espessuras mínimas de filme existentes entre os componentes dos pares tribológicos garantem uma separação total das asperezas dos materiais, assegurando que o sistema opere em regime de lubrificação hidrodinâmica.

O método utilizado para essa caracterização baseou-se em obter o perfil topográfico e seus parâmetros, para cada corpo e contra corpo de prova definidos anteriormente. Para tanto, utilizou-se o rugosímetro portátil Surtronic 25 da Taylor Hobson.

Antes de se iniciar a medição da rugosidade, devem-se selecionar alguns critérios, tais como filtro, comprimento de medição, *range* e *cut-off*. A Tabela 10 mostra os valores selecionados para todos os critérios abordados.

Tabela 10 - Critérios selecionados para a medição da rugosidade dos corpos e contra corpos de prova.

Filtro	Comprimento de medição	Range	Cut-off
Gaussiano	4 mm	100 μm	0,8 mm

Definidos os critérios, obtém-se, através do programa *TalyProfile*, o perfil topográfico da superfície, mostrado na Figura 33.

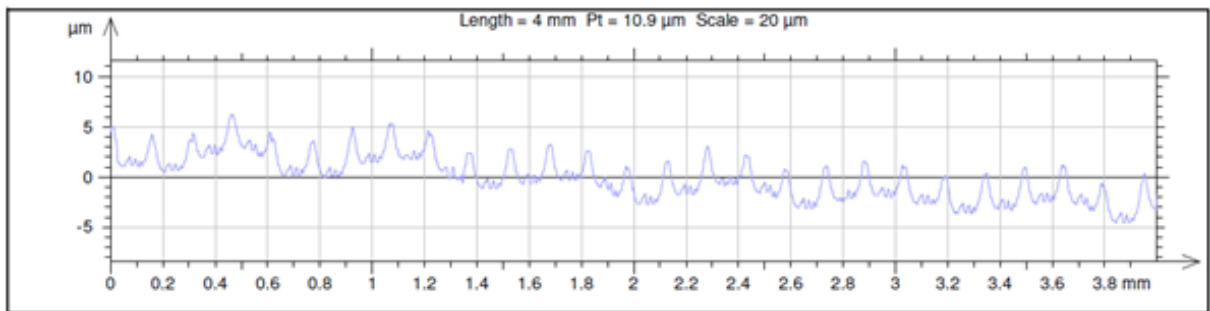


Figura 33 - Perfil topográfico sem tratamento para contra corpo de prova 10.

Com esse perfil traçado, aplicam-se dois filtros para corrigirem erro de forma (Figura 34) e, em seguida, ondulação (Figura 35). O primeiro remove o erro macro geométrico de forma da amostra, ou seja, a inclinação ou curvatura existente na peça. O segundo elimina a ondulação proveniente da usinagem ou de vibrações presentes no instante da realização da medição no rugosímetro.

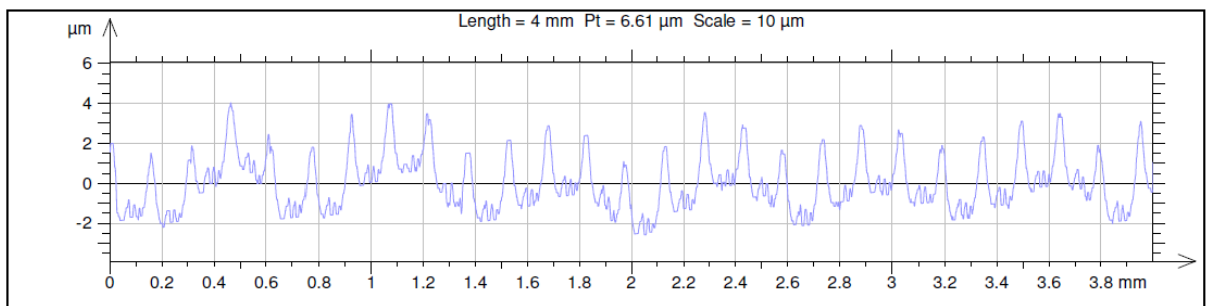


Figura 34 - Perfil topográfico com tratamento de erro de forma para contra corpo de prova 10.

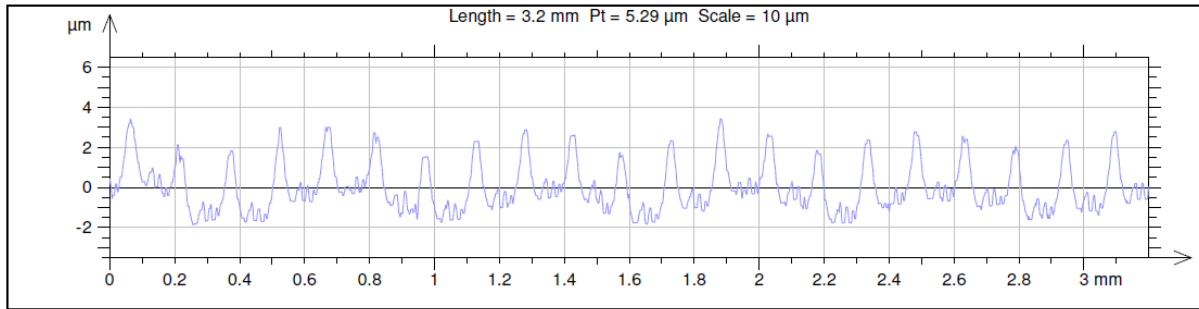


Figura 35 - Perfil topográfico com tratamento para erro de forma e ondulação para contra corpo de prova 10.

A Figura 35, é o perfil de rugosidade da amostra. Entretanto os parâmetros de rugosidade são obtidos a partir do perfil apenas com tratamento para erro de forma, pois o programa, ao calcular esses parâmetros, já desconsidera o erro de ondulação. A Figura 36 mostra os parâmetros calculados pelo programa.

```
* Parameters calculated by mean of all the
sampling lengths.
* A microroughness filtering is used, with a ratio
of 2.5 µm.

Roughness Parameters, Gaussian filter, 0.8 mm

Ra      = 0.983 µm
Rq      = 1.23 µm
Rz      = 5.04 µm
RSm     = 0.0927 mm
```

Figura 36 - Parâmetros de rugosidade da amostra.

Os parâmetros de rugosidade calculados foram os seguintes: Ra, que corresponde à média aritmética das rugosidades; Rq, o desvio médio quadrático; Rz que equivale à média das alturas entre pico e vale e Rsm, o espaçamento entre dois picos consecutivos.

Para todos os corpos e contra corpos de prova foram obtidos os perfis de rugosidade e seus parâmetros. O Apêndice B traz estas informações em três tabelas. A Tabela 21 mostra os resultados das médias desses parâmetros obtidos anteriormente à realização dos ensaios de atrito, a Tabela 22 contém os parâmetros obtidos após a realização dos ensaios de atrito enquanto que a Tabela 23 mostra os valores medidos após a realização dos ensaios de Stribeck. Todas elas trazem,

também, o valor médio calculado para cada caso, valores estes que serão utilizados durante a análise dos resultados dos ensaios do trabalho.

3.9 CARACTERÍSTICAS DOS ENSAIOS DE ATRITO

Para a análise do efeito do nível de contaminação do óleo lubrificante por biodiesel no atrito gerado pelo contato entre os componentes do par tribológico em estudo, realizou-se o ensaio aqui denominado como ensaio de atrito. Além deste, este capítulo também detalha outro tipo de ensaio realizado, o ensaio para a construção da curva de Stribeck (denominado doravante por ensaio de Stribeck), que busca reproduzir a curva mostrada na Figura 6 e definir os parâmetros relacionados a cada regime de lubrificação possível. Este capítulo apenas apresentará como ocorreu a preparação de cada ensaio, assim como descreverá o ensaio em si e como os dados foram analisados a fim de obter as informações procuradas.

3.9.1 Ensaios de Atrito

O principal objetivo do ensaio de atrito é obter um valor médio para o atrito em uma condição de ensaio específica, através de curvas que relacionem o coeficiente de atrito cinético e o tempo de ensaio. Foram realizados, para a obtenção destas curvas, vinte ensaios – um para cada par tribológico apresentado na Tabela 7. Além destes, foram realizados ainda dois ensaios complementares, que não foram previstos na etapa de planejamento. Eles foram executados utilizando lubrificante contaminado com concentrações de 15% e 20% de biodiesel B100.

3.9.1.1 Preparação do ensaio

Antes de o ensaio ser realizado, é necessário o cumprimento de algumas etapas que garantem que os resultados obtidos possam ser considerados válidos em uma análise futura.

O primeiro passo é a calibração da célula de carga. Utilizou-se, para isso, devido à exigência do *software* instalado na placa de circuitos impressos, um peso

padrão de 20 gramas, de classe M1 segundo Portaria INMETRO n^o. 233, de 22 de Dezembro de 1994.

Na sequência, utilizou-se um tacômetro digital da marca Minipa, modelo MDT-2238A, para ajustar, através do inversor de frequência, a rotação do eixo em 2000 rpm, velocidade utilizada para todos os ensaios de atrito.

O próximo passo é a limpeza do corpo e contra corpo de prova usando-se, para isso, álcool isopropílico, a fim de remover qualquer resquício de impurezas e gorduras que possam estar sobre as superfícies destes materiais. Após a limpeza, fixam-se o parafuso de transmissão de carga e o *niple* de engate da mangueira do lubrificante ao CP. Posiciona-se, então, o corpo e o contra corpo de prova na MAC e engata-se a mangueira do lubrificante ao *niple*. O fio do termopar também é colocado na sua devida posição e o lubrificante a ser utilizado no ensaio é, então, inserido no reservatório superior do sistema de inserção de lubrificante, apresentado no item 3.7.2 deste trabalho. Posiciona-se, ainda, um béquer logo abaixo da ponta do eixo para coletar o óleo lubrificante utilizado no ensaio. O óleo em questão voltará ao reservatório superior assim que necessário.

Neste ponto o ensaio de atrito está pronto para ser iniciado.

3.9.1.2 Execução do ensaio

Uma vez que esteja cumprida a etapa de preparação do ensaio, necessária para cada um dos ensaios realizados pode-se, só então, iniciar o ensaio propriamente dito. É necessário, no entanto, seguir uma ordem determinada para que não ocorra, por exemplo, a descalibração da célula de carga.

Inicialmente, deve-se ligar a placa de circuitos impressos e, pelo display, acessar o *drive* de mídia removível (*pen drive*). Neste *drive* estão os arquivos executáveis da MAC. Há, para este caso, três arquivos executáveis, um para cada intervalo de tempo para registro de valores de carga provenientes da célula de carga. Os intervalos em questão são de um, cinco e dez segundos. A partir de ensaios teste, rodados previamente, constatou-se que existia um erro cumulativo associado ao tempo de registro destas informações. O menor erro acontecia para um registro de carga a cada dez segundos, intervalo adotado desde então. Sendo

assim, o arquivo executável escolhido foi o de uma medição a cada dez segundos. Neste ponto, a placa já está preparada para o início do ensaio.

Deve-se, na sequência, abrir o programa responsável por registrar as informações de temperatura obtidas pelo termopar. Na Figura 37 podemos ver a interface oferecida pelo programa em questão, denominado DMM.

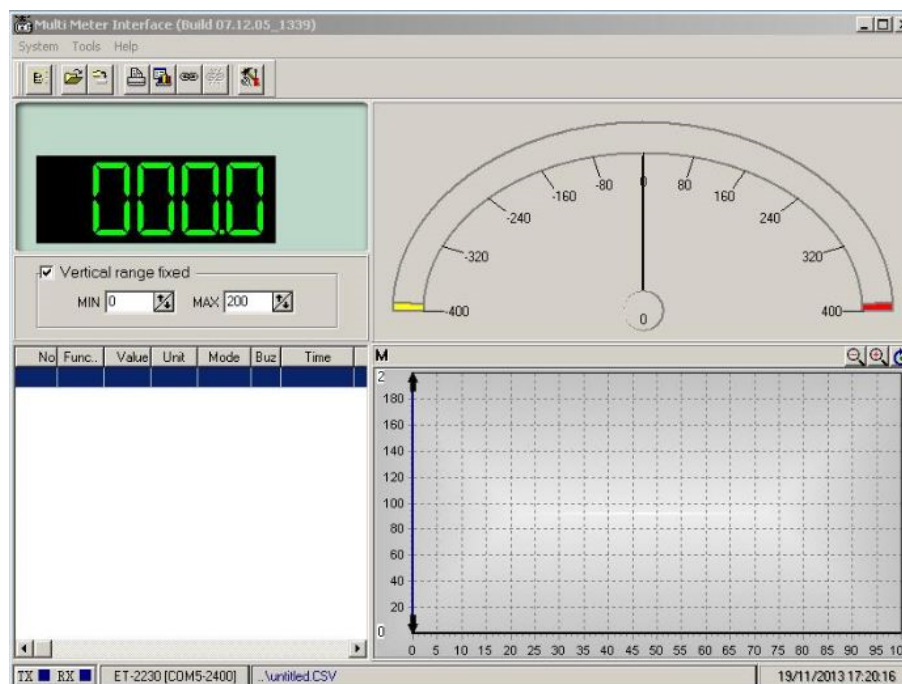


Figura 37 - Interface do DMM.

É necessário ajustar o tempo de tomada de dados do termopar, já que este instrumento opera continuamente, diferentemente do programa. A guia 'configurações' oferece esta opção facilmente assim que acessada. O tempo programado para todos os ensaios realizados foi de 10 segundos.

Assim que ambos os *softwares* estejam configurados, liga-se o motor. Inicia-se, então, a coleta de dados do termopar e da célula de carga. Só então se posiciona a haste de aplicação de carga para a posição de trabalho e aplica-se a carga de 4,9 kg no sistema, tomando o cuidado para que os rolamentos apliquem a carga simetricamente sobre o corpo de prova. Deve-se, durante todo o ensaio, controlar o nível de lubrificante no reservatório inferior, procurando sempre mantê-lo constante através da regulagem do gotejador, fazendo assim com que a vazão seja sempre a mesma.

Após 1 hora e 30 minutos, com um espaço amostral de aproximadamente 550 valores de carga e temperatura coletados, interrompe-se o ensaio parando os programas de aquisição de dados e desligando-se o motor elétrico.

3.9.1.3 *Análise de dados*

Após a conclusão do ensaio de atrito, o *pen drive* é retirado da placa de circuitos impressos. Os valores de carga são salvos pelo programa da placa em um arquivo de texto de extensão “.txt”, onde todos os valores estão organizados em uma única coluna. Na sequência, o *pen drive* é levado ao computador onde o *software* da temperatura está instalado. Os valores de temperatura são salvos nele como uma planilha de valores do Microsoft® Excel.

Após retirar as informações dos *softwares*, deve-se uni-las todas na mesma planilha, a fim de obter a curva que relaciona o coeficiente de atrito em função do tempo de ensaio, e que também evidencia a influência da viscosidade (função da temperatura) no comportamento do atrito.

A planilha em questão relaciona basicamente 5 informações: o tempo de ensaio, a carga registrada pela célula de carga no intervalo de tempo determinado, a temperatura registrada pelo termopar para o mesmo intervalo, a viscosidade, obtida para cada ponto a partir das curvas de viscosidade levantadas anteriormente, e o coeficiente de atrito, calculado através de informações relativas a cada ensaio.

O cálculo do coeficiente de atrito é feito, como dito, com base em algumas informações atreladas a cada ensaio. Em resumo, é levada em conta a carga lida pela célula de carga, o diâmetro interno do corpo de prova, o comprimento útil do parafuso de transmissão de carga e a carga aplicada ao sistema.

As equações utilizadas para o cálculo do coeficiente de atrito no presente trabalho têm por base os modelos matemáticos propostos por Do Vale (*No Prelo*).

A Figura 38 e a Figura 39 mostram os diagramas de corpo livre da haste de aplicação de carga ao sistema e do corpo de prova, respectivamente, apresentados por Do Vale (*No Prelo*).

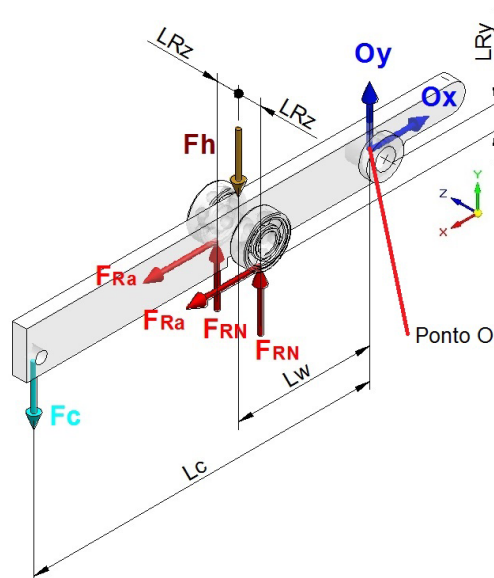


Figura 38 - Diagrama de corpo livre da haste de aplicação de carga ao sistema.
Fonte: Do Vale, *no prelo*.

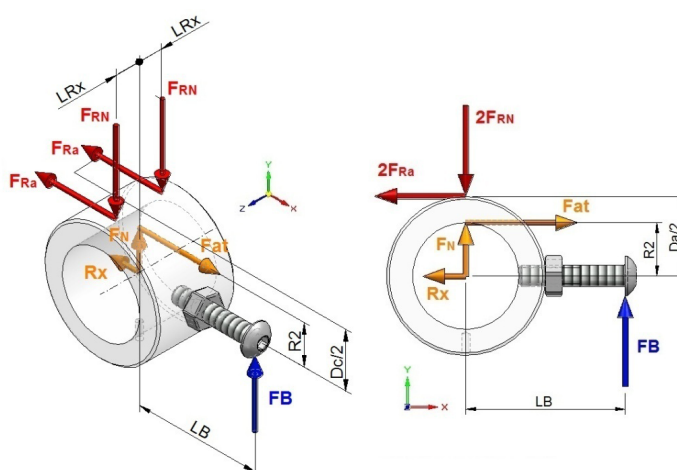


Figura 39 - Diagrama de corpo livre do corpo de prova.
Fonte: Do Vale, *no prelo*.

A Equação (1), apresentada no item 2.1, mostra a relação estabelecida entre o coeficiente de atrito, μ , e as forças atuantes no par tribológico, F_{at} e F_N . As Equações (20) e (21) mostram como se calculam as forças em questão, indispensáveis para o cálculo do coeficiente de atrito, foco principal deste trabalho.

$$F_{at} = \frac{F_b \cdot L_b}{R_2} = \frac{m_b \cdot L_b \cdot g}{\left(\frac{d}{2}\right)} \quad (20)$$

onde:

F_b – força reativa da célula de carga [N];

R_2 – raio interno do corpo de prova [m];

m_b – carga lida na célula de carga, em [kg];

d – diâmetro interno do corpo de prova, em [m];

g – aceleração da gravidade, valor constante equivalente a 9,81 [m/s²];

L_b – distância útil do parafuso de transmissão, em [m].

$$F_N = 2F_{RN} - F_b = (W - m_b) \cdot g \quad (21)$$

onde:

F_{RN} – força normal de reação do corpo [N];

W – carga normal aplicada no sistema, em [kg];

Quando se faz referência à carga aplicada no sistema, leva-se em consideração não só o peso de 4,9 kg, mas também a massa da haste. Assim, ao constante W pode ser facilmente determinada através da Equação (22), mostrada e resolvida a seguir, mostrando quais valores foram considerados no seu cálculo.

$$W = \frac{(m_c \cdot L_c - c_{mh} \cdot L_w)}{L_w} = \frac{(4,9 \cdot 0,23 - 0,622 \cdot 0,09)}{0,09} \cong 13,14 \text{kg} \quad (22)$$

onde:

m_c – massa da carga aplicada à haste de carga da MAC [kg];

L_c – distância do centro de giro até o ponto da aplicação das cargas [m];

c_{mh} – Contribuição da massa do conjunto da haste medido no ponto de aplicação da carga normal no corpo [kg];

L_w – Distância do centro de giro ao ponto de aplicação da carga normal no corpo [m].

Ainda considerando a Equação (1), podemos chegar a uma expressão que agora considere as informações relevantes para o cálculo do coeficiente de atrito cinético próprio para os ensaios de atrito. Esta expressão, mostrada na Equação (23), foi base para a obtenção dos resultados apresentados no Capítulo 4 deste trabalho.

$$\mu = \frac{2 \cdot m_b \cdot L_b}{d \cdot (W - m_b)} \quad (23)$$

A partir da equação acima, calculada para cada valor de carga da planilha, monta-se a curva coeficiente de atrito *versus* tempo de ensaio. É possível observar facilmente nesta curva uma tendência de estabilização do atrito ao decorrer do tempo. Isto pode ser explicado se o comportamento da temperatura também for observado. A curva temperatura *versus* tempo de ensaio evidencia que após cerca de 1 hora a temperatura começa a atingir um patamar constante.

Desse modo, a obtenção do valor médio do atrito de cada ensaio, assim como o desvio padrão para estes valores, foi feita com base nos valores observados nos últimos 15 minutos do experimento, justamente o intervalo de tempo onde se

verificou que os valores do coeficiente de atrito mantiveram-se estáveis. A Figura 40 auxilia no entendimento da escolha deste intervalo de tempo.

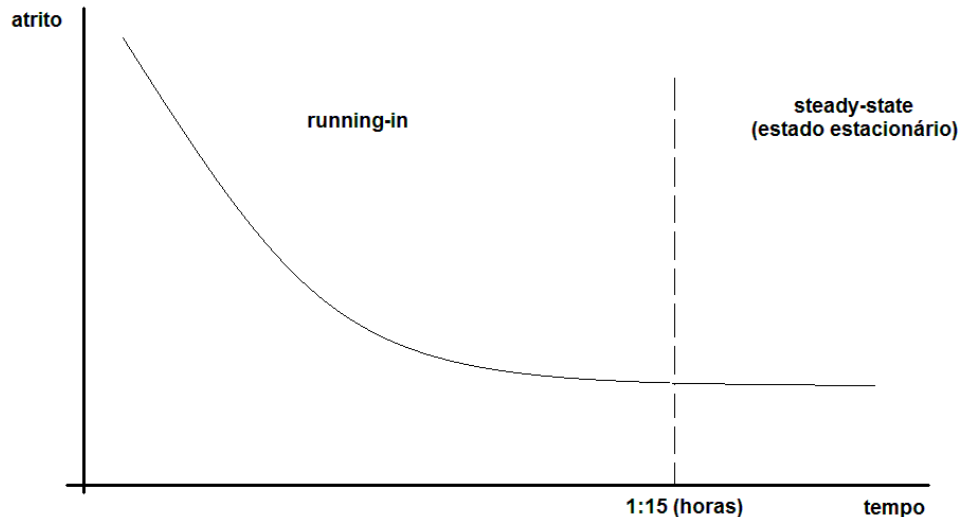


Figura 40 - Comportamento genérico para os ensaios de atrito, mostrando a tendência de estabilização (estado estacionário) após 1 hora e 15 minutos de ensaio.

Após a execução de diversos ensaios teste que precederam à realização dos ensaios de atrito válidos, percebeu-se que após 1 hora e 15 minutos, aproximadamente, os valores obtidos para o coeficiente de atrito se estabilizavam, sugerindo uma transição de regime transiente (*running-in*) para estado estacionário (*steady-state*) para o atrito, inclusive atingindo o equilíbrio térmico no sistema.

3.9.2 Ensaios de Stribeck

Como explicado no item 2.2.4, as curvas de Stribeck possibilitam determinar as características do mancal para garantir que este entre em regime hidrodinâmico, correlacionando o coeficiente de atrito com um parâmetro adimensional do mancal, $\eta N/P$. Onde, η é a viscosidade absoluta em Pa.s, N a velocidade periférica do eixo em m/s e P é a carga aplicada ao mancal por unidade de comprimento em N/m.

A Máquina de Atrito Cinético da UTFPR possibilita obter tal curva, pois se pode variar qualquer um desses três parâmetros. Entretanto, ela não possui um controle maior da viscosidade por não possuir um sistema de arrefecimento ou aquecimento do óleo e do mancal.

3.9.2.1 Preparação do ensaio

A preparação do ensaio de Stribeck segue basicamente o roteiro traçado no item 2.2.4, com a ressalva de ajustar a rotação inicial do eixo em 3000 rpm.

3.9.2.2 Execução do ensaio

O ensaio de Stribeck consiste em obter os valores de carga para uma determinada rotação, para poder relacionar o atrito com o parâmetro adimensional $\eta N/P$.

Este ensaio segue basicamente o mesmo roteiro do ensaio de atrito descrito no item 4.1.2, porém obtêm-se os valores de carga por um período menor de tempo para possibilitar uma maior variação de rotações, sem que o ensaio se prolongue por muito tempo.

Com a rotação ajustada previamente em 3000 rpm, inicia-se o ensaio do mesmo modo que o ensaio de atrito, porém deve-se manter essa rotação por um período de tempo suficiente para a carga e a temperatura se estabilizem, para depois variar a rotação em sentido decrescente de magnitude.

Tomando por base ensaios teste, os valores de rotação e de tempo que cada uma deve permanecer em ensaio constam na Tabela 11. Os primeiros 30 minutos em 3000 rpm foram assim definidos, pois um tempo maior se faz necessário para o sistema tribológico estabilizar após o início do ensaio. Para as rotações de 2750 a 750 rpm, atribuíram-se o tempo de 10 minutos, pois em menos de 2 minutos os valores de carga e temperatura já estabilizam. E de 500 a 250 rpm, devido ao aumento no atrito e nas vibrações da máquina, os valores de temperatura tendem a demorar mais para atingirem um patamar, assim estipulando um tempo de 15 minutos para a coleta de dados.

Tabela 11 - Valores de rotação e período de tempo de ensaio.

Rotação (rpm)	Tempo (min.)	Rotação (rpm)	Tempo (min.)
3000	30	1000	10
2750	10	750	10
2500	10	500	15
2250	10	450	15
2000	10	400	15
1750	10	350	15
1500	10	300	15
1250	10	250	15

3.9.2.3 Análise de dados

Assim como no ensaio de atrito, após a conclusão do ensaio de Stribeck os valores de carga são salvos em um arquivo de extensão “.txt”, enquanto os valores de temperatura são salvos em uma planilha de dados do Microsoft® Excel®.

Os valores de carga são então planilhados lado a lado aos valores de carga, juntamente com uma coluna de tempo de ensaio com seus intervalos de 10 em 10 segundos. Devido ao erro cumulativo existente no *software* da placa de circuito impresso, há uma diferença de espaço amostral entre carga e temperatura, sendo necessária a exclusão de alguns valores de temperatura para equiparar aos valores de carga.

Com esse emparelhamento, duas curvas são traçadas, uma carga *versus* tempo de ensaio e outra temperatura *versus* tempo de ensaio. Com essas curvas podem-se determinar os intervalos de tempo em que cada rotação atuou, para, assim, calcular a média de carga e temperatura para cada rotação.

Com esses valores de carga média e temperatura média para cada rotação, calculam-se os valores de atrito e do parâmetro adimensional $\eta N/P$.

Os cálculos para atrito são semelhantes aos utilizados no item 3.9.1.3.

Para o parâmetro adimensional, primeiramente calcula-se a viscosidade absoluta η com as equações das curvas de tendência das curvas de viscosidades dos Gráficos 1 e 2. Sendo o primeiro para temperaturas até 80°C e o segundo para

temperaturas superiores a 80°C. Entretanto, essas equações fornecem a viscosidade em cP, tornando-se necessária a conversão para Pa.s.

A Equação (24) converte a rotação em velocidade tangencial do eixo N.

$$N = \frac{n\pi d}{60} \quad (24)$$

onde:

N – velocidade do eixo, em [m/s];

n – rotação do eixo, em [rpm];

d – diâmetro do contra corpo, em [m].

E por fim, P é a carga aplicada ao mancal por unidade de comprimento, podendo-se utilizar da razão entre a força normal atuante no mancal pelo comprimento do mesmo.

As tabelas com os valores de atrito e parâmetro adimensional $\eta N/P$, assim como as curvas de Stribeck, para cada concentração estão presentes no Capítulo 4, onde estes resultados serão analisados mais criteriosamente.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos a partir dos ensaios de medição do coeficiente de atrito e de construção da curva de Stribeck. Além disso, inicia-se aqui uma discussão sobre estes resultados e os possíveis efeitos da diluição de biodiesel no lubrificante de um motor de combustão interna.

Os ensaios de Stribeck foram realizados com a intenção de obter uma curva similar à curva teórica de Stribeck, porém a principal vantagem de se ter realizado estes ensaios foi a comprovação de que a rotação utilizada como parâmetro fixo nos ensaios de atrito garantia a estes ensaios a condição de regime hidrodinâmico de lubrificação.

São apresentadas, também, as dificuldades e os problemas relacionados à realização dos ensaios, além das hipóteses levantadas a fim de buscar explicações sobre os resultados obtidos.

4.1 RELAÇÃO ATRITO x DILUIÇÃO

Após a realização dos ensaios de atrito, o primeiro passo foi plotar as curvas de coeficiente de atrito cinético *versus* tempo de ensaio para o par tribológico analisado. Neste mesmo gráfico, em uma ordenada secundária, é mostrada a curva de temperatura *versus* tempo de ensaio. O Gráfico 5, apresentado na sequência, mostra as curvas em questão. Para cada par tribológico mostrado na Tabela 7 foi gerada uma curva semelhante àquela mostrada no Gráfico 5.

Percebe-se nitidamente a íntima relação existente entre o coeficiente de atrito e a temperatura, o que sugere, inicialmente, que as leis matemáticas para o cálculo do atrito, apresentadas na seção 2.3.3, são respeitadas.

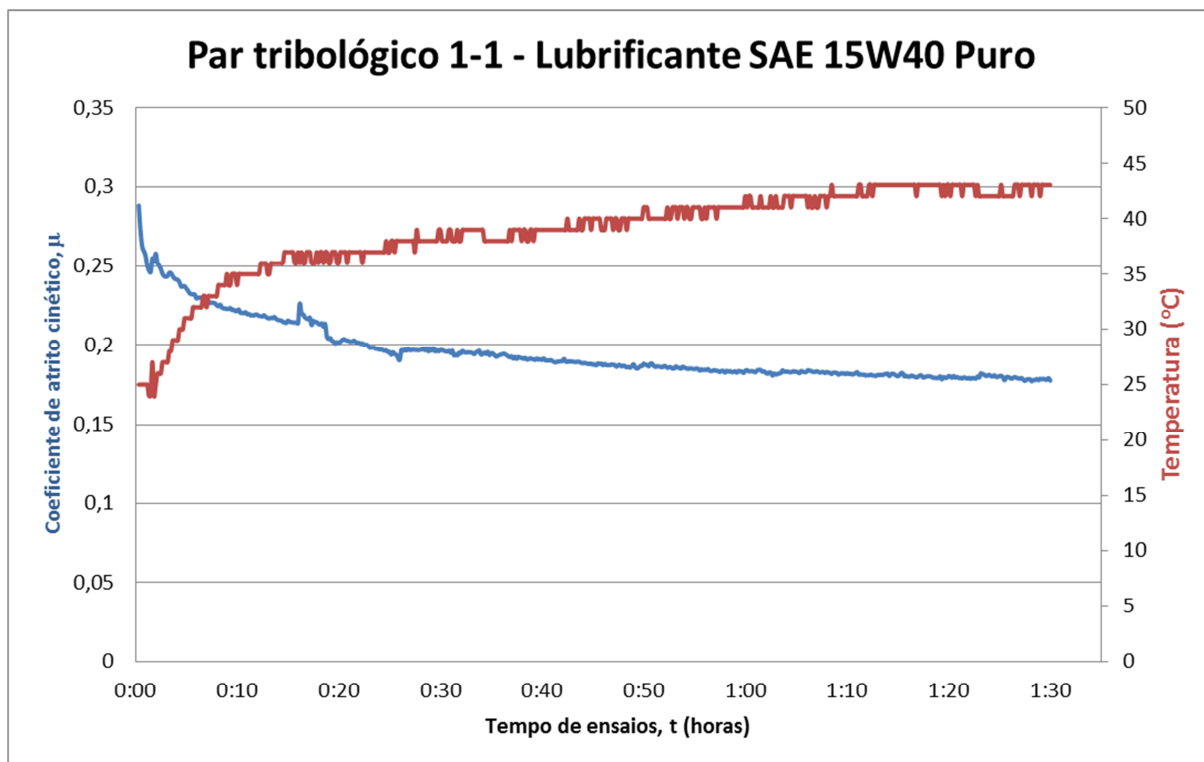


Gráfico 5 - Curvas μ x t e T x t para o ensaio de atrito realizado com o par tribológico 1-1 para o óleo Lubrax Top Turbo 15W40 puro.

A partir dos gráficos obtidos para cada par tribológico, desenvolveram-se novas curvas, que contém informações relativas aos cinco ensaios para cada nível de diluição obtido. As curvas geradas estão representadas a seguir através dos Gráficos 6, 7, 8 e 9, que correspondem, respectivamente, aos resultados obtidos para os ensaios de atrito realizados com o lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro, e para 2,5%, 5% e 10% de biodiesel em diluição na mistura.

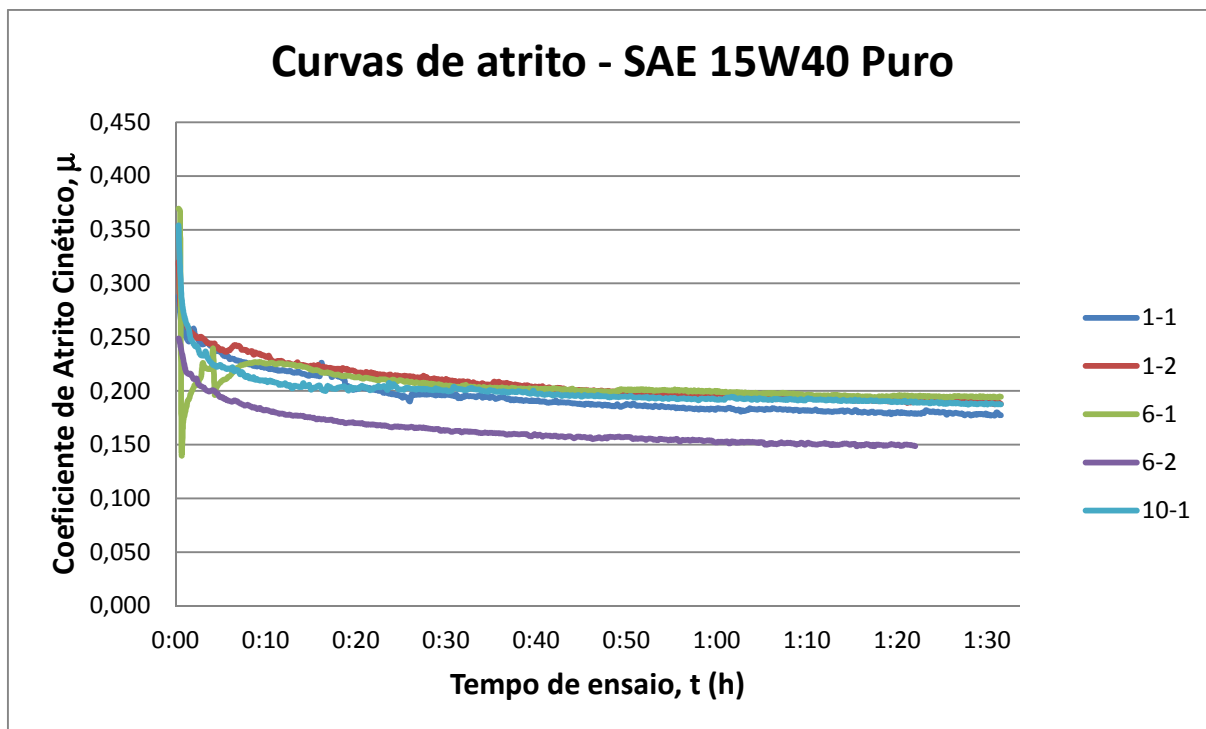


Gráfico 6 - Coeficiente de atrito cinético *versus* tempo de ensaio para o lubrificante SAE 15W40 puro.

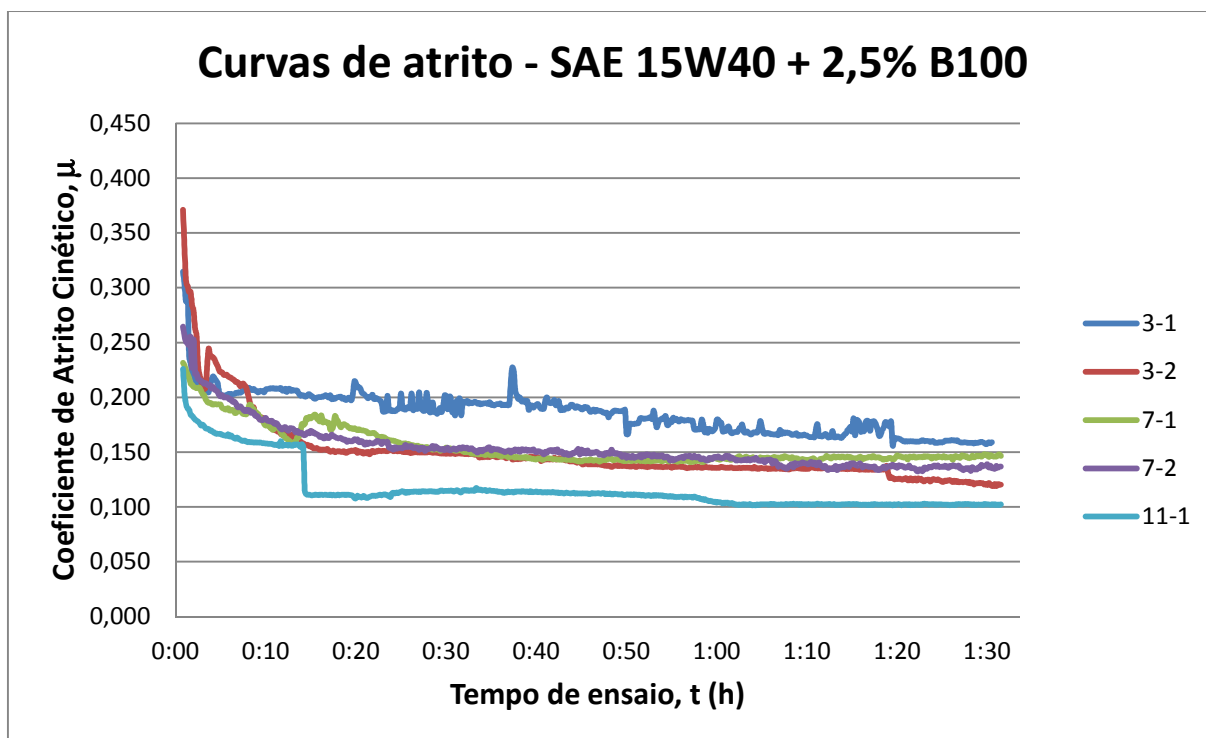


Gráfico 7 - Coeficiente de atrito cinético *versus* tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 2,5% de biodiesel B100.

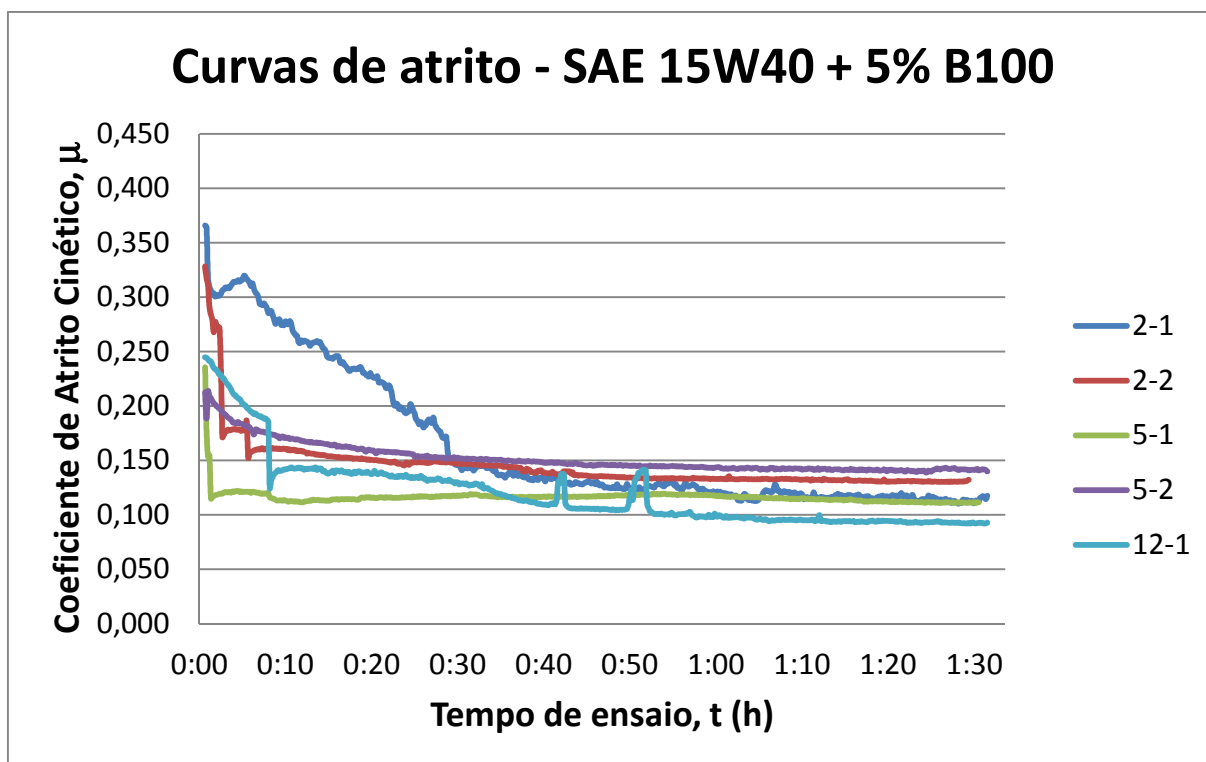


Gráfico 8 - Coeficiente de atrito cinético versus tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 5% de biodiesel B100.

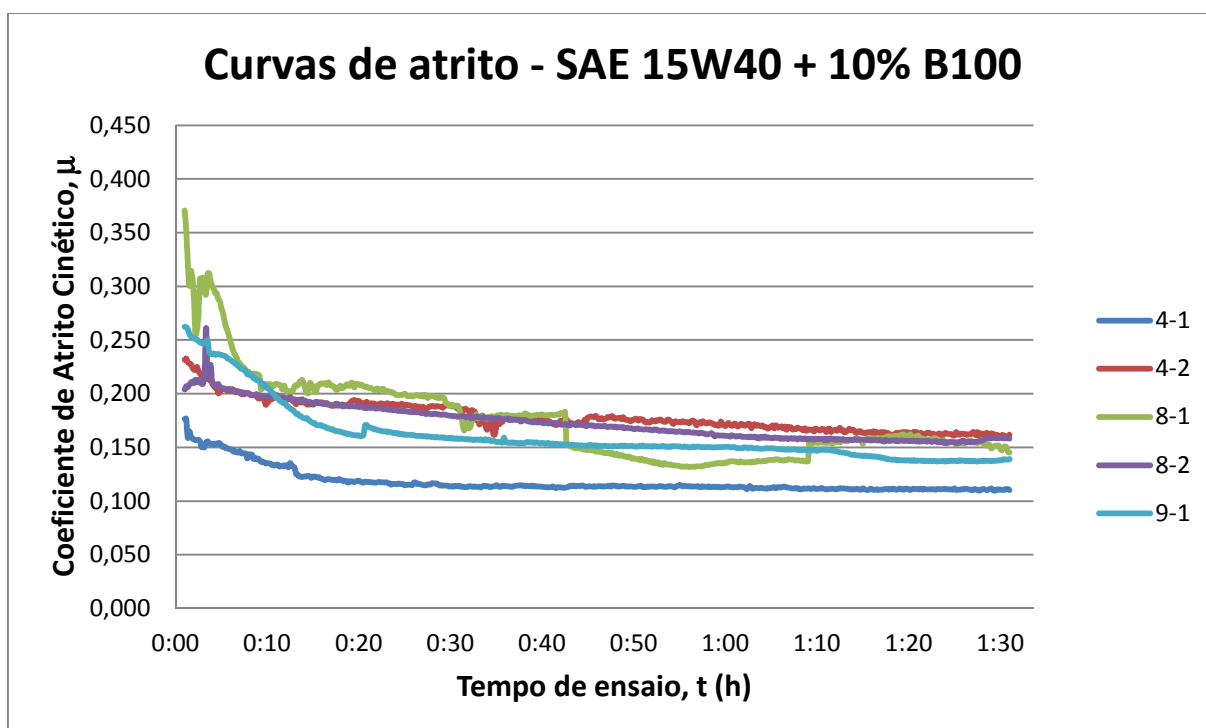


Gráfico 9 - Coeficiente de atrito cinético versus tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e 10% de biodiesel B100.

Como explanado na seção 3.9.1.3, a média para os valores do coeficiente de atrito e de temperatura foi obtida considerando-se apenas os valores relativos aos 15 minutos finais de cada ensaio. Os valores obtidos foram apresentados na Tabela 12. Ela mostra, também, as médias finais por concentração e os desvios padrão associados a esses valores.

Tabela 12 - Valores médios de coeficientes de atrito e temperaturas obtidos para os ensaios de atrito realizados na MAC.

Lubrificante	Par tribológico	Coeficiente de Atrito Médio por ensaio	Média Final dos coeficientes de atrito	Temperatura Média (°C)	Média das temperaturas (°C)
SAE 15W40 Puro	1-1	0,179	0,18 ± 0,02	41	49,8 ± 8,3
	1-2	0,190		43	
	6-1	0,195		48	
	6-2	0,150		59	
	10-1	0,189		58	
SAE 15W40 + 2,5% biodiesel B100	3-1	0,163	0,14 ± 0,02	58	54,8 ± 7,5
	3-2	0,125		61	
	7-1	0,146		58	
	7-2	0,136		55	
	11-1	0,102		42	
SAE 15W40 + 5% biodiesel B100	2-1	0,115	0,12 ± 0,02	56	47,6 ± 6,2
	2-2	0,131		42	
	5-1	0,112		46	
	5-2	0,141		52	
	12-1	0,093		42	
SAE 15W40 + 10,0% biodiesel B100	4-1	0,111	0,15 ± 0,02	38	48,4 ± 22,7
	4-2	0,162		40	
	8-1	0,156		89	
	8-2	0,156		38	
	9-1	0,138		37	

A título de comparação, os valores obtidos para o coeficiente de atrito cinético estão dentro da faixa de valores apresentados pela literatura, mostrados na Tabela 1.

Como pode ser visto no Gráfico 3, foram observadas duas formas de se alterar a viscosidade do óleo lubrificante: pela variação da temperatura e pela variação da concentração de biodiesel. Considerando-se os valores obtidos para a

temperatura dos ensaios, pode-se dizer que a influência deste parâmetro foi mínima, já que os valores médios para cada concentração são estatisticamente semelhantes. Além disso, o comportamento da viscosidade em relação à temperatura é similar para os diferentes teores de diluição. Portanto, pode-se dizer que apenas o fator concentração de biodiesel foi efetivamente importante para a variação da viscosidade do fluido utilizado.

Os valores apresentados na Tabela 12 foram plotados no Gráfico 10, que relaciona o coeficiente de atrito cinético com o teor de diluição do biodiesel no lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40, mostrando também o desvio padrão calculado para cada caso. É interessante notar que os desvios padrão obtidos para todas as concentrações têm a mesma ordem de grandeza, o que indica uma boa repetibilidade do ensaio de atrito.

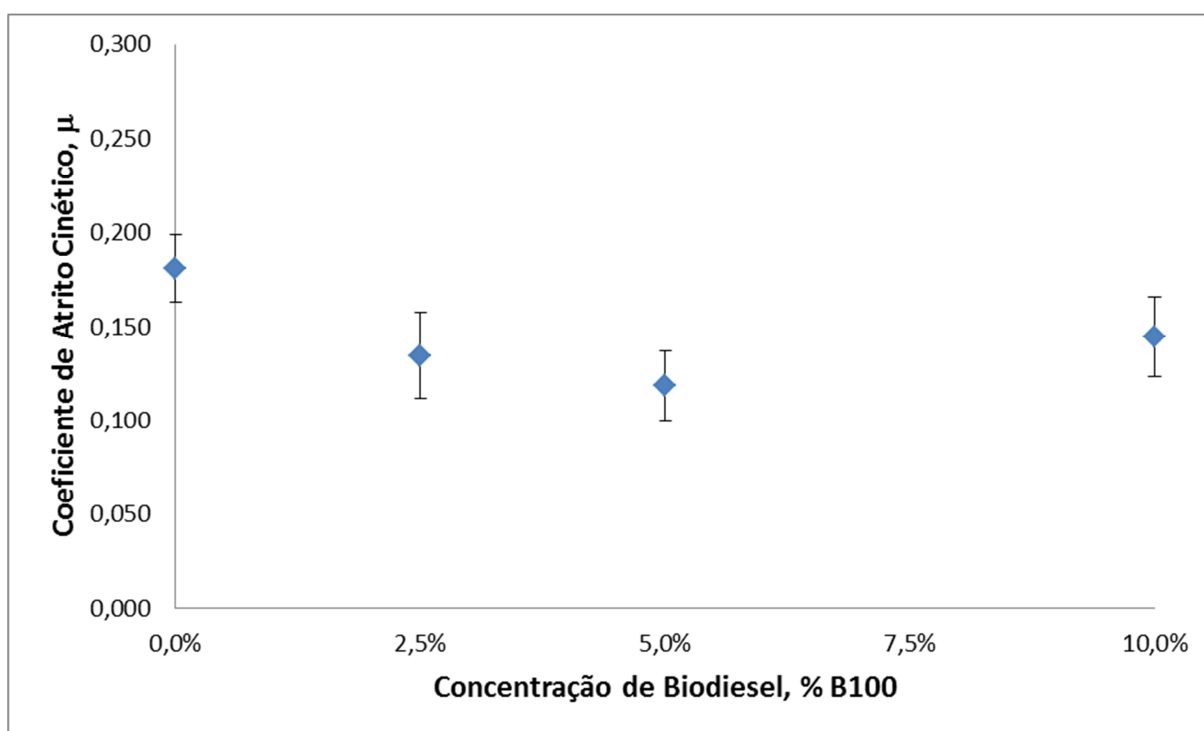


Gráfico 10 - Curva para o coeficiente de atrito cinético versus concentração de biodiesel B100 em mistura com o Lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40.

À primeira vista, o aumento do teor de diluição diminui o coeficiente de atrito no mancal. Isto se deve principalmente à redução da viscosidade do fluido, que diminui o torque rotacional viscoso no contato e, conseqüentemente, a força de atrito no par tribológico.

Porém, como observado na curva acima, a concentração de 5% aparenta ser um ponto de mínimo do coeficiente de atrito, já que o valor deste parâmetro sofreu um aumento quando os ensaios foram realizados com uma concentração de 10% de biodiesel B100.

Decidiu-se, portanto, ainda durante a etapa de realização dos ensaios, executar dois ensaios complementares, com as concentrações de 15% e 20%. Assim, poderia-se verificar se a variação percebida representava uma tendência real de aumento do coeficiente de atrito com a elevação do teor de diluição.

Os resultados obtidos após a realização destes dois ensaios são exibidos pelo Gráfico 11, mostrado a seguir.

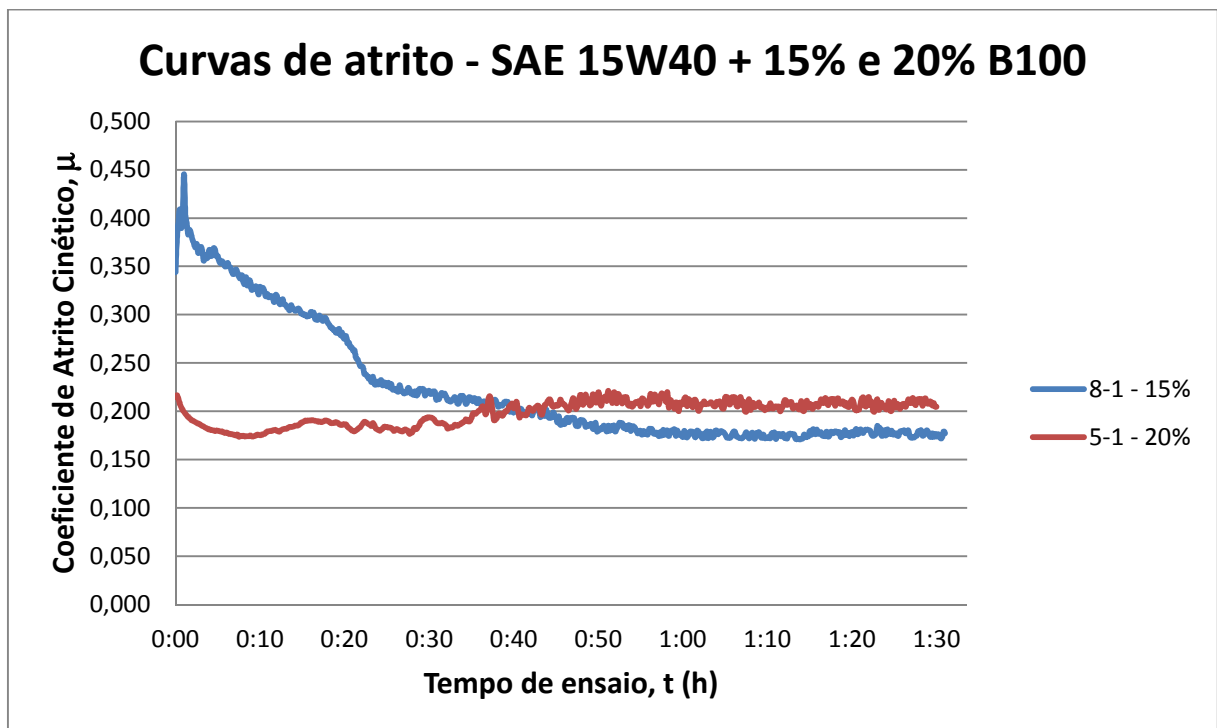


Gráfico 11 - Coeficiente de atrito cinético *versus* tempo de ensaio para a mistura entre o lubrificante SAE 15W40 e concentrações de 10% e 20% de biodiesel B100.

Através da curva em questão, pode-se então, similarmente ao que foi feito para o Gráfico 10, plotar a média e o desvio padrão calculados para os valores relativos aos 15 minutos finais destes ensaios complementares. Obteve-se, com isso, o resultado apresentado no Gráfico 12. Este gráfico esboça o comportamento do atrito cinético em relação ao teor de diluição do biodiesel B100 em óleo lubrificante.

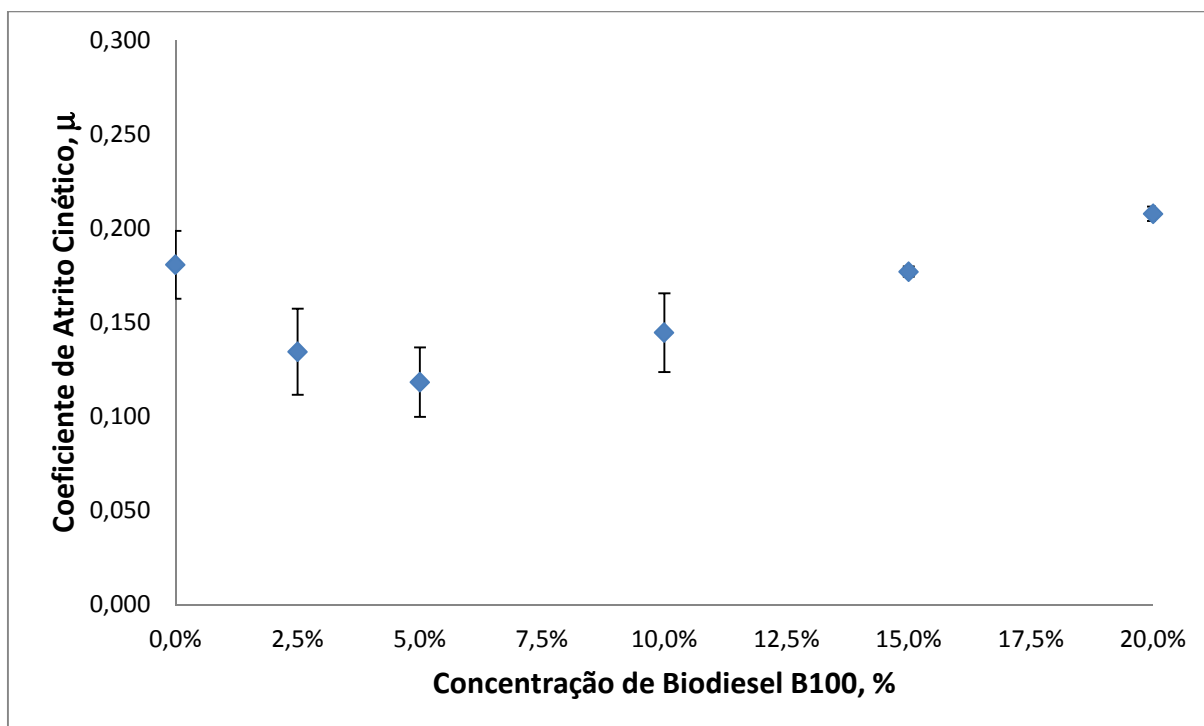


Gráfico 12 - Curva para o coeficiente de atrito cinético versus concentração de biodiesel B100 em mistura com o Lubrificante Lubrax Top Turbo SAE 15W40, obtida através de ensaios experimentais na MAC, incluindo os resultados obtidos para os ensaios complementares, com 15% e 20% de B100.

Percebe-se que o resultado obtido para os ensaios utilizando uma mistura entre lubrificante e 10% de biodiesel B100 estava coerente, já que a partir de uma concentração de 5% de biodiesel B100 há sim uma tendência de aumento da força de atrito no par tribológico em estudo. Não houve, portanto, como se desconfiava, resultados não consistentes nos ensaios, já que para as concentrações de 15% e 20% de biodiesel a tendência de aumento da força de atrito se confirmou.

Algumas análises interessantes podem ser realizadas a partir das informações obtidas após a apresentação dos resultados para os ensaios de atrito.

Primeiramente, o principal questionamento seria se a queda do coeficiente de atrito apresentada pelos dois primeiros níveis de concentração estudados não seria benéfica aos componentes do mancal. Pode-se afirmar, segundo a Apostila de Lubrificação Automotiva Ipiranga (2013), que “[...] a diminuição da viscosidade de um óleo indica que houve diluição, causada pela passagem de combustível não queimado para o cárter. De maneira geral, se um lubrificante usado tiver sua viscosidade aumentada em relação ao seu valor original quando em 15%, ou

diminuir sua viscosidade em 20% ou para um grau de viscosidade SAE imediatamente inferior, deverá ser trocado de imediato. O aumento ou diminuição da viscosidade podem ser prejudicial ao motor ou outras partes, pois interferem diretamente no fluxo e na capacidade de manter a película lubrificante nas partes móveis.” Tomando-se como exemplo, então, uma temperatura de 30 °C, nota-se, através do Gráfico 3, que os valores de viscosidade referentes a esta temperatura para o lubrificante puro e para a mistura deste mesmo lubrificante com 5% de biodiesel são, respectivamente, 150 cP e 116 cP, aproximadamente. Esta variação corresponde a uma diminuição de 22%, o que já justificaria, então, a substituição do óleo lubrificante do motor, apesar do módulo do coeficiente de atrito cinético ter diminuído com esse nível de contaminação.

Pode-se realizar, ainda observando-se o Gráfico 12, uma análise para explicar o aumento do coeficiente de atrito quando a concentração de biodiesel excede a faixa dos 5%. Quando este valor é ultrapassado, a viscosidade do fluido lubrificante diminui consideravelmente, o que provoca, ao que tudo indica, uma diminuição da espessura mínima de filme (h_{\min}). Com isso, as superfícies, que antes encontravam-se totalmente separadas pela película de óleo, agora já apresentavam contato entre suas asperezas, fato que provocou um aumento do atrito no par tribológico analisado.

4.2 CURVAS DE STRIBECK

Para cada variação de concentração de biodiesel no óleo lubrificante, foi realizado um ensaio de Stribeck como descrito no item 3.9.2. Com os dados coletados ao final dos ensaios, é possível traçar as curvas de carga *versus* tempo de ensaio e temperatura *versus* tempo de ensaio. O Gráfico 13 contém as duas curvas para o lubrificante contaminado com 10% de B100.

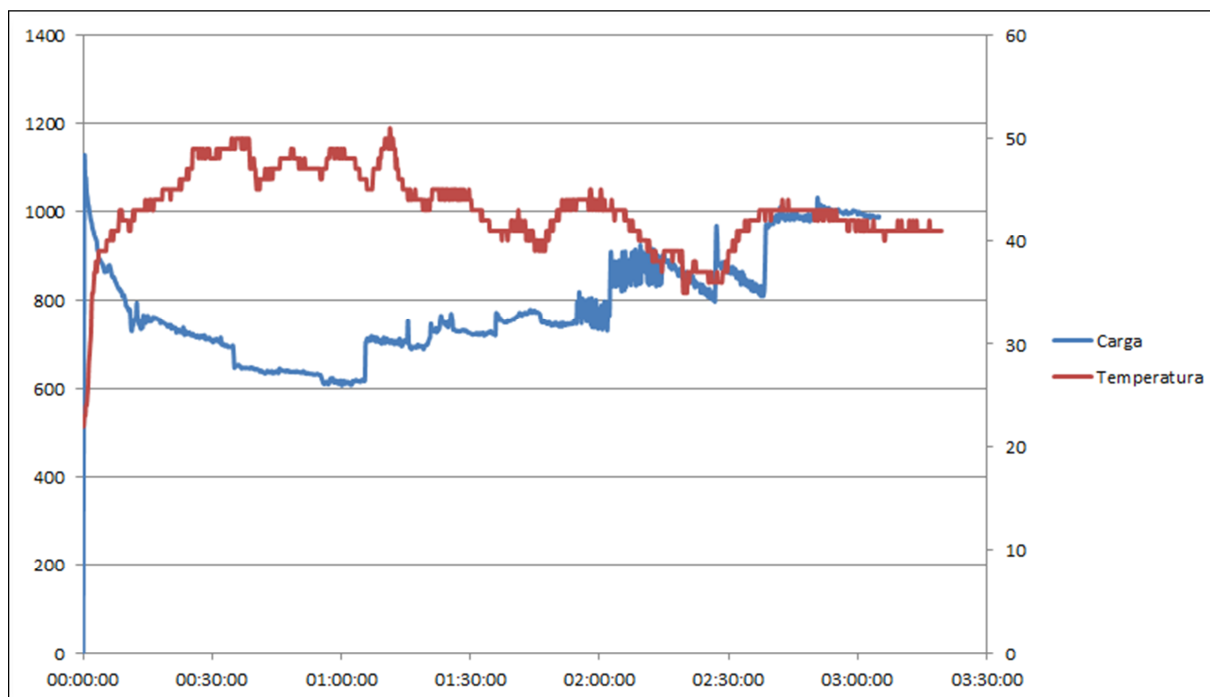


Gráfico 13 - Curvas Carga versus Tempo e Temperatura versus Tempo para SAE 15W40 + 10 % B100.

Pode-se perceber que existem patamares de carga e temperatura nas curvas. São a partir destes patamares que são obtidos os valores de carga média e temperatura média para cada rotação.

Com estes valores médios, planilhou-se as Tabelas 13, 14, 15 e 16. Estas tabelas contêm os valores do coeficiente de atrito cinético, obtidos a partir dos cálculos de Do Vale (no prelo), e do parâmetro adimensional $\eta N/P$ para cada rotação ensaiada.

Tabela 13 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 Puro.

Rotação (rpm)	Carga Média (g)	Coefficiente de Atrito	Temperatura Média (°C)	η (Pa.s)	N (m/s)	P (N/m)	η N/P
3000	535,38	0,161	68,32	0,0298	3,15	5425,6	17,3
2750	469,89	0,141	70,05	0,0280	2,89	5457,7	14,8
2500	460,11	0,138	69,79	0,0282	2,63	5462,5	13,6
2250	498,28	0,150	86,79	0,0201	2,37	5443,8	8,7
2000	561,05	0,170	86,85	0,0201	2,10	5413,0	7,8
1750	472,57	0,142	68,50	0,0296	1,84	5456,4	10,0
1500	494,18	0,149	65,25	0,0332	1,58	5445,8	9,6
1250	457,00	0,137	56,72	0,0450	1,31	5464,1	10,8
1000	449,42	0,135	49,76	0,0590	1,05	5467,8	11,3
750	435,69	0,130	45,00	0,0723	0,79	5474,5	10,4
500	436,10	0,130	41,00	0,0867	0,53	5474,3	8,3
450	438,20	0,131	38,92	0,0957	0,47	5473,3	8,3
400	458,18	0,137	37,71	0,1014	0,42	5463,5	7,8
350	454,67	0,136	35,90	0,1109	0,37	5465,2	7,5
300	460,56	0,138	34,69	0,1178	0,32	5462,3	6,8
250	472,93	0,142	33,23	0,1269	0,26	5456,2	6,1

Tabela 14 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 2,5% B100.

Rotação (rpm)	Carga Média (g)	Coefficiente de Atrito	Temperatura Média (°C)	η (Pa.s)	N (m/s)	P (N/m)	η N/P
3000	652,97	0,200	105,05	0,0143	3,15	5367,9	8,39
2750	641,39	0,196	114,98	0,0130	2,88	5373,6	6,98
2500	632,45	0,193	116,10	0,0129	2,62	5378,0	6,27
2250	620,83	0,189	112,11	0,0134	2,36	5383,7	5,86
2000	652,39	0,199	118,53	0,0126	2,10	5368,2	4,90
1750	749,66	0,231	116,97	0,0127	1,84	5320,5	4,40
1500	615,32	0,187	102,95	0,0146	1,57	5386,4	4,27
1250	733,24	0,226	96,28	0,0156	1,31	5328,6	3,84
1000	763,79	0,236	85,20	0,0174	1,05	5313,6	3,43
750	821,38	0,255	71,06	0,0270	0,79	5285,3	4,01
500	842,94	0,262	69,86	0,0282	0,52	5274,8	2,80
450	1116,36	0,356	68,43	0,0297	0,47	5140,6	2,72
400	831,48	0,258	62,89	0,0361	0,42	5280,4	2,87
350	686,48	0,210	56,73	0,0450	0,37	5351,5	3,09
300	697,47	0,214	51,25	0,0555	0,31	5346,1	3,27
250	700,82	0,215	45,62	0,0703	0,26	5344,5	3,45

Tabela 15 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 5% B100.

Rotação (rpm)	Carga Média (g)	Coefficiente de Atrito	Temperatura Média (°C)	η (Pa.s)	N (m/s)	P (N/m)	η N/P
3000	665,97	0,204	56,83	0,0366	3,14	5361,6	21,47
2750	635,06	0,194	59,25	0,0336	2,88	5376,7	18,02
2500	743,28	0,229	83,47	0,0165	2,62	5323,6	8,14
2250	958,54	0,302	96,88	0,0121	2,36	5218,1	5,49
2000	885,34	0,277	97,02	0,0121	2,10	5254,0	4,83
1750	881,92	0,276	93,84	0,0130	1,83	5255,6	4,54
1500	896,58	0,280	83,54	0,0165	1,57	5248,4	4,94
1250	830,57	0,258	73,26	0,0215	1,31	5280,8	5,33
1000	809,24	0,251	64,58	0,0281	1,05	5291,3	5,57
750	849,94	0,265	59,39	0,0335	0,79	5271,3	4,99
500	838,97	0,261	55,25	0,0388	0,52	5276,7	3,85
450	919,10	0,288	53,71	0,0411	0,47	5237,4	3,70
400	844,00	0,263	49,23	0,0490	0,42	5274,2	3,89
350	817,76	0,254	44,71	0,0590	0,37	5287,1	4,09
300	816,90	0,254	41,49	0,0678	0,31	5287,5	4,03

Tabela 16 - Valores para curva de Stribeck - SAE 15W40 + 10% B100.

Rotação (rpm)	Carga Média (g)	Coefficiente de Atrito	Temperatura Média (°C)	η (Pa.s)	N (m/s)	P (N/m)	η N/P
3000	725,52	0,223	46,75	0,0442	3,15	5332,4	26,13
2750	643,29	0,196	47,59	0,0428	2,89	5372,7	23,01
2500	636,61	0,194	47,52	0,0429	2,63	5376,0	20,96
2250	615,84	0,187	47,73	0,0426	2,36	5386,2	18,68
2000	707,45	0,217	47,27	0,0433	2,10	5341,2	17,04
1750	721,15	0,221	44,29	0,0488	1,84	5334,5	16,80
1500	726,35	0,223	43,10	0,0512	1,58	5331,9	15,11
1250	764,41	0,236	40,82	0,0562	1,31	5313,3	13,88
1000	747,35	0,230	42,18	0,0531	1,05	5321,6	10,48
750	772,47	0,238	43,76	0,0498	0,79	5309,3	7,39
500	871,46	0,271	40,71	0,0565	0,53	5260,8	5,64
450	846,81	0,263	37,44	0,0649	0,47	5272,9	5,82
400	854,09	0,266	40,00	0,0582	0,42	5269,3	4,64
350	983,88	0,310	42,99	0,0514	0,37	5205,6	3,63
300	997,69	0,314	41,79	0,0540	0,32	5198,9	3,27

A partir destes valores, também pode-se calcular as espessuras mínimas de filme teórica ($h_{\min,t}$) e efetiva ($h_{\min,e}$).

A espessura mínima de filme teórica ($h_{\min,t}$) é espessura de filme esperada para as dimensões e parâmetros de projeto do mancal, para que este entre em

regime hidrodinâmico. Esta pode ser calculada a partir do número de Ocvirck, utilizando-se as Equações (14), (15), (16) e (17).

Já a espessura mínima de filme efetiva ($h_{\min,e}$) é a espessura de filme obtida durante a execução dos ensaios. Esta pode ser calculada a partir dos valores médios de coeficiente de atrito e das Equações (13) e (17). Com as espessuras mínimas de filme $h_{\min,t}$ e $h_{\min,e}$ pode-se calcular os parâmetros de filme teórico (λ_t) e efetivo (λ_e) com o auxílio da Equação (18).

As Tabelas 17, 18, 19 e 20, mostram os valores de $h_{\min,t}$, $h_{\min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações para cada uma das diluições de biodiesel em óleo lubrificante.

Tabela 17 – $h_{\min,t}$, $h_{\min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 Puro

Rotação (rpm)	$h_{\min,t}$ (μm)	λ_t	$h_{\min,e}$ (μm)	λ_e
3000	22,58	13,68	21,41	12,97
2750	21,44	12,99	19,69	11,93
2500	20,81	12,61	19,40	11,75
2250	17,59	10,66	20,37	12,34
2000	16,78	10,16	22,05	13,36
1750	18,55	11,24	19,69	11,93
1500	18,28	11,08	20,28	12,29
1250	19,14	11,60	19,30	11,69
1000	19,48	11,80	19,10	11,57
750	18,86	11,43	18,70	11,33
500	17,24	10,45	18,80	11,39
450	17,19	10,42	18,80	11,39
400	16,77	10,16	19,40	11,75
350	16,46	9,97	19,30	11,69
300	15,79	9,57	19,40	11,75
250	15,03	9,10	19,79	11,99

Tabela 18 – $h_{\min,t}$, $h_{\min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 2,5%

Rotação (rpm)	$h_{\min,t}$ (μm)	λ_t	$h_{\min,e}$ (μm)	λ_e
3000	17,61	5,89	25,87	8,65
2750	16,08	5,38	25,59	8,56
2500	15,21	5,08	25,32	8,46
2250	14,67	4,90	25,05	8,37
2000	13,24	4,43	25,87	8,65
1750	12,37	4,13	28,21	9,43
1500	12,15	4,06	24,86	8,31
1250	11,31	3,78	27,87	9,32
1000	10,46	3,50	28,54	9,54
750	11,65	3,90	29,91	10,00
500	8,93	2,99	30,37	10,15
450	8,71	2,91	35,92	12,01
400	9,11	3,05	30,14	10,08
350	9,66	3,23	26,67	8,91
300	10,09	3,37	26,93	9,00
250	10,50	3,51	27,02	9,03

Tabela 19 – $h_{\min,t}$, $h_{\min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 5%

Rotação (rpm)	$h_{\min,t}$ (μm)	λ_t	$h_{\min,e}$ (μm)	λ_e
3000	24,69	6,79	25,22	6,94
2750	23,32	6,42	24,45	6,72
2500	17,20	4,73	27,01	7,43
2250	14,24	3,92	31,43	8,65
2000	13,30	3,66	30,03	8,26
1750	12,86	3,54	29,96	8,24
1500	13,47	3,71	30,24	8,32
1250	14,03	3,86	28,90	7,95
1000	14,36	3,95	28,46	7,83
750	13,54	3,73	29,26	8,05
500	11,67	3,21	29,05	7,99
450	11,38	3,13	30,71	8,45
400	11,74	3,23	29,19	8,03
350	12,11	3,33	28,61	7,87
300	12,00	3,30	28,61	7,87

Tabela 20 – $h_{\min,t}$, $h_{\min,e}$, λ_t e λ_e em função das rotações – SAE 15W40 + 10%

Rotação (rpm)	$h_{\min,t}$ (μm)	λ_t	$h_{\min,e}$ (μm)	λ_e
3000	29,46	14,88	30,44	15,37
2750	28,08	14,18	28,16	14,22
2500	27,07	13,67	27,86	14,07
2250	25,82	13,04	27,23	13,75
2000	24,82	12,53	29,95	15,12
1750	24,66	12,45	30,34	15,32
1500	23,53	11,88	30,44	15,37
1250	22,62	11,42	31,48	15,90
1000	19,65	9,92	31,01	15,66
750	16,05	8,10	31,76	16,04
500	13,35	6,74	34,29	17,32
450	13,67	6,90	33,67	17,00
400	11,49	5,80	33,85	17,09
350	9,24	4,66	37,08	18,72
300	8,33	4,21	37,41	18,89
250	7,11	3,59	39,60	19,99

Ao analisar as Tabelas 17, 18 e 19 percebe-se que o parâmetro de filme efetivo é maior do que o teórico para todos os pontos, com exceção de cinco rotações para o ensaio realizado com o óleo puro. Além disso, todos os valores de parâmetro de filme efetivo encontram-se acima da situação crítica de Hutchings (1992) para determinação de regime de lubrificação hidrodinâmica, em que $\lambda \geq 3$.

Contudo, analisando a Tabela 20, que apresenta os valores para um nível de diluição de 10%, é possível verificar que a espessura mínima de filme é maior do que aquela calculada para um teor de diluição de 5%, valores mostrados na Tabela 19. Porém, como discutido na seção 4.1, quando foram avaliados os resultados para os ensaios de atrito, o coeficiente de atrito aumenta a partir de 5% de contaminação com biodiesel devido justamente à diminuição da espessura mínima do filme de lubrificante, o que provoca o contato entre os corpos.

A inconsistência entre esses resultados deve-se à aplicação indevida da Equação (13), já que para um teor de 10% de biodiesel o regime de lubrificação atuante no mancal é o regime de lubrificação mista. Esta equação fornece valores coerentes apenas para o regime de lubrificação hidrodinâmica, não podendo ser aplicada para o regime de lubrificação mista. A Figura 41 mostra que dentro do regime de lubrificação mista (*mixed*) existem dois comportamentos distintos para o

atrito: o comportamento hidrodinâmico, mostrado pela curva azul, e o atrito devido ao contato entre asperezas, mostrado pela curva em vermelho.

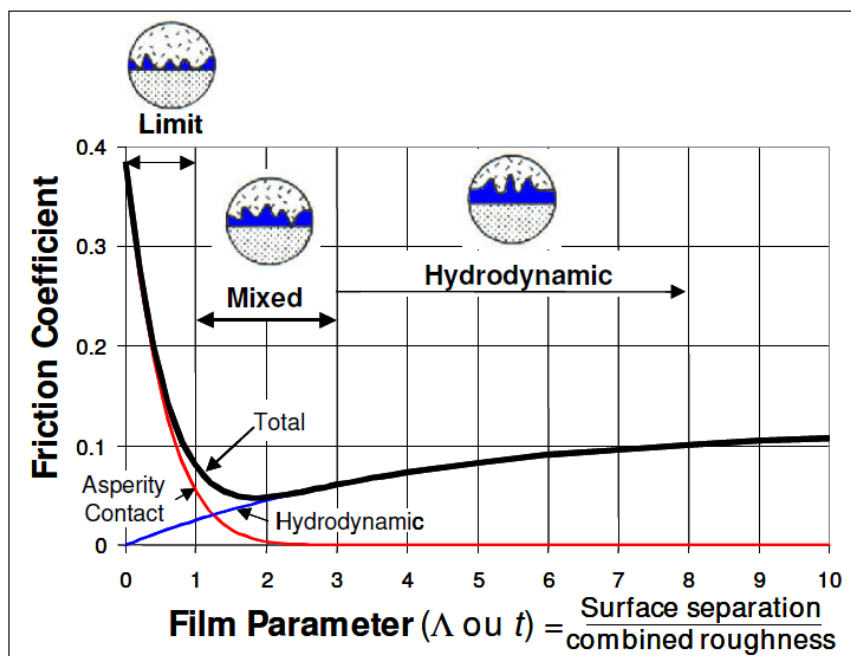


Figura 41 - Curva de Stribeck detalhando faixas de regime de lubrificação.

Fonte: Tomanik e Ferrarese (2006)

Portanto, para determinar corretamente a espessura mínima de filme seria necessária a elaboração de cálculos específicos que contemplassem também a lubrificação com contato entre asperezas, e não apenas para lubrificação hidrodinâmica.

A partir das Tabelas 13 a 19 foram elaborados os Gráficos 14, 15, 16 e 17, que representam as curvas de Stribeck para cada uma das diferentes concentrações de biodiesel em diluição no óleo lubrificante. E ainda nesses gráficos, com excessão do Gráfico 17, foram plotadas as curvas de espessuras mínimas de filme em relação ao parâmetro adimensional $\eta N/P$.

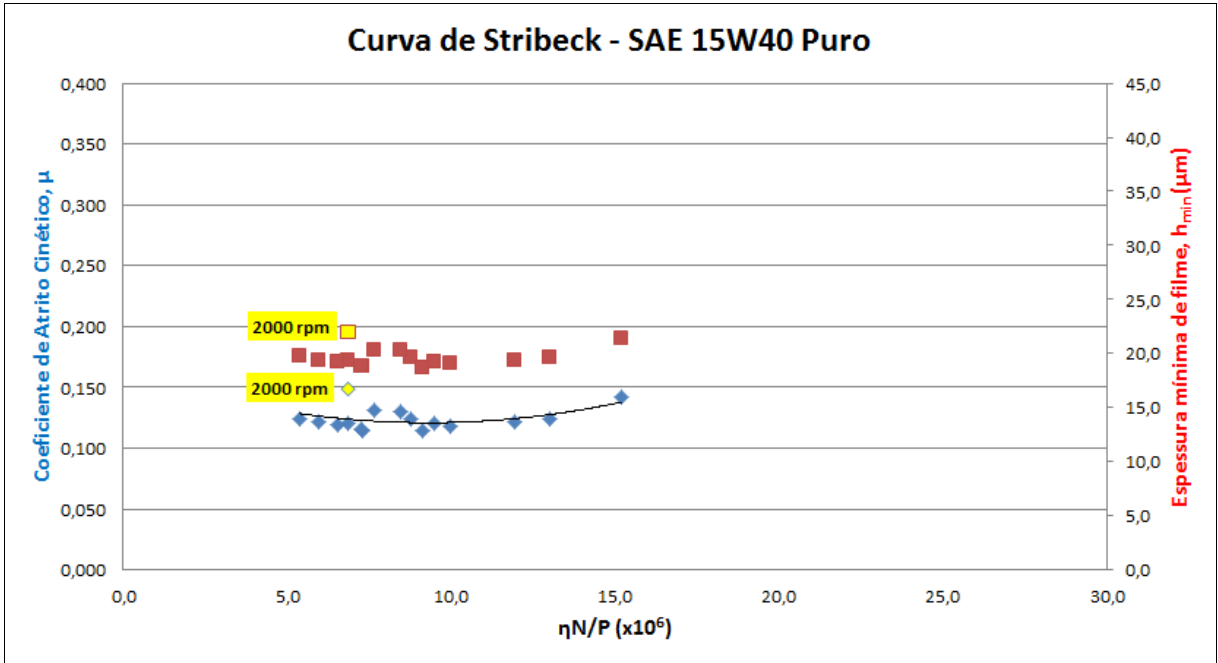


Gráfico 14 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 Puro.

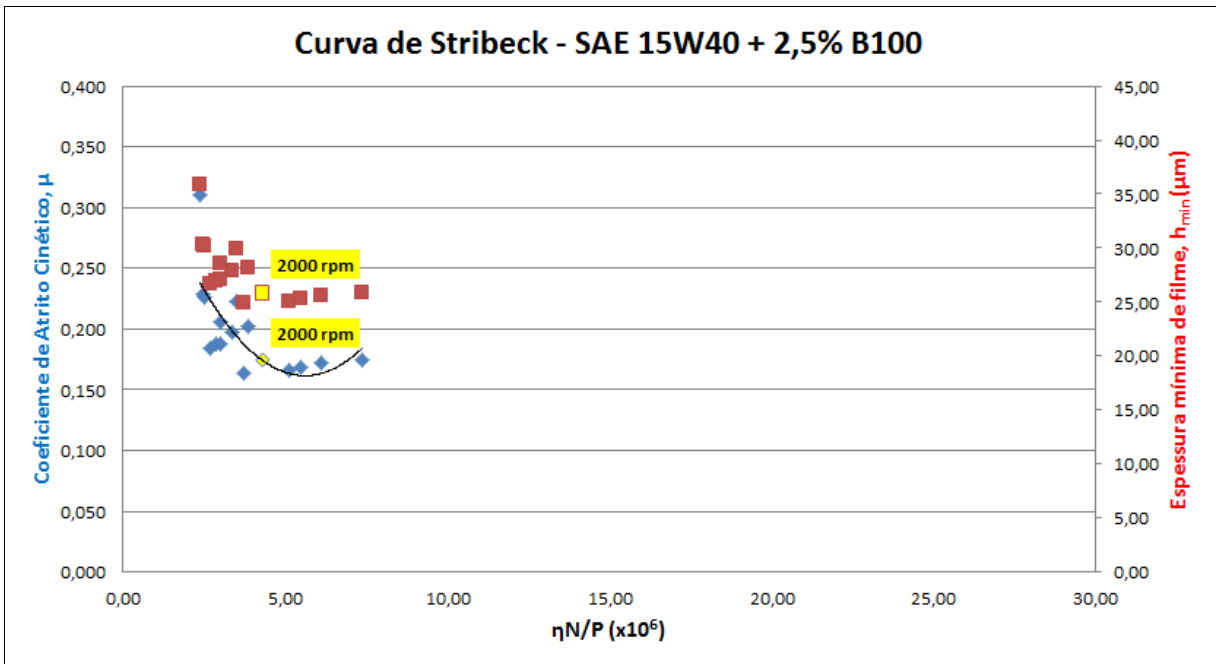


Gráfico 15 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 2,5% B100.

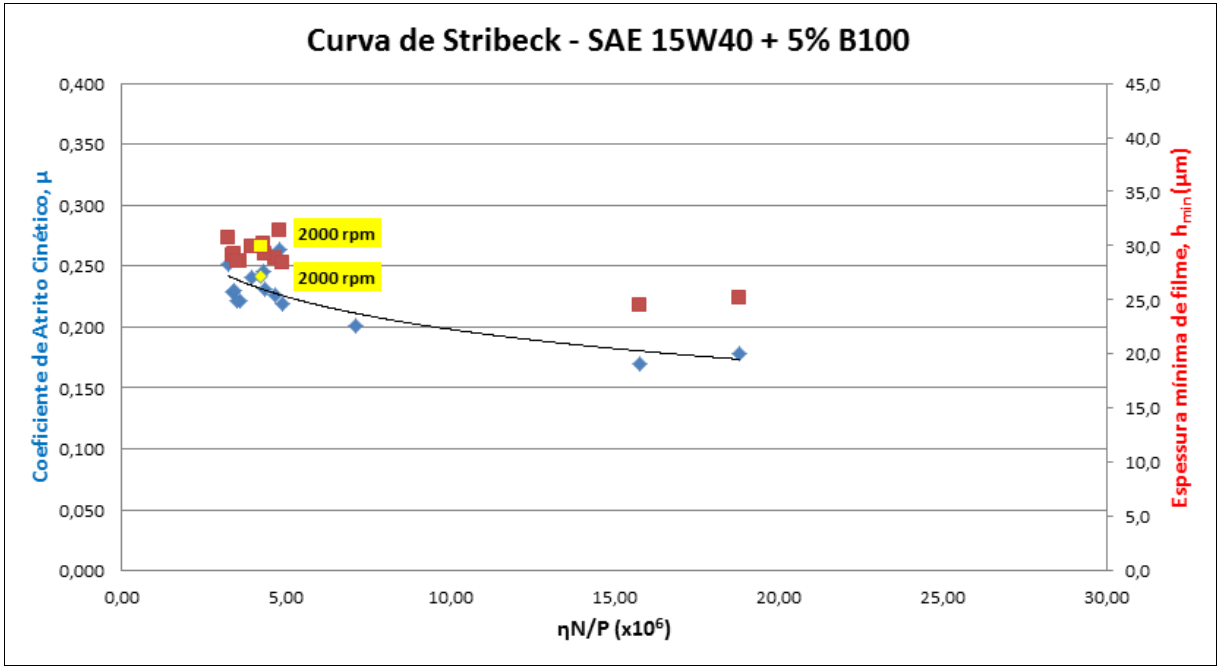


Gráfico 16 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 5% B100.

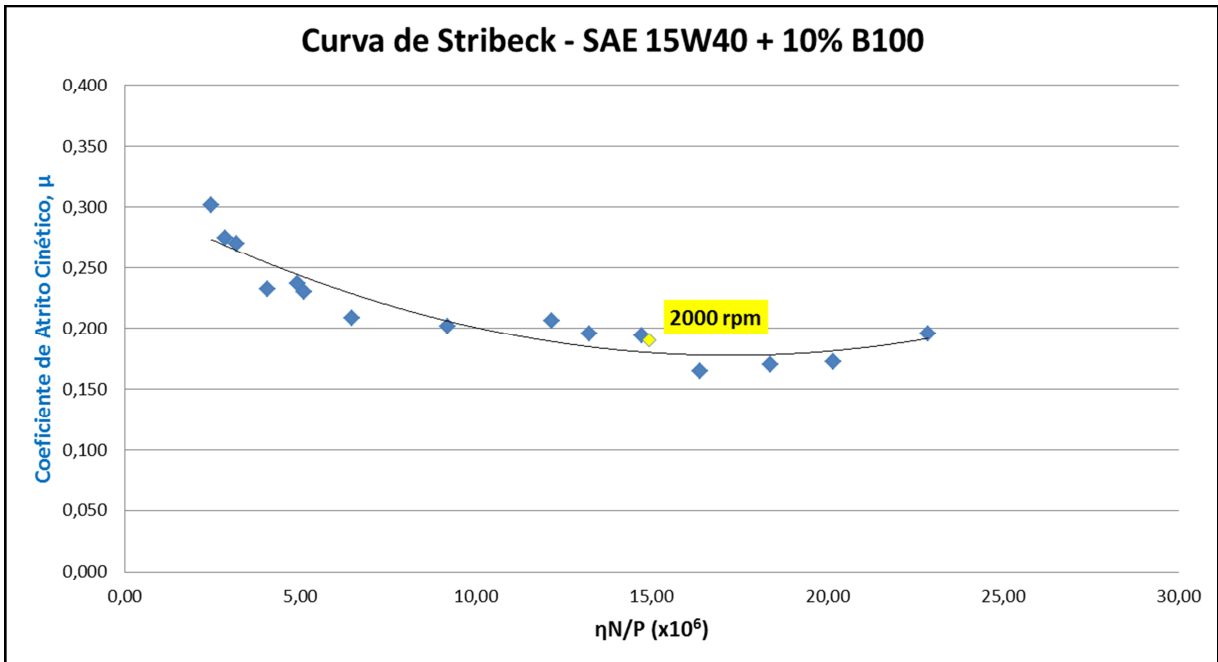


Gráfico 17 - Curva de Stribeck - SAE 15W40 + 10% B100.

As curvas de Stribeck aqui representadas, assim como as curvas de espessura mínima de filme, foram obtidas com o intuito de comprovar que a rotação de 2000 rpm utilizada nos ensaios de atrito garantiam aos ensaios a condição de regime hidrodinâmico de lubrificação.

Tomando por base os valores de espessura mínima de filme efetiva e seus parâmetros de filme para as quatro variações de fluido lubrificante, pode-se dizer que, analiticamente, de acordo com as Equações (13), (17) e (18), a condição crítica para que o mancal opere em regime hidrodinâmico foi atingida. Porém, devido à falta de instrumentação capaz de medir a espessura do filme durante o ensaio, essas suposições tornam-se inconclusivas.

Analisando as curvas de Stribeck obtidas na prática, percebe-se que há inconsistência de resultados das curvas traçadas pelos ensaios com a curva esperada. Embora ainda tenham uma remota semelhança com o proposto pelo engenheiro alemão, pouco se pode dizer sobre o regime de lubrificação para as condições de trabalho às quais os ensaios foram determinados.

Pelo comportamento das curvas, poder-se-ia inferir que durante o período de execução do ensaio, o regime de lubrificação seria ou o de filme fino (lubrificação mista) ou o de filme espesso (regime hidrodinâmico).

Algumas hipóteses foram consideradas para uma possível explicação dessas inconsistências de resultados nos ensaios.

A falta de controle de temperatura do lubrificante e do mancal tornou-se um fator determinante para a não obtenção de uma curva de Stribeck próxima aos modelos teóricos. Isso porque, em alguns casos, houve uma grande variação de valores de temperatura, o que modificou consideravelmente a viscosidade. Ao conseguir controlar a temperatura, a viscosidade manteria-se constante, restando assim apenas a rotação como variável ao parâmetro adimensional $\eta N/P$.

Além do controle de viscosidade, também seria necessária uma maior faixa de rotações para a realização dos ensaios. Analisando as curvas obtidas e admitindo que estas se encontrem numa faixa de regime de lubrificação situada entre filme fino e espesso, para a obtenção da curva completa de Stribeck, seria necessário que o motor utilizado ultrapassasse seus limites inferior e superior de rotação, 250 e 3500 rpm, respectivamente.

Somado a isso, outro problema encontrado durante a realização dos ensaios de Stribeck foi uma vibração considerável da MAC para algumas rotações utilizadas. Embora uma das ações tomadas durante o aperfeiçoamento da MAC e de sua bancada tenha sido a substituição da mesa, optando por uma com maior rigidez e robustez, ainda há problemas relacionados à vibração, como por exemplo, batimento excessivo do eixo.

5 CONCLUSÕES

Pode-se dizer que o objetivo inicial de determinar o comportamento do atrito quando da presença do biodiesel como contaminante foi atingido.

O coeficiente de atrito cinético sofre redução com o início da diluição do biodiesel, devido à diminuição do torque viscoso, resultado da diminuição da viscosidade deste fluido. Quando o teor de diluição ultrapassa 5%, o coeficiente de atrito cinético volta a aumentar, agora devido à significativa redução da espessura do filme, o que provoca o contato entre as asperezas do corpo e do contra corpo de prova.

Em relação ao ensaio de Stribeck, as curvas obtidas pouco se assemelham aos modelos teóricos propostos. Todavia, este ensaio permitiu comprovar que à rotação de 2000 rpm o regime de lubrificação do ensaio era de fato o hidrodinâmico. Como não há instrumentos necessários para a medição física da espessura mínima de filme, apenas a justificativa teórica para a escolha da velocidade em questão pode ser considerada.

O objetivo secundário também foi atingido, já que importantes melhorias foram implementadas na MAC, como a redução das vibrações e das folgas que este equipamento possuía, além do sistema de injeção de lubrificante com vazão constante no mancal.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, Olavo A. L. Pires e. **Lubrificação**. São Paulo: McGraw-Hill, 1977. 138p.

AMERICAN SOCIETY OF TESTING AND MATERIALS. **D1200**: Standard test method for viscosity by Ford viscosity cup. EUA, 1999.

APOSTILA de Lubrificação Automotiva Ipiranga. Disponível em: <http://www.lacarolamentos.com.br/catalogos/_SAIBA_MAIS/lubrificantes/lubri_auto.pdf>. Acesso em: 11 de novembro de 2013.

ASM Handbook Volume 18 – Friction, Lubrification and Wear Technology, Ohio: ASM International, c1985-c2008. v. ISBN : 9780871703804 (v.18) 2006

CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais**: uma introdução. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, c2002. xvii, 589 p. ISBN 85-216-1288-5.

DO VALE, João L. **Estudo do comportamento tribológico do politetrafluoretileno em deslizamento sem lubrificação contra aço inoxidável**, 2014. Dissertação (Mestrado) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Curitiba, 2014. (*no prelo*)

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. (Autor). **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2010. 710 p. ISBN 9788521617570.

GEORGE, Sam; BALLA, Santhosh; GAUTAM, Mridul. Effect of diesel soot contaminated oil on engine wear. **Wear**, EUA, v. 262, n. 9-10, p. 1113-1122, 2007.

<http://quimica.dicas.zip.net/images/biodiesel-1.gif>. Acessado em: 21 de Março de 2013.

<http://www.geocities.ws/saladefisica8/dinamica/atrito10.gif>. Acessado em: 20 de Março de 2013.

<http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/imagens/a012.jpg>. Acessado em: 20 de Março de 2013.

HUTCHINGS, I. M.. **Tribology**: friction and wear of engineering materials. Oxford, MA: Butterworth-Heinemann, c1992. 273 p. ISBN 0-340-56184-X

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Portaria nº 233**: Aprovação do Regulamento Técnico referente à fabricação e utilização de pesos padrão. Brasil, 1994.

Manual de Biodiesel. São Paulo, SP: E. Blücher, c2006. 340 p. ISBN 9788521204053.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009. xi, 800 p. ISBN 8521613407.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. xiii, 931 p. ISBN 8536302739.

OLIVEIRA, Elisa S. de; ROSSO, Tiago A. **Estudo do atrito cinético em mancais de deslizamento e aperfeiçoamento de bancada para medição**, 2011. 95f: Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curso Superior de Engenharia Mecânica, Curitiba, 2011.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p. ISBN 85-363-0562-2.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering tribology**. 3rd ed. Amsterdam; Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. xxiv, 801p.: ISBN 0750678364.

TECNOLUB. **Análise de óleo lubrificante**. 6p. São Paulo, 2013

TOMANIK, Eduardo; FERRARESE, Andre; Low friction ring pack for gasoline engines. **ICEF**, EUA, 2006.

WOYDT, Mathias; WÄSCHE, Rolf. The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens. **Wear**, EUA, v. 268, n. 11-12, p. 1542-1546, 2010.

APÊNDICE B – TABELAS DE PARÂMETROS DE RUGOSIDADE

Tabela 21 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova antes dos ensaios.

Lubrificante	Corpos	Ra (μm) Média	Rq (μm) Média	Rz (μm) Média	Rsm (μm) Média		
Puro	1	CC	0,998	1,257	5,520	0,0507	
		CP1	0,974	1,203	4,723	0,1263	
		CP2	0,738	0,906	3,593	0,0939	
	6	CC	1,270	1,557	6,373	0,0741	
		CP1	0,626	0,776	3,260	0,0950	
		CP2	0,482	0,609	2,490	0,0969	
	10	CC	0,945	1,163	4,723	0,0905	
		CP1	0,962	1,171	5,000	0,1743	
		CC	1,136	1,343	5,110	0,0810	
	2,5% Biodiesel	3	CP1	0,519	0,647	2,650	0,1089
			CP2	0,666	0,813	3,127	0,1016
			CC	2,180	2,707	12,200	0,0972
7		CP1	0,573	0,708	2,800	0,0904	
		CP2	1,028	1,274	5,600	0,1300	
		CC	0,530	0,669	2,643	0,0843	
5% Biodiesel	11	CP1	0,585	0,744	3,277	0,1002	
		CC	1,570	1,903	7,437	0,0811	
		CP1	1,138	1,397	5,533	0,1103	
	2	CP2	0,367	0,454	1,733	0,0994	
		CC	2,970	3,570	13,167	0,1163	
		CP1	0,750	0,920	3,597	0,1137	
10% Biodiesel	5	CP2	0,548	0,685	2,743	0,1120	
		CC	0,600	0,702	2,500	0,1210	
		CP1	1,176	1,473	5,973	0,1140	
	12	CC	1,823	2,217	8,633	0,0997	
		CP1	0,608	0,765	3,237	0,0881	
		CP2	0,472	0,578	2,353	0,0924	
10% Biodiesel	4	CC	1,487	1,850	7,637	0,0705	
		CP1	0,270	0,338	1,453	0,0845	
		CP2	0,544	0,707	2,990	0,0941	
	8	CC	0,725	0,855	3,247	0,1277	
		CP1	0,721	0,852	2,973	0,1497	

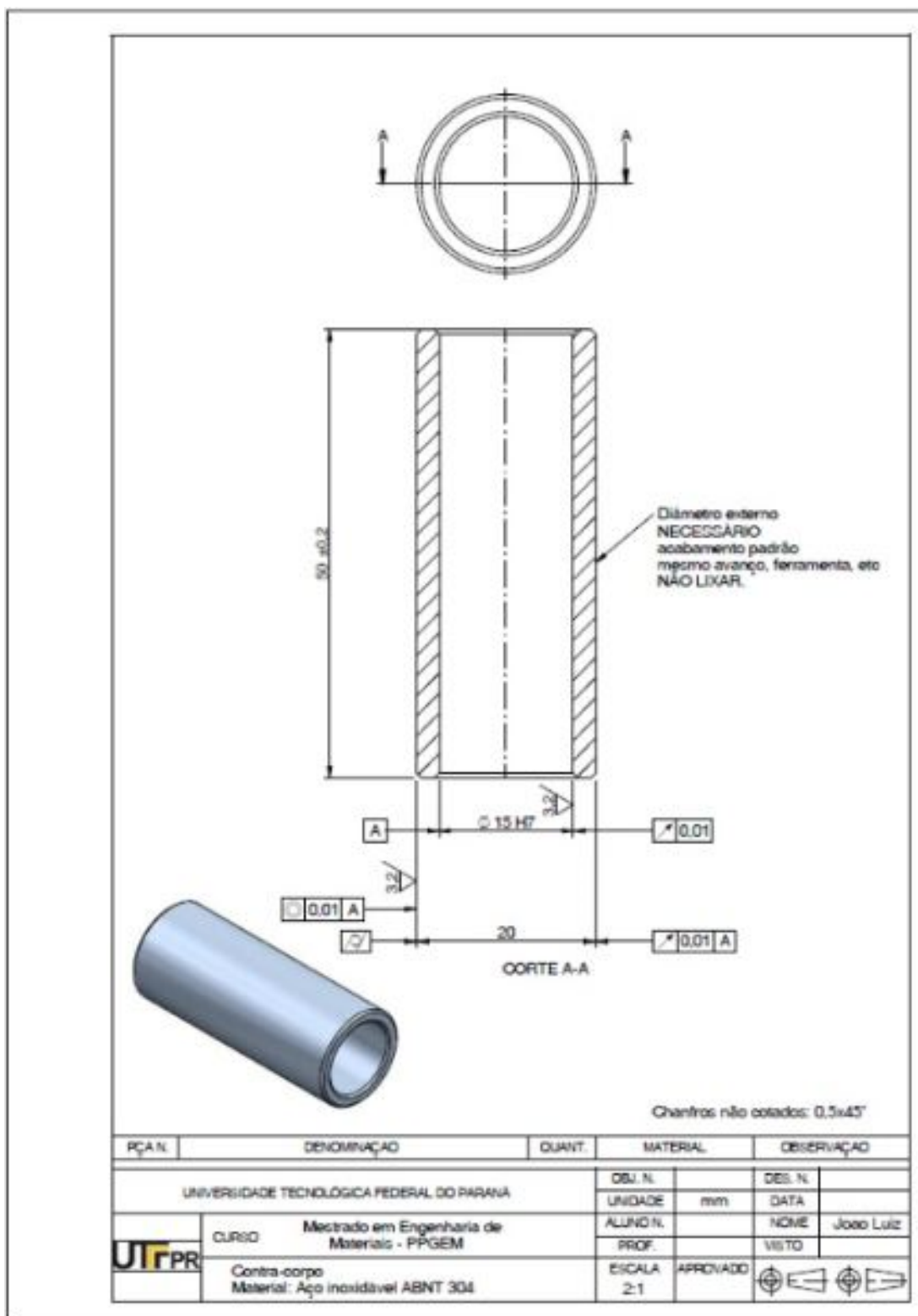
Tabela 22 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova depois dos ensaios.

Lubrificante	Corpos	Ra (μm) Média	Rq (μm) Média	Rz (μm) Média	Rsm (μm) Média	
Puro	1	CC	0,800	1,003	4,350	0,0616
		CP1	0,762	0,941	3,757	0,1161
		CP2	0,576	0,729	3,010	0,0928
	6	CC	1,247	1,540	6,253	0,0715
		CP1	0,303	0,374	1,593	0,0580
		CP2	0,235	0,296	1,340	0,0591
	10	CC	0,845	1,044	4,223	0,1078
		CP1	0,753	0,926	4,070	0,1099
		CC	0,892	1,093	4,417	0,0673
2,5% Biodiesel	3	CP1	0,767	0,947	3,730	0,1197
		CP2	0,583	0,726	2,980	0,0916
		CC	2,090	2,560	10,783	0,1055
	7	CP1	0,258	0,340	1,640	0,0641
		CP2	0,398	0,518	2,720	0,1207
		CC	0,493	0,603	2,223	0,1070
	11	CP1	0,462	0,560	2,173	0,0938
		CC	1,353	1,630	6,250	0,0810
		CP1	0,278	0,379	1,810	0,0698
5% Biodiesel	2	CP2	0,407	0,544	2,630	0,0603
		CC	1,803	2,207	9,027	0,0742
		CP1	0,690	0,853	3,573	0,0894
	5	CP2	0,325	0,411	1,810	0,0728
		CC	0,561	0,661	2,340	0,0937
		CP1	0,598	0,765	3,223	0,1327
	12	CC	1,460	1,767	6,910	0,0839
		CP1	0,815	1,007	3,987	0,1096
		CP2	0,447	0,544	2,217	0,0906
10% Biodiesel	4	CC	1,370	1,663	6,477	0,0775
		CP1	0,698	0,856	3,363	0,1093
		CP2	0,445	0,564	2,397	0,0961
	8	CC	0,584	0,698	2,620	0,1107
		CP1	0,472	0,590	2,390	0,0909
		CP2				

Tabela 23 - Parâmetros de rugosidade para corpos e contra corpos de prova depois dos ensaios.

Lubrificante	Corpos		Ra (µm) Média	Rq (µm) Média	Rz (µm) Média	Rsm (µm) Média
Puro	10	CC	0,505	0,636	2,393	0,0859
		CP1	0,437	0,555	2,355	0,0995
2,5% Biodiesel	7	CC	1,113	1,337	5,143	0,0799
		CP2	0,304	0,389	1,670	0,0746
5% Biodiesel	5	CC	1,950	2,333	8,780	0,0855
		CP2	0,230	0,298	1,331	0,0831
10% Biodiesel	8	CC	1,367	1,700	6,903	0,0678
		CP2	0,287	0,358	1,520	0,0778

ANEXO A – DESENHO DE FABRICAÇÃO DO CONTRA CORPO DE PROVA



ANEXO B – FOLHA DE DADOS DO LUBRIFICANTE LUBRAX TOP

TURBO SAE 15W40

O anexo em questão traz a folha de dados do óleo lubrificante fornecido pela Petrobrás, o Lubrax Top Turbo 15W40 para motores diesel, lubrificante escolhido para realizar os ensaios de atrito deste projeto. As informações a seguir foram coletadas do portal *on-line* da Petrobrás.

LUBRAX TOP TURBO

Óleo lubrificante mineral multiviscoso para uso em motores a diesel turbinados, que operem em condições severas, exigindo lubrificantes com o nível de desempenho API CI-4/SL, ACEA E7-04 e MERCEDES BENZ 228.3. Pode ser usado em substituição aos óleos com nível API CF-4, CG-4 e CH-4. Disponível no grau SAE 15W40.

LUBRAX TOP TURBO controla a formação de depósitos no motor e nos filtros e reduz o desgaste e a corrosão das partes lubrificadas. Sua aditivação lhe garante ainda baixa oxidação.

LUBRAX TOP TURBO é qualificado na especificação Mercedes Benz 228.3 (equivalente à MBB-F-6610), permitindo maiores intervalos de troca, de 45.000 km (serviço rodoviário), nos referidos motores produzidos a partir de 1996, utilizando óleo diesel com teor de enxofre de até 0,5%p (DIESEL METROPOLITANO).

LUBRAX TOP TURBO é recomendado para uso em motores diesel de caminhões, ônibus e tratores, em serviços rodoviários, urbanos ou fora-de-estrada, tais como CATERPILLAR, CUMMINS, FORD, GMC, IVECO, MERCEDES BENZ, MAN, MWM,

SCANIA, VOLVO, entre outros, inclusive os equipados com EGR, sendo compatível com todos os óleos lubrificantes classe 228.3 disponíveis no mercado.

LUBRAX TOP TURBO atende aos níveis de desempenho API CI-4/SL e ACEA E7-04, E3-96 issue 4, sendo qualificado de acordo com o protocolo da ACC (American Chemistry Council), código da ATC (Technical Committee of Petroleum Additive Manufacturers in Europe) e da ATIEL (Association Technique de l'Industrie Européene des Lubrifiants).

LUBRAX TOP TURBO atende ainda aos níveis de qualidade CATERPILLAR ECF-1, VOLVO VDS 3, CUMMINS CES 20078 e GLOBAL DHD-1 como óleo multiviscoso de alto desempenho. Aditivos- anticorrosivo, antidesgaste, antiespumante, antioxidante, detergente, dispersante, agente de reserva alcalina, abaixador do ponto de fluidez e melhorador do índice de viscosidade.

ANÁLISES TÍPICAS *

GRAU SAE 15W40	
Densidade a 20/4°C	0,8830
Ponto de Fulgor (VA) (°C)	230
Ponto de Fluidez (°C)	-27
Viscosidade a 40°C (cSt)	107,2
Viscosidade a 100°C (cSt)	14,8
Índice de Viscosidade	142
Cinzas Sulfatadas (%peso)	1,17
Índice de Basicidade Total (mgKOH/g)	11,0

*As Análises Típicas representam os valores modais da produção, não constituindo especificações. Para informações mais detalhadas primeiramente consulte nossa assistência técnica. Janeiro/2011