



UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLOGIA



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR

**ANÁLISE DE ÓLEOS LUBRIFICANTES SOB A ÓTICA DA TERMOGRAFIA EM
ENSAIOS DE ATRITO CISALHANTE**

Campina Grande, Paraíba

2017

JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR

ANÁLISE DE ÓLEOS LUBRIFICANTES SOB A ÓTICA DA TERMOGRAFIA EM
ENSAIOS DE ATRITO CISALHANTE

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Federal de Campina Grande em cumprimento às exigências para concorrer ao título de mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de pesquisa: Análise e Projeto de Sistemas Termomecânicos

Orientador: Prof. Dr. Juscelino de Farias Maribondo

Campina Grande, Paraíba

03/03/2017

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S586a

Silva Júnior, José Jorge da.

Análise de óleos lubrificantes sob a ótica da termografia em ensaios de atrito cisalhante / José Jorge da Silva Júnior. – Campina Grande, 2017.
166f. : il. color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2017.
"Orientação: Prof. Dr. Juscelino de Farias Maribondo".

1. Óleos Lubrificantes. 2. Termografia. 3. Ensaio de Atrito. I. Maribondo, Juscelino de Farias. II. Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande (PB). III. Título.

CDU 665.765(043)

“ANÁLISE DE ÓLEOS LUBRIFICANTES SOB A ÓTICA DA TERMOGRAFIA EM
ENSAIOS DE ATRITO CISALHANTE”.

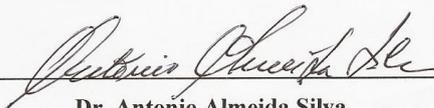
JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR

Dissertação Aprovada em 03/03/2017 pela Banca Examinadora constituída dos seguintes

membros:



Dr. Juscelino de Farias Maribondo
Orientador
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. Antonio Almeida Silva
Examinador Interno
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. Cícero da Rocha Souto
Examinador Externo
DEE/CT/UFPB

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus.

Agradeço à minha família, em especial ao meu pai, Jorge, que além de todo o apoio e companheirismo, também ajudou a fabricar parte da bancada utilizada neste trabalho e à minha mãe, Maria, que sempre esteve comigo em todos os momentos de dificuldade e de alegrias.

Agradeço ao professor Dr. Juscelino de Farias Maribondo, mais que um orientador, um grande amigo, pela paciência, companheirismo e grande contribuição para a construção metodológica e científica deste trabalho.

Agradeço também a todos os professores e servidores do Programa de Pós-Graduação em engenharia Mecânica da UFCG, aos meus colegas de pesquisa, principalmente à Cibele Silva pelo auxílio no estudo de termografia, ao pessoal do Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas – LAMMEA-UFCG, Augusto, Rômulo, Richard, Antonio e Paulo César pelo auxílio na montagem do sistema e na operação da máquina de ensaio de tração/compressão e aos professores Dr. Carlos José de Araújo e Dr. Antonio Almeida Silva por disponibilizar os equipamentos necessários ao desenvolvimento desta pesquisa.

Agradeço aos meus amigos, em especial a Gleryston Thiago e Kleberton Rostand pela parceria, conselhos e apoio desde os tempos de graduação e durante esta jornada de mais de dois anos de mestrado e à todas as demais amizades feitas durante este ciclo.

A CAPES pelo suporte financeiro para o custeio e auxílio a esta pesquisa, bem como todos os que colaboraram diretamente e indiretamente para a conclusão deste trabalho.

SILVA JR, José Jorge da. **ANÁLISE DE ÓLEOS LUBRIFICANTES SOB A ÓTICA DA TERMOGRAFIA EM ENSAIOS DE ATRITO CISALHANTE**. 2017, 166 f. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, Paraíba, 2017.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é analisar a capacidade da Termografia de monitorar o comportamento dos óleos lubrificantes SAE 20W50 API SJ e ISO VG 10 do ponto de vista térmico até o momento de ruptura do filme lubrificante, caracterizado pela brusca elevação no atrito, ruído, vibração e temperatura em ensaios de atrito cisalhante. A metodologia utilizada é baseada na análise de termogramas que indicam perfis de temperatura durante os ensaios de atrito e no momento de falha mecânica, comparando-se estes resultados com os obtidos por um termopar. Deste modo, é possível obter informações que podem ser usadas como referências visuais não invasivas durante uma situação de atrito. Os corpos de prova, constituídos por pinos cilíndricos de aço SAE 1045, são atritados contra um anel de desgaste que consiste em um rolamento travado por solda sob condição de regime de lubrificação limite. Testes foram realizados em condições crescentes de carga até 180 N em rotações de 10, 15 e 20 Hz (600, 900 e 1200 rpm). Os resultados mostram a capacidade qualitativa e quantitativa da Termografia na detecção de falhas de lubrificação, considerando a emissividade da película lubrificante de óleo igual a 0,82. Além disso, os picos de temperatura associados ao *scuffing* (desgaste severo causado pelo rompimento da película) mostrados pela Termografia são maiores que os mostrados pelo termopar, o que facilita a visualização deste fenômeno. Conclui-se que a Termografia pode ser usada para a detecção do rompimento da película lubrificante em ensaios de atrito do tipo pino sobre anel.

Palavras-chave: Óleos lubrificantes. Termografia. Ensaio de atrito.

SILVA JR, José Jorge da. **ANALYSIS OF LUBRICATING OILS BASED ON THE OPTICAL OF INFRARED THERMOGRAPHY IN SHEAR FRICTION TESTS**. 2017, 166 p. Dissertation. (Master's degree in Mechanical Engineering). Federal University of Campina Grande, Campina Grande, Paraíba, 2017.

ABSTRACT

The aim of this work is to evaluate the Thermography ability to monitor the behavior of the lubricating oils SAE 20W50 API SJ and ISO VG 10 from the thermal point of view until the moment of the lubricating film rupture, characterized by the sudden elevation in the friction, noise, vibration and temperature in shear friction tests. The methodology used is based on the analysis of thermograms that indicate temperature profiles during the friction tests and at the moment of mechanical failure, comparing these results with those obtained by a thermocouple. Thus, it is possible to obtain information that can be used as noninvasive visual references during a friction situation. The specimens, consisting of cylindrical SAE 1045 steel pins, are rubbed against a wear ring consisting of a weld-locked bearing under the condition of a boundary lubrication regime. Tests were performed under increasing load conditions up to 180 N at 10, 15 and 20 Hz (600, 900 and 1200 rpm) rotations. The results show the qualitative and quantitative capacity of the Thermography in the detection of lubrication failures, considering the emissivity of the lubricating oil film equal to 0.82. In addition, the temperature peaks associated with scuffing shown by Thermography are larger than those shown by the thermocouple, which facilitates the visualization of this phenomenon. It will be concluded that the Thermography can be used for detecting the breakdown of the lubricant film in pin-on-ring friction tests.

Keywords: Lubricating oils. Thermography. Friction tests.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Espectro eletromagnético.....	23
Figura 2 – Ângulo sólido subtendido por dA_n em um ponto dA_1 em um sistema de coordenadas esféricas.	25
Figura 3 – Geometria geral para transferência de radiação de uma fonte para um receptor.	26
Figura 4 – Exemplo de um corpo negro.	28
Figura 5 – Emitância radiante espectral do corpo negro segundo a lei de Planck, representada graficamente para várias temperaturas absolutas.....	29
Figura 6 – Curvas de Planck.....	30
Figura 7 – a) Matriz FPA de 1024x786 pixels. b) Estrutura de um elemento detector (microbolômetro) c) Imagem ampliada 4000 vezes de um microbolômetro.	37
Figura 8 – Modelos de termovisores a) “Thermovision 780” (1980) b) “Thermovision 782” (1985) e c) modelo portátil “Thermovision 450”(1988) de fabricação AGEMA;d) “Flir i50” e e) “Flir SC660” de fabricação FLIR (dias atuais).	37
Figura 9 – Transmissividade atmosférica para uma distância de 10 m na faixa espectral de 7 – 15 μm	40
Figura 10 – Representação esquemática de uma situação de medição termográfica geral.	40
Figura 11 – Método direto.	42
Figura 12 – Método refletor.	43
Figura 13 – Normas sobre Termografia publicadas pela ABNT.	43
Figura 14 – Espectro da refletividade hemisférica direcional de cinco tipos de camadas de óleo bruto com espessuras entre 2 e 3 mm.	45
Figura 15 – Espectro da refletividade hemisférica direcional de três camadas de uma mesma amostra, variando em espessura de 0,22 mm a 3 mm.....	46
Figura 16 – Estágios típicos de desgaste que aparecem ao longo de contato deslizante.	53
Figura 17 – Classificação dos tribotestes de acordo com o grau de realismo.....	54
Figura 18 – <i>Scuffing</i> em dentes de engrenagem.....	55

Figura 19 – Dinâmica e geometria das investigações de <i>scuffing</i> (a), procedimento de aplicação de carga (b) coeficiente de atrito versus tempo e carga (c). .	56
Figura 20 – Diagrama de temperatura e coeficiente de atrito durante a investigação de <i>scuffing</i> : atrito no par aço AISI 1045/ bronze C37700 lubrificadas por óleo com aditivo ZDDP.....	57
Figura 21 – Temperatura máxima no contato e na entrada, no estágio de carga de 250 N.....	60
Figura 22 – Temperaturas máximas e de entrada para teste com hexadecano com 1,0% de DBDS.	60
Figura 23 – Gráfico dos dados medidos em função do tempo.	62
Figura 24 – a) Carga e coeficiente de atrito e b) temperaturas durante um teste de <i>scuffing</i>	64
Figura 25 – Curva de Stribeck resumindo os diferentes regimes de lubrificação.	70
Figura 26 – Simulador de desgaste de Alves (2014).....	72
Figura 27 – Tribômetros comerciais a) Tribômetro tipo pino-sobre-disco Anton Paar TRB e b) Tribômetro Nanovea T50.	75
Figura 28 – Processo metodológico utilizado no desenvolvimento da pesquisa.	77
Figura 29 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 1).....	78
Figura 30 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 2).....	81
Figura 31 – Máquina de ensaio de tração, compressão e fluência do LAMMEA – UFCG.	82
Figura 32 – a) Vista geral da máquina de ensaio de tração/compressão/fluência Filizola BME 10kN com adaptação para realização de ensaio de atrito. b) Vista aproximada da adaptação.	83
Figura 33 – Representação esquemática da montagem experimental.	84
Figura 34 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 3).....	84
Figura 35 – Montagem do termopar tipo K.	86

Figura 36 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 4).....	87
Figura 37 – Posição da fita isolante para compensação de folga.	88
Figura 38 – Conjunto montado a) vista geral b) inversor de frequência CFW 10 c) módulo de aquisição de dados d) proteções de ABS.....	88
Figura 39 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 5).....	89
Figura 40 - Metodologia geral para emissão de laudos preditivos por meio de Termografia.	90
Figura 41 – Sonda AMI 300 da Instrutemp.....	91
Figura 42 – Medição de temperatura refletida.....	92
Figura 43 – Câmera termográfica FLIR E60.....	92
Figura 44 – Interface do programa <i>Flir Tools</i>	93
Figura 45 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 6).....	94
Figura 46 – Interface do software <i>Dynaview Standard M</i>	96
Figura 47 – Microscópio Olympus BX-51.	96
Figura 48 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 7).....	97
Figura 49 – Teste 1 – óleo ISO VG 10, frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.....	99
Figura 50 – Teste estático realizado com fita isolante para ajuste de folga.	101
Figura 51 – Teste estático realizado sem a fita isolante para ajuste de folga.	102
Figura 52 – Marcas de desgaste do óleo ISO VG 10 em frequência de rotação de 10 Hz ampliadas 50x. a) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.....	103
Figura 53 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 10 Hz (Termografia – Fotos).....	104
Figura 54 – Termograma típico do ensaio de 10 Hz com óleo ISO VG 10.....	104
Figura 55 – Marca de desgaste do teste 4 do óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz ampliada 50x	105

Figura 56 - Teste 2 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 15 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.....	106
Figura 57 – Marcas de desgaste dos testes com óleo ISO VG 10 e rotação de 15 hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.....	108
Figura 58 – Teste 2 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.....	109
Figura 59 – Marcas de desgaste dos testes com óleo ISO VG 10 e rotação de 20 Hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.....	110
Figura 60 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 20 Hz (Termografia - vídeo).....	112
Figura 61 – Instantes do vídeo termográfico do teste 4 do óleo ISO VG 10 em rotação de 20 Hz.	113
Figura 62 – Curva de temperatura do vídeo de Termografia – ISO VG 10.	114
Figura 63 – Marcas de desgaste do teste 4 com óleo ISO VG 10 e rotação de 20 Hz ampliadas 50x.	114
Figura 64 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 10 Hz com temperaturas da Termografia.	115
Figura 65 – Termograma típico do ensaio com óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 10 Hz.	116
Figura 66 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 10 hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.	116
Figura 67 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 15 Hz.	118
Figura 68 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 15 Hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.	119
Figura 69 – Teste 3 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.....	120
Figura 70 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 20 Hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.	121
Figura 71 – Teste 4 – óleo SAE 20W50 API SJ em frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final (Teste com vídeo de Termografia).....	123
Figura 72 – Instantes do vídeo termográfico do teste 4 do óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 20 Hz.	124

Figura 73 – Curva de temperatura do vídeo de Termografia – SAE 20W50 API SJ	124
Figura 74 – Marca de desgaste do teste 4 com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 20 Hz ampliadas 50x.	125
Figura 75 – Carga média de <i>scuffing</i> de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.	126
Figura 76 – Elevação da força normal resultante do <i>scuffing</i> de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.	126
Figura 77 – Temperatura média do interior do corpo de prova no momento de <i>scuffing</i> de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.	127
Figura 78 – Elevação da temperatura no interior do corpo de prova resultante do <i>scuffing</i> de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.	128
Figura 79 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.	128
Figura 80 – Elevação da força normal, temperatura e dimensão do eixo menor da elipse de desgaste resultante do <i>scuffing</i> de acordo com o tipo de óleo na rotação de 20 Hz.	129

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Divisão da radiação ótica recomendada pela <i>CIE</i>	23
Tabela 2- Valores de frequências para bandas espectrais	24
Tabela 3 – Dureza, HRB, de camisas de cilindro e pistões (média de 5 medidas).	62
Tabela 4 – Procedimento de carregamento.	62
Tabela 5 – Classificação SAE – Óleos de motores.	71
Tabela 6 – Classificação SAE para óleos de caixas de mudanças e diferenciais.	71
Tabela 7 – Propriedades dos óleos testados.	80
Tabela 8 – Variáveis medidas no momento de <i>scuffing</i> para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.	100
Tabela 9 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.	102
Tabela 10 – Variáveis medidas no momento de <i>scuffing</i> para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz.	107
Tabela 11 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz.	108
Tabela 12 – Variáveis medidas no momento de <i>scuffing</i> para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.	110
Tabela 13 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.	111
Tabela 14 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz.	117
Tabela 15 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.	119
Tabela 16 – Variáveis medidas no momento de <i>scuffing</i> para os testes com óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz.	121
Tabela 17 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz.	122

LISTA DE SÍMBOLOS

I –	Intensidade de radiação [$\text{W}/\text{m}^2 \text{Sr}$]
$d\phi$ -	Elemento infinitesimal de um fluxo radiante incidente ou emergente de um ponto dentro do ângulo sólido em uma direção específica [W];
Φ -	Fluxo total recebido pela área A_0 e emitido pela área S_0
$d\omega$ –	Ângulo sólido [Sr]
θ -	Ângulo entre a direção do fluxo que chega à área receptora e o vetor normal à superfície emissora
ψ -	Ângulo entre o vetor normal à superfície receptora e a direção do fluxo
R -	Distância entre um elemento infinitesimal da superfície emissora e um elemento infinitesimal da superfície receptora
dS_0 -	Elemento infinitesimal de área da superfície emissora
da_0 -	Elemento infinitesimal de área da superfície receptora
$E_{\lambda,b}$ -	Emitância radiante espectral do corpo negro para o comprimento de onda λ [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \mu\text{m}$]
E_b -	Emitância total do corpo negro [W/m^2];
c -	Velocidade da luz = 3×10^8 [m/s]
h -	Constante de Planck = $6,625 \times 10^{-34}$ [W.s ²]
k -	Constante de Boltzmann = $1,4 \times 10^{-23}$ [Ws/K]
T -	Temperatura absoluta de um corpo negro [K]
λ -	Comprimento de onda de radiação [μm]
$\varepsilon_{\lambda,\varphi}$ –	Emissividade espectral direcional
ε_{λ} –	Emissividade espectral hemisférica
$\varepsilon_{T,\varphi}$ -	Emissividade direcional total
ε_T –	Emissividade hemisférica total
ε_{ap} –	Emissividade aparente
$L_{\lambda,\varphi}$ -	Radiância espectral do material para o comprimento de onda λ na direção φ [$\text{W}/\text{m}^2 \text{Sr rad } \mu\text{m}$];
φ -	Ângulo entre o feixe do fluxo radiante e a direção normal à superfície [rad];
$L_{bb,\lambda,\varphi}$ –	Radiância espectral do corpo negro para um comprimento de onda λ na direção φ [$\text{W}/\text{m}^2 \text{Sr rad } \mu\text{m}$]

IR -	Infravermelho
G -	Irradiância [W/m ²]
$\alpha_{\lambda,\varphi}$ -	Absortividade espectral direcional
$\rho_{\lambda,\varphi}$ -	Refletividade espectral direcional
$\tau_{\lambda,\varphi}$ -	Transmissividade espectral direcional
α_T -	Absortividade hemisférica total
ρ_T -	Refletividade hemisférica total
τ_T -	Transmissividade hemisférica total
σ -	Constante de Stefan-Boltzmann = $5,6697 \times 10^{-8}$ [W/m ² .K ⁴];
T _{ref} -	Temperatura refletida [°C]
U _{fonte} -	Sinal elétrico de saída da câmera, proporcional à emitância do objeto [mV]
C -	Constante de proporcionalidade
W(T _{fonte}) -	σT^4 [W/m ²]
F _{at} -	Força de atrito [N]
M -	Coefficiente de atrito estático ou dinâmico
F _N -	Força normal aplicada à superfície [N]
Λ -	Coefficiente de Stribeck
h_{min} -	Espessura mínima do filme lubrificante [μm]
R -	Desvio padrão da altura das asperezas ou rugosidade superficial [μm]
ϑ -	Frequência da onda [Hz]

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Aplicações tecnológicas mais comuns na manutenção preditiva	48
Quadro 2 – Sinais comuns de falta de lubrificação	67

SUMÁRIO

CAPÍTULO I

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	Objetivo geral.....	18
1.2	Objetivos específicos.....	18
1.3	Justificativas.....	19
1.4	Delimitação do trabalho.....	19
1.5	Estruturação do trabalho.....	20

CAPÍTULO II

2	REVISÃO DA LITERATURA.....	21
2.1	Transferência de calor	22
2.1.1	<i>Radiação térmica</i>	<i>22</i>
2.1.1.1	<i>Radiação do corpo negro (irradiador ideal)</i>	<i>27</i>
2.1.1.2	<i>Superfície real</i>	<i>31</i>
2.1.1.3	<i>Relações entre propriedades radiativas de materiais</i>	<i>33</i>
2.2	Termografia e aplicações	35
2.2.1	<i>O Processo de medição de temperatura por termografia</i>	<i>39</i>
2.2.2	<i>Aplicações da termografia</i>	<i>46</i>
2.3	Tribologia e teoria da lubrificação	50
2.3.1	<i>Atrito</i>	<i>51</i>
2.3.2	<i>Desgaste</i>	<i>52</i>
2.3.3	<i>Lubrificação.....</i>	<i>64</i>
2.3.3.1	<i>Lubrificação hidrodinâmica</i>	<i>65</i>
2.3.3.2	<i>Lubrificação elastohidrodinâmica (EHD)</i>	<i>65</i>
2.3.3.3	<i>Lubrificação limite</i>	<i>68</i>
2.3.4	<i>Lubrificantes industriais</i>	<i>70</i>
2.3.5	<i>Simuladores de desgaste</i>	<i>72</i>

CAPÍTULO III

3	MATERIAIS E MÉTODOS	76
3.1	Classificação da pesquisa	76
3.2	O processo metodológico	76

CAPÍTULO IV

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	98
4.1	Resultados dos testes com óleo ISO VG 10	98
4.2	Resultados dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ	115
4.3	Análises e discussões finais dos resultados	125

CAPÍTULO V

5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	131
5.1	Conclusões.....	131
5.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	132
	REFERÊNCIAS.....	133
	APÊNDICE A – Desenhos técnicos dos componentes projetados.....	141
	APÊNDICE B – Gráficos de todos os testes válidos.....	148

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

A lubrificação de elementos de máquinas tem um importante papel no correto funcionamento de sistemas mecânicos, prevenindo o contato metal-metal que pode causar danos aos mesmos e levá-los à falha. Ela também reduz o consumo de energia de uma máquina, desde que as forças de atrito tornam-se menos significantes quando ocorre separação completa das superfícies por meio de um filme lubrificante (HABCHI *et al.*, 2008). A lubrificação industrial aparece como uma forma primitiva de manutenção preventiva que, quando administrada de forma correta, aumenta a disponibilidade das máquinas, definindo-se assim como uma ferramenta eficaz na diminuição de custos e aumento de produtividade nas indústrias (MOBLEY *et al.*, 2008). Uma das principais consequências de uma gestão inadequada de lubrificação é o aumento do consumo de energia e perda de eficiência do maquinário devido ao aparecimento de uma força de atrito excessiva entre seus componentes (CAVALCANTE, 2012). Além disso, a falha de películas lubrificantes pode levar ao desgaste das superfícies. Mesmo que esta situação não aconteça, o contato das asperezas através da película lubrificante causará um aumento na temperatura de contato, reduzindo a viscosidade do óleo lubrificante e provocando uma oxidação acelerada do mesmo (LUNDBERG, 1993).

Para o caso de falta de lubrificação, Fitch (2012) apresenta diversas formas para detecção deste defeito em sistemas mecânicos, seja por meio de inspeção visual do nível e verificação da presença de espuma, sedimentos, ou ainda pelo aumento de temperatura.

Na Tribologia, a temperatura aparece como um importante parâmetro indicativo da ocorrência de desgaste, também denominado *scuffing*. Os primeiros estudos envolvendo esta forma de desgaste partiam do princípio da existência de uma temperatura crítica no contato de superfícies, acima da qual, o fenômeno de *scuffing* teria início (BOWMAN e STACHOWIAK, 1996).

Apesar da dificuldade em determinar valores de temperatura que representem um comportamento geral característico do início de *scuffing*, trabalhos como os de Enthoven e Spikes (1994), Wolff (1991), Wojciechowski *et al.*, (2015), Wang *et al.*, (2005) e Hershberger *et al.*, (2004), mostram alguns desses valores para diferentes tribossistemas.

O aumento de temperatura de um corpo pode ser detectado por meio de Termografia, técnica bem consolidada dentro da manutenção preditiva e aplicada nas mais diversas áreas, incluindo a militar e a medicina, que permite a visualização de imagens térmicas, com base na radiação infravermelha emitida por uma superfície.

Dentro deste contexto, a pergunta que norteia esse trabalho é: Pode a Termografia identificar o momento da falha de um filme lubrificante? Se sim, quais seriam as variáveis a serem manipuladas para a correta realização e interpretação de um termograma? Além disso, qual seria a característica de uma curva de temperatura que poderia informar a ocorrência de ruptura de um filme lubrificante?

Procura-se, portanto, neste trabalho, suprir essas necessidades de informação, por meio de testes de atrito cisalhante em uma bancada de ensaio com diferentes óleos lubrificantes, comercialmente utilizados, variando-se parâmetros como: carga aplicada, tipo de óleo e rotação do elemento desgastante sob o ponto de vista da Termografia (análise dos perfis de temperatura dos óleos lubrificantes durante os experimentos).

1.1 Objetivo geral

Avaliar a capacidade da Termografia de monitorar o perfil térmico de óleos lubrificantes em ensaios de atrito cisalhante do tipo pino sobre anel a fim de estabelecer o momento no qual ocorre a falha da película lubrificante entre os elementos mecânicos, caracterizado por um aumento significativo no atrito e consequente elevação de ruído a uma denominada carga de *scuffing*.

1.2 Objetivos específicos

Para que o objetivo geral possa ser atingido se faz necessário o desenvolvimento dos seguintes objetivos específicos:

- 1- Desenvolver uma bancada de testes de atrito;
- 2- Caracterizar as curvas de temperatura que demonstram a falha da película lubrificante;
- 3- Estabelecer os parâmetros de medição qualitativos e quantitativos importantes para a Termografia;
- 4- Estabelecer a metodologia de ensaios com as respectivas variáveis de interesse;
- 5- Analisar e discutir os resultados obtidos.

1.3 Justificativas

Sendo a temperatura um importante parâmetro indicativo do comportamento do atrito entre superfícies, um trabalho científico desta natureza contribui para o estudo de desgaste em aços comuns aplicados na indústria, como o SAE 1045, submetidos à condição de regime de lubrificação limite em contato não conformal (superfícies em contato com características geométricas diferentes).

Dada a praticidade de avaliação de temperaturas por meio de Termografia, a análise do comportamento de películas lubrificantes do ponto de vista térmico em contatos não conformais (comuns em cames e seguidores e engrenagens) pode abrir caminho para estudos que resultem em uma metodologia a ser aplicada dentro de indústrias durante a manutenção preditiva, como no caso de máquinas que utilizam engrenagens abertas. Tem-se ainda uma contribuição para a metodologia de avaliação de óleos lubrificantes em laboratório em testes de atrito.

1.4 Delimitação do trabalho

Os ensaios de desgaste por atrito foram realizados com óleos lubrificantes SAE 20W50 API SJ e ISO VG 10 para avaliar a resistência do filme lubrificante ao cisalhamento entre duas partes metálicas submetidas a diferentes condições de carga e velocidade de deslizamento. Uma vez caracterizado o perfil de temperatura ao longo do tempo de um corpo submetido a um atrito lubrificado até o rompimento da película protetora do mesmo, não será realizado o cálculo de parâmetros como: desgaste dos corpos de prova (perda de massa), taxa de desgaste, coeficientes de atrito, ou análises de presença de contaminantes no óleo como ocorre na ferrografia.

Este trabalho delimita-se a verificar a aplicação da Termografia em uma bancada de estudos em laboratório e seus resultados numéricos não refletem necessariamente um comportamento em campo. Entretanto, mostrando-se a viabilidade de aplicação desta técnica em estudos de atrito, a metodologia de avaliação poderá ser adaptada em procedimentos de manutenção onde a película lubrificante seja visível.

A avaliação termográfica será qualitativa (percepção visual dos campos de temperatura em função da presença de anomalias associadas ao atrito, ao tipo e quantidade do lubrificante) e quantitativa. As avaliações quantitativas (determinação das temperaturas superficiais dos óleos lubrificantes) incluem um erro resultante do desconhecimento dos valores reais de emissividade dos óleos e das superfícies em atrito, bem como suas variações com a temperatura e direção, embora uma boa aproximação tenha sido conseguida adotando-se o valor de emissividade hemisférica para a faixa espectral de trabalho da câmera de 0,82 para a película de óleo.

1.5 Estruturação do trabalho

Esta dissertação divide-se em sete capítulos, a saber: Introdução: onde o problema é apresentado, trazendo consigo os objetivos gerais e específicos que se procura atingir nessa monografia, bem como a delimitação do trabalho e suas justificativas; A Revisão bibliográfica, onde os conceitos principais relacionados à lubrificação, termografia e suas aplicações, e simuladores de desgaste são apresentados; Materiais e Metodologia, onde aspectos da bancada utilizada e dos métodos para obtenção dos termogramas são informados; Resultados e discussão, onde perfis de temperatura obtidos para os testes são mostrados, Conclusões, Referências e Apêndices.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO DA LITERATURA

O processo de desgaste natural de componentes mecânicos, resultantes de abrasão é inevitável. O desgaste em si não é necessariamente prejudicial, sendo muitas vezes intencionalmente promovido, como nos processos de usinagem. Entretanto, na maioria das situações que envolvem deslizamento entre peças em máquinas industriais, o desgaste abrasivo se revela um problema, causando diferenças dimensionais (folgas) que acarretam consequências negativas como perda de eficiência no processo, aumento de níveis de ruído e redução da vida útil do equipamento.

Segundo Rosa (2002), os modos de falha mais comuns em sistemas mecânicos podem ser independentes do tempo, podendo ocorrer a qualquer momento da vida útil do equipamento, desde que submetidos a solicitações mecânicas superiores aos limites de resistência do material, como: fratura, que pode ser dúctil ou frágil; início de escoamento; plastificação generalizada; fragilização por hidrogênio; flambagem; ou ainda dependentes do tempo, como: fadiga; deformação plástica progressiva, corrosão (que pode ser sob tensão ou não), fluência e desgaste, sendo este o modo a ser analisado neste trabalho.

Para defeitos dependentes do tempo, é possível preparar um plano de ação baseando-se em métodos de monitoramento dessas falhas em sistemas mecânicos. Este conceito é a essência da manutenção preditiva.

Este capítulo inicia-se abordando os conceitos físicos fundamentais da termografia, ferramenta de grande importância na manutenção preditiva, abordando posteriormente, os conceitos principais associados ao estudo do desgaste (tribologia) em superfícies lubrificadas.

2.1 Transferência de calor

2.1.1 Radiação térmica

Existem outras formas de luz (radiação) que não são visíveis aos olhos humanos, uma vez que eles só podem enxergar uma pequena parte do espectro eletromagnético. Dentre estas formas estão as radiações ultravioletas e as infravermelhas. A radiação infravermelha é emitida por qualquer corpo que tenha temperatura superior ao zero absoluto (0 K) na forma de calor ou radiação térmica que possui pico de emissão de radiação entre 8 e 14 μm para corpos entre -50 e 50°C (SILVA, 2007 *apud* SOUSA, 2010). Quanto maior a temperatura de um objeto, maior a quantidade de radiação térmica que ele emite (CARAMALHO, 2012).

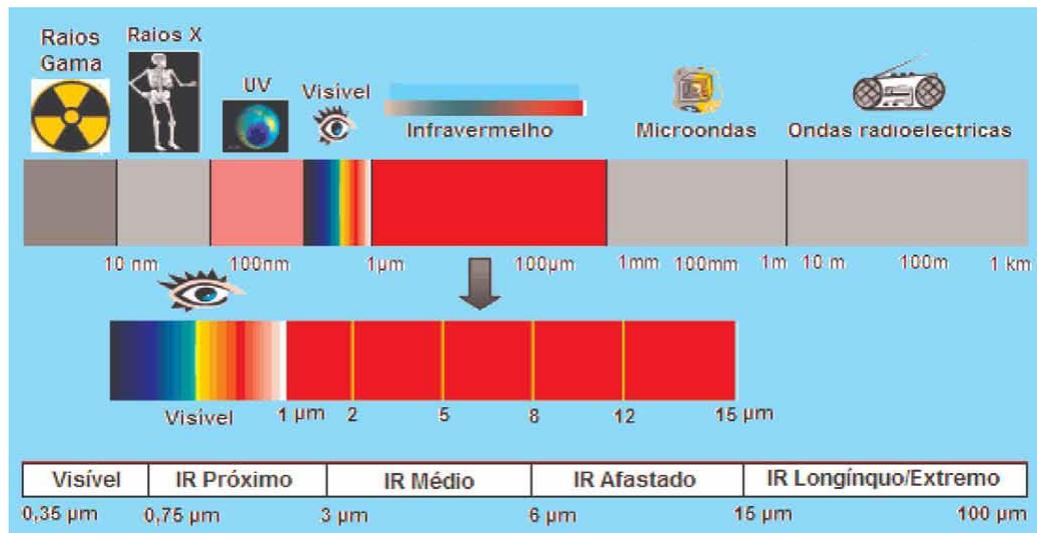
Define-se radiação térmica como o processo pelo qual calor é transferido de um corpo a outro sem a necessidade de um meio de propagação como ocorre nos outros processos de transferência de calor (condução e convecção). Sendo assim, a radiação térmica pode ocorrer no vácuo. Isto acontece porque a sua propagação acontece na forma de ondas eletromagnéticas semelhantes às ondas de rádio, raios-gama, raios-X, entre outras, diferindo apenas no comprimento de onda. Segundo Chrzanowski (2001), essa propagação de energia está associada ao movimento térmico dos átomos e moléculas dos corpos envolvidos. Cada tipo de onda possui uma faixa de comprimentos λ e frequências ϑ característico, sendo essas características regidas pela Eq. 1.

$$\lambda \cdot \vartheta = c \tag{1}$$

Onde $c = 3 \times 10^8$ m/s é a velocidade da luz no vácuo.

Este conjunto de fenômenos de diferentes comprimentos de onda compõe o espectro eletromagnético, mostrado na Fig. 1.

Figura 1 – Espectro eletromagnético.



Fonte - Caramalho (2012).

De acordo com a *International Electrotechnical Commission (CIE)* citada por Chrzanowski (2001), a radiação eletromagnética situada entre as ondas de rádio e as ondas de radiação X é chamada radiação ótica. A faixa correspondente à radiação ótica pode ser subdividida em três outros intervalos: radiação infravermelha, radiação visível e radiação ultravioleta. Para as temperaturas típicas encontradas na Terra, quase toda a radiação térmica é emitida no espectro do infravermelho, de modo que frequentemente, a radiação térmica é chamada de infravermelha e vice-versa.

Não existem valores exatos para definir os comprimentos de onda limites correspondentes à radiação ótica, embora a *International Lighting Vocabulary* da CIE tenha recomendado a divisão apresentada na Tab. 1.

Tabela 1 – Divisão da radiação ótica recomendada pela CIE.

Nome	Faixa espectral
UV-C	0,100 μm – 0,280 μm
UV-B	0,280 μm – 0,315 μm
UV-A	0,315 μm – 0,400 μm
VISÍVEL	Aproximadamente 0,360 – 0,400 μm a 0,760 -0,800 μm
IR-A	0,780 μm – 1,400 μm
IR-B	1,400 μm – 3,000 μm
IR-C	3,000 μm – 1000,000 μm

Fonte – Chrzanowski (2001).

A banda dos infravermelhos (IR) é frequentemente subdividida em quatro bandas menores, cujos limites são também escolhidos de forma arbitrária e incluem: a próxima de infravermelhos (0,75 – 3 μm); a média de infravermelhos (3 – 6 μm); a afastada de infravermelhos (6 – 15 μm), e a extrema de infravermelhos (15 – 100 μm).

As diferentes regiões do espectro eletromagnético são designadas por bandas, distinguidas pelos métodos utilizados para produzir e detectar a radiação. Não existe nenhuma diferença fundamental entre a radiação nas diferentes bandas do espectro electromagnético. Todas são regidas pelas mesmas leis e as únicas diferenças devem-se às diferenças no comprimento de onda. A termografia utiliza a banda espectral dos infravermelhos (CARAMALHO, 2012)

Os valores e frequência para diversas bandas espectrais estão na Tab. 2.

Tabela 2- Valores de frequências para bandas espectrais.

Muito Baixa Frequência		< 30 KHZ
Baixa Frequência		30 KHZ – 650 KHZ
Média Frequência		650 KHZ – 1700 KHZ
Onda Curta		1,7 MHZ – 30 MHZ
Muito Alta Frequência		30 MHZ – 300 MHZ
Ultra Alta Frequência		300 MHZ – 3000 MHZ
Micro Ondas		3 GHZ – 300 GHZ
	FIR (<i>Far Infrared</i>)	300 GHZ – 6 THZ
INFRAVERMELHOS	MIR (<i>Medium Infrared</i>)	6 THZ – 120 THZ
	NIR (<i>Near Infrared</i>)	120 THZ – 384 THZ
Luz Visível		384 THZ – 789 THZ
Ultra Violeta		789 THZ – 30 PHZ
Raios X		30 PHZ – 30 EHZ
Raios Gama		> 30 EHZ

Fonte – Caramalho (2012).

A emissão e a recepção de energia radiante de corpos estão associadas à forma das superfícies, às suas áreas, à distância entre ambas e a orientação de uma superfície em relação à outra (SILVANO, 2014). Alguns conceitos relacionados à transferência de energia por radiação térmica são expostos a seguir:

- **Fluxo radiante (potência) ϕ** – é a quantidade de energia radiante emitido, recebido ou transferido por uma superfície ou região do espaço cujo a unidade é o Watt [1W = 1 J/s]
- **Emitância E-** é a quantidade de energia radiante por unidade de área em uma superfície específica que está deixando a mesma [W/m²].
- **Intensidade de radiação I** – é a densidade de fluxo radiante (potência) por ângulo sólido, incidente, passante ou emergente de um ponto no espaço e propagando em uma direção específica [W/m².sr] (CHRZANOWSKI, 2001). Matematicamente pode ser representado pela Eq. 2:

$$I = \frac{d\phi}{d\omega} \quad (2)$$

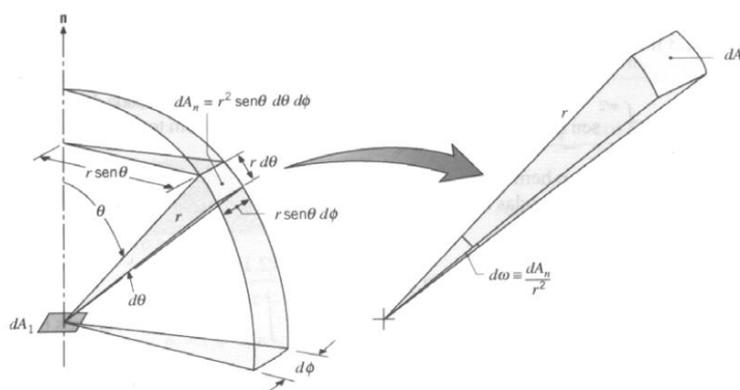
Onde:

$d\phi$ - elemento infinitesimal de um fluxo radiante incidente ou emergente de um ponto dentro do ângulo sólido em uma direção específica [W];

$d\omega = \frac{dA_n}{r^2}$ – ângulo sólido [sr].

O ângulo sólido subentendido por dA_n (elemento infinitesimal de área) em um ponto dA_1 em um sistema de coordenadas esféricas é apresentado na Fig. 2.

Figura 2 – Ângulo sólido subentendido por dA_n em um ponto dA_1 em um sistema de coordenadas esféricas.



Fonte – Incropera e De Witt (2003).

- **Radiância L** - é a densidade de fluxo radiante por unidade de área e ângulo sólido que incide, deixa ou passa por um ângulo sólido em uma área projetada em um ponto específico, uma direção específica e uma superfície específica [W/m² sr]. Matematicamente pode ser definido como:

$$L = \frac{d^2\phi}{dA d\omega} = \frac{d^2\phi}{dA_0 \cos\theta d\omega} \quad (3)$$

Onde:

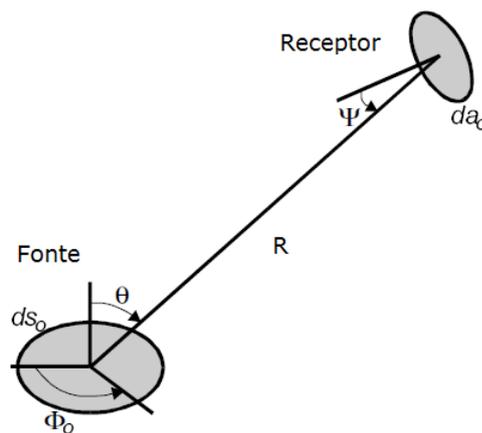
$dA = dA_0 \cos\theta$ – é a área projetada [m²];

θ - é o ângulo entre a direção do fluxo de radiação e a normal à superfície no ponto específico [rad].

- **Irradiância G** - é a densidade de fluxo radiante por unidade de área em uma superfície específica que incide ou passa através de uma superfície [W/m²].

A configuração geométrica mais comum para transferência de calor por radiação de uma fonte de área S_0 para um receptor de área A_0 está apresentada na Fig. (3).

Figura 3 – Geometria geral para transferência de radiação de uma fonte para um receptor.



Fonte – Chrzanowski (2001).

Neste caso, o fluxo total recebido pela área A_0 pode ser determinado pela Eq.

$$\Phi = \int_{S_0} \int_{A_0} L \frac{dS_0 \cos \theta da_0 \cos \psi}{R^2} \quad (4)$$

Onde:

Φ - fluxo total recebido pela área A_0 e emitido pela área S_0

θ - ângulo entre a direção do fluxo que chega à área receptora e o vetor normal à superfície emissora

ψ - ângulo entre o vetor normal à superfície receptora e a direção do fluxo

R - distância entre um elemento infinitesimal da superfície emissora e um elemento infinitesimal da superfície receptora

dS_0 - elemento infinitesimal de área da superfície emissora

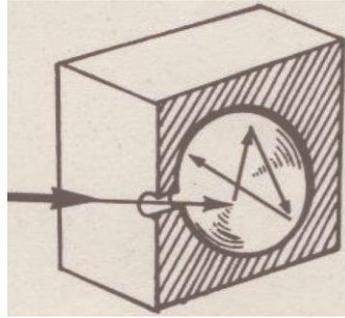
da_0 - elemento infinitesimal de área da superfície receptora

As potências emitidas ou recebidas por uma superfície também podem variar de acordo com o comprimento de onda analisado. Assim, os valores totais de radiação térmica estão associados à integração das contribuições espectrais e direcionais da mesma.

2.1.1.1 Radiação do corpo negro (irradiador ideal)

Um corpo negro consiste num objeto capaz de absorver toda a radiação de que é alvo em qualquer comprimento de onda. Devido à Lei de Kirchhoff, o mesmo corpo é igualmente capaz na emissão de radiação. Esse corpo ideal pode ser simulado através da representação de um objeto de material absorvente e opaco que contém uma cavidade isotérmica e apenas um orifício em sua superfície por onde a luz pode entrar. Qualquer radiação que entre pelo orifício é dispersa e absorvida por reflexões repetidas e, assim, apenas uma fração infinitesimal pode, eventualmente, escapar (FIG. 4).

Figura 4 – Exemplo de um corpo negro.



Fonte – Caramalho (2012).

A escuridão conseguida na abertura é quase igual à de um corpo negro e quase perfeita para todos os comprimentos de onda. Através da instalação de um aquecedor adequado a esta cavidade isotérmica, tem-se um radiador de cavidade. Uma cavidade isotérmica aquecida a uma temperatura uniforme gera radiação de corpo negro, cujas características são determinadas exclusivamente pela temperatura da cavidade.

Estes radiadores de cavidade são normalmente utilizados como fontes de radiação em padrões de referência de temperatura em laboratório para calibrar instrumentos termográficos, tais como as câmaras da *Flir Systems*, por exemplo.

A radiação emitida por um corpo negro apresenta uma dependência espectral e de temperatura, sendo matematicamente formulada por Max Planck (1858-1947). A Lei de Planck está expressa na Eq. 5

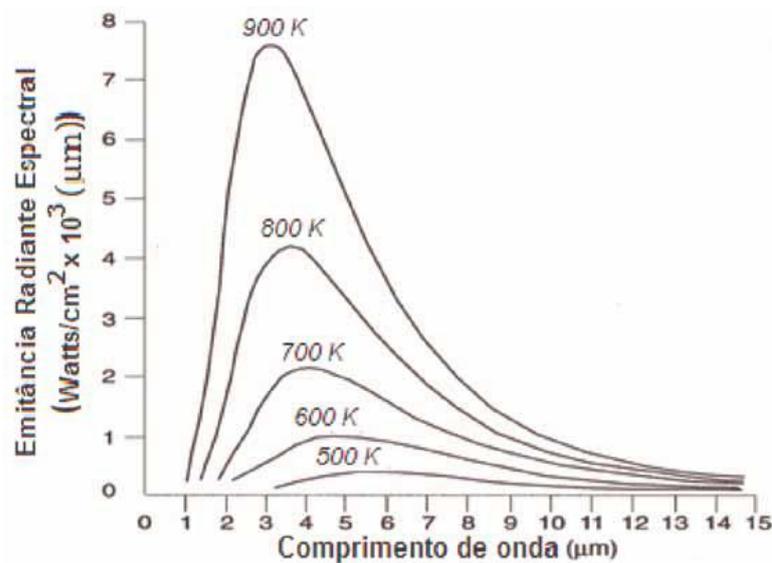
$$E_{\lambda,b} = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5 (c\lambda kT - 1)} \times 10^{-6} \quad (5)$$

Onde:

- $E_{\lambda,b}$ - Emitância radiante espectral do corpo negro para o comprimento de onda λ [W/m². μ m];
- c - Velocidade da luz = 3×10^8 [m/s];
- h - Constante de Planck = $6,625 \times 10^{-34}$ [W.s²];
- k - Constante de Boltzmann = $1,4 \times 10^{-23}$ [Ws/K];
- T - Temperatura absoluta de um corpo negro [K];
- λ - Comprimento de onda de radiação [μ m].

Ao se representar graficamente a Lei de Planck, tem-se uma família de curvas. Seguindo qualquer curva de temperatura específica, a emitância espectral é de zero a $\lambda = 0$, depois aumenta rapidamente para um valor máximo a um comprimento de onda $\lambda_{\text{máx}}$ e depois de ultrapassá-lo, aproxima-se novamente do zero a comprimentos de onda muito longos, ver Fig. 5. Quanto mais elevada for a temperatura, mais curto o comprimento de onda ao qual a emitância máxima é registrada.

Figura 5 - Emitância radiante espectral do corpo negro segundo a lei de Planck, representada graficamente para várias temperaturas absolutas.



Fonte - Caramalho (2012).

O comportamento característico que mostra o deslocamento dos comprimentos de onda $\lambda_{\text{máx}}$, onde ocorrem as emitâncias máximas para valores cada vez menores, conforme se eleva a temperatura do corpo negro é descrito pela Lei de Wien do deslocamento, dado pela Eq.5.

Diferenciando-se a Lei de Planck em relação a λ e igualando-se o valor a zero para encontrar a emitância máxima, tem-se que a mesma ocorre em:

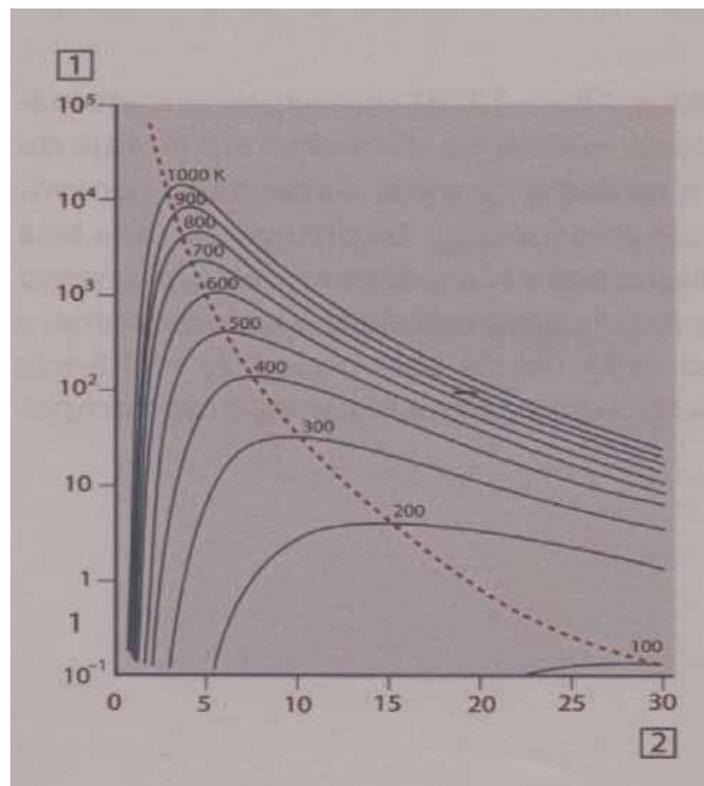
$$\lambda_{\text{máx}} = \frac{2898}{T} \quad (6)$$

A Eq. 6 é a fórmula de Wien (Wilhelm Wien, 1864 – 1928), que exprime matematicamente a observação comum de que as cores variam de vermelho até

laranja ou amarelo à medida que a temperatura de um radiador térmico aumenta. O comprimento de onda da cor é o mesmo que o calculado para $\lambda_{\text{máx}}$. Uma estrela tão quente como a Sírio (11000 K), que emite uma luz branca-azulada, irradia com o pico de emitância radiante espectral dentro do espectro ultravioleta invisível, a um comprimento de onda de $0,27 \mu\text{m}$, enquanto o Sol (aproximadamente 6000 K) emite luz amarela, registrando o pico a cerca de $0,5 \mu\text{m}$ no centro do espectro de luz visível.

A Figura 6 mostra as Curvas de Planck registradas graficamente em escalas semi-log de 100 K a 1000 K. A linha pontilhada representa o lugar geométrico da emitância radiante máxima a cada temperatura, conforme descrito na lei do deslocamento de Wien.

Figura 6 – Curvas de Planck.



Fonte: Caramalho (2012).

Integrando-se a fórmula de Planck de $\lambda = 0$ a $\lambda = \infty$, obtém-se a emitância radiante total (E_b) de um corpo negro dada pela Lei de Stefan – Boltzmann - (Josef Stefan, 1835 – 1893 /Ludwig Boltzmann, 1844 – 1906), mostrada na Eq. 7 :

$$E_b = \sigma T^4 \quad (7)$$

Onde:

E_b - Emitância total do corpo negro [W/m²];

σ - Constante de Stefan-Boltzmann = $5,6697 \times 10^{-8}$ [W/m².K⁴];

T - Temperatura absoluta do corpo negro [K].

A Equação de Stefan-Boltzmann determina a energia emissiva total de um corpo negro, que é proporcional à quarta potência da sua temperatura absoluta (T).

Graficamente, E_b representa a área abaixo da curva de Planck para uma temperatura específica (CARAMALHO, 2012). Essa equação é importante para o tratamento de superfícies reais através do conceito de emissividade que será abordado mais adiante no texto.

2.1.1.2 Superfície real

Um corpo negro é um radiador ideal que emite o máximo de energia radiante possível. Tal emissão pode ocorrer apenas no interior de uma cavidade isotérmica fechada, não sendo possível observar a completa emissão desta cavidade fechada. No entanto, é possível construir um corpo negro técnico feito com uma cavidade e um furo em uma das paredes da cavidade. A emissão desse tipo de objeto é muito próxima à de um corpo negro ideal (CHRZANOWSKI, 2001).

A emissão de objetos reais é menor que a dos corpos negros e, portanto, faz-se necessário a caracterização de propriedades emissivas destes materiais. As propriedades são definidas por comparação com os corpos negros à mesma temperatura e podem ser descritas por quatro parâmetros: emissividade espectral direcional, emissividade espectral hemisférica, emissividade direcional total e emissividade total hemisférica.

A emissividade direcional espectral $\epsilon_{\lambda,\varphi}$ depende do comprimento de onda λ e do ângulo φ e é definido pela Eq. 8

$$\epsilon_{\lambda,\varphi} = \frac{L_{\lambda,\varphi}}{L_{bb,\lambda,\varphi}} \quad (8)$$

Onde:

$L_{\lambda,\varphi}$ - é a radiância espectral do material para o comprimento de onda λ na direção φ [W/m² Sr rad μm] ;

φ - é o ângulo entre o feixe do fluxo radiante e a direção normal à superfície [rad];

$L_{bb,\lambda,\varphi}$ - é a radiância espectral do corpo negro para um comprimento de onda λ na direção φ [W/m² Sr rad μm]

Quando $\varphi = 0$ rad, tem-se a emissividade normal à superfície, que apresenta o maior valor direcional.

A emissividade espectral hemisférica ϵ_λ é definida como a razão entre a emitância espectral E_λ e a emitância espectral do corpo negro $E_{bb,\lambda}$

$$\epsilon_\lambda = \frac{E_{\lambda,n}}{E_{bb,\lambda,n}} \quad (9)$$

Onde o sub-índice “n” indica a direção normal à superfície.

A emissividade direcional total na direção φ é expressa como a razão entre a emitância do material $E_{T,\varphi}$ e a do corpo negro nesta mesma direção $E_{bb,T,\varphi}$ e leva em conta a contribuição energética de todos os comprimentos de onda (indicado pelo sub-índice “T”. A emissividade direcional total está mostrada na Eq. 10.

$$\epsilon_{T,\varphi} = \frac{E_{T,\varphi}}{E_{bb,T,\varphi}} \quad (10)$$

A emissividade hemisférica total ϵ_T é definida como a razão entre a emitância total (que leva em consideração todo o intervalo espectral) do material E_T e a emitância do corpo negro $E_{bb,T}$ e está mostrada na Eq. 11

$$\epsilon_T = \frac{E_T}{E_{bb,T}} \quad (11)$$

A emissividade espectral direcional fornece informações de propriedades emissivas de qualquer material em qualquer comprimento de onda e ângulo e a partir dela, é possível calcular outros tipos de emissividade, como a espectral

hemisférica (que leva em consideração todas as direções), a direcional total e a hemisférica total. Entretanto, a emissividade espectral direcional é frequentemente uma função complexa do comprimento de onda e da direção, sendo, portanto, difícil de determinar experimentalmente. Assim, funções da emissividade espectral direcional são raramente publicadas na literatura.

Um dos tipos de emissividade mais comumente reportados é a emissividade hemisférica total, porém são úteis apenas nos casos de corpos cinzas (as propriedades emissivas não dependem do comprimento de onda) difusos (propriedades independentes da direção) (CHRZANOWSKI, 2001).

2.1.1.3 Relações entre propriedades radiativas de materiais

As duas mais importantes relações entre propriedades radiativas de materiais são: o balanço de energia de um elemento de superfície, que associa a absorvidade, refletividade e a transmissividade; e a Lei de Kirchoff, que relaciona a emissividade e a absorvidade (CHRZANOWSKI, 2001).

Fazendo um balanço de energia em uma superfície, a radiação incidente que chega a mesma sofre uma divisão, tendo parte de sua intensidade inicial absorvida pela superfície, parte transmitida e parte refletida. A soma das frações de energia é igual à unidade. Esse balanço de energia está mostrado na Eq. (12) (CHRZANOWSKI, 2001; INCROPERA E DE WITT, 2003).

$$\alpha_T + \rho_T + \tau_T = 1 \quad (12)$$

Onde:

α_T - é a absorvidade hemisférica total

ρ_T - é a refletividade hemisférica total

τ_T - é a transmissividade hemisférica total

Relações semelhantes também podem ser obtidas para as propriedades espectrais e direcionais, uma vez que a radiação de interesse raramente advém de

todo o hemisfério, mas de uma direção específica. Assim, a Eq. (11) assume a forma da Eq. (13)

$$\alpha_{\lambda,\varphi} + \rho_{\lambda,\varphi} + \tau_{\lambda,\varphi} = 1 \quad (13)$$

Onde:

$\alpha_{\lambda,\varphi}$ - é a absorptividade espectral direcional

$\rho_{\lambda,\varphi}$ - é a refletividade espectral direcional

$\tau_{\lambda,\varphi}$ - é a transmissividade espectral direcional

A Lei de Kirchhoff estabelece que em um equilíbrio termodinâmico local de um elemento superficial de um material, a emissividade espectral direcional $\varepsilon_{\lambda,\varphi}$ é igual a absorptividade espectral direcional $\alpha_{\lambda,\varphi}$, ou ainda:

$$\varepsilon_{\lambda,\varphi} = \alpha_{\lambda,\varphi} \quad (14)$$

Isso quer dizer que a capacidade emissiva direcional espectral é igual à sua capacidade de absorção nas mesmas condições espectrais e direcionais. Entretanto, essa relação não é necessariamente válida para o cálculo de emissividade total e absorptividade total. Para tanto, assume-se que as superfícies são cinzentas, ou seja, que $\varepsilon_T = \alpha_T$, para qualquer comprimento de onda. Não são conhecidas superfícies cinzentas na natureza. No entanto, podem-se aproximar algumas superfícies reais a superfícies cinzentas se apenas for considerada uma gama de radiação na qual o comportamento das superfícies referidas for aproximado ao comportamento de superfícies cinzentas, por exemplo, uma superfície real pode ter o comportamento de uma superfície cinzenta na gama dos infravermelhos, sendo que nos restantes níveis de radiação pode ter um comportamento diferente (SILVANO, 2014). Para o caso de emissividade independente da direção, diz que a superfície é difusa (INCROPERA E DE WITT, 2003).

Substituindo a Equação 14 na 13 pode-se determinar a emissividade direcional espectral indiretamente através da Eq. 15.

$$\varepsilon_{\lambda,\varphi} = 1 - \rho_{\lambda,\varphi} - \tau_{\lambda,\varphi} \quad (15)$$

Para o caso de materiais opacos onde $\tau_{\lambda,\varphi} = 0$ a Equação 15 pode ser reescrita como:

$$\varepsilon_{\lambda,\varphi} = 1 - \rho_{\lambda,\varphi} \quad (16)$$

Segundo a lei de Kirchhoff, uma cavidade fechada, isotérmica e com uma área de superfície muito superior à área da superfície dos objetos que se encontrem no seu interior, tem um comportamento próximo do comportamento de um corpo negro à mesma temperatura que a temperatura da referida superfície da cavidade T_{cav} . Uma vez que a área dos objetos é muito inferior à área da superfície da cavidade, a sua influência no campo radiativo é desprezível. Deste modo, qualquer pequeno objeto que se encontre no interior da cavidade é irradiado da mesma forma como se fosse irradiado por um corpo negro à mesma temperatura que a superfície da cavidade. Pode-se, portanto, considerar que a emissividade aparente ε_{ap} da superfície da cavidade tem o valor 1. A emissividade aparente é o resultado da emissão e da reflexão de radiação por parte de uma superfície (SILVANO, 2014).

Por essa razão, utiliza-se um método de compensação da radiação da vizinhança na medição de temperaturas por termogramas, adotando-se um valor de emissividade igual à unidade para determinação da chamada Temperatura refletida (T_{ref}).

Para obterem-se medições termográficas exatas é necessário conhecer a emissividade das superfícies a medir; de outra forma, realizando medições termográficas em duas superfícies diferentes, mas à mesma temperatura, poder-se-iam obter resultados diferentes, pois as superfícies referidas poderiam emitir quantidades diferentes de radiação.

2.2 Termografia e aplicações

Existem muitos sistemas (termômetros) que permitem medidas de temperatura. Entretanto, todos esses sistemas podem ser divididos basicamente em dois grupos: sistemas para medidas com contato, onde ocorre contato físico entre o objeto

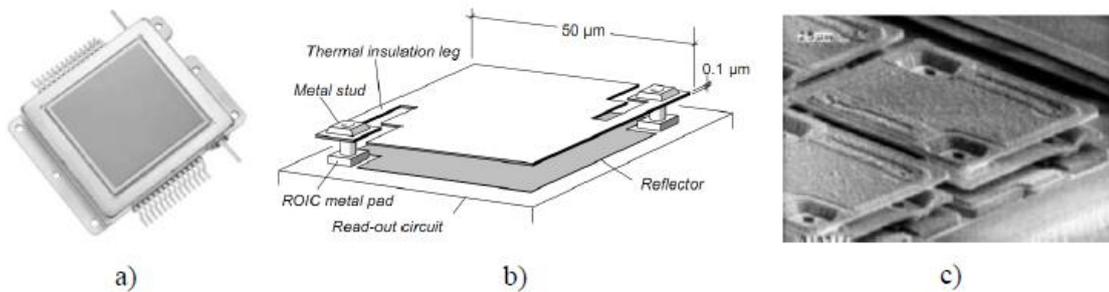
testado e o termômetro, e sistemas para medidas de temperatura sem contato, onde o contato físico não é necessário para as medições. Esses termômetros sem contato são especialmente adequados para medidas de temperatura de objetos em movimento, que estejam no vácuo, locais inóspitos, objetos sensíveis ao toque, etc, sendo muito utilizados na indústria, ciência, medicina e na proteção ambiental.

Esses tipos de termômetros (sem contato) podem empregar diferentes fenômenos físicos para a determinação de temperatura do objeto de interesse como: fenômeno de radiação, refração ou fase Doppler, fenômeno luminescente ou fenômeno Schlieren. Entretanto, a maioria dos sistemas usados para medição de temperatura sem contato utiliza a radiação térmica como mecanismo para a avaliação de temperatura (CHRZANOWSKI, 2001).

A variação de temperatura como parâmetro de identificação de problemas já tinha sido utilizada desde a antiguidade, na época de Hipócrates (460 a. c. – 370 a.c.), quando ele notou que o aumento de temperatura inata do corpo humano era o principal sinal diagnóstico de doença e utilizou lama sobre o corpo doente observando qual área secava primeiro devido ao calor (BRIOSCHI, [198-?]). Desde então, o interesse em se utilizar o calor emitido por uma superfície como referência sobre seu estado aumentou muito.

A primeira imagem térmica foi produzida em papel pelo pioneiro do campo da fotografia Sir John Herschel (1792-1871) (BRIOSCHI, [198-?]). Desde então, os avanços nos estudos da radiação IR, impulsionados também pelas aplicações militares resultaram em equipamentos caracterizados pelo aumento considerável no número de elementos detectores (bolômetros), surgindo então, as matrizes *Focal Plane Array (FPA)* (TEIXEIRA, 2012). Uma imagem de uma matriz FPA (a), de uma estrutura de um microbolômetro (b) e de uma imagem ampliada 4000 vezes de um microbolômetro são mostradas na Fig. 7.

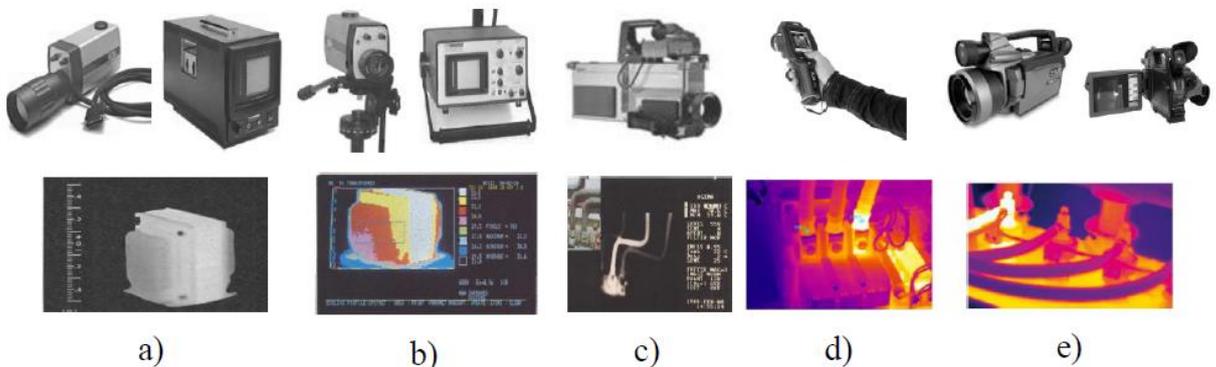
Figura 7 - a) Matriz FPA de 1024x786 pixels. b) Estrutura de um elemento detector (microbolômetro) c) Imagem ampliada 4000 vezes de um microbolômetro.



Fonte – Ulis (2011); Biancardini et al., (2003) e Phong e Zheng (2003) *apud* Teixeira (2012).

Alguns exemplos de termovisores atuais que contém até milhares de elementos detectores são mostrados na Fig. 8.

Figura 8 - Modelos de termovisores a) “Thermovision 780” (1980) b) “Thermovision 782” (1985) e c) modelo portátil “Thermovision 450”(1988) de fabricação AGEMA;d) “Flir i50” e e) “Flir SC660” de fabricação FLIR (dias atuais).



Fonte - Manual AGEMA (1980, 1985, 1988); FLIR (2010a, 2010b) *apud* Teixeira (2012).

Termômetros sem contato podem ser divididos baseando-se no critério de localização de uma banda espectral do termômetro (ou bandas) em termômetros visíveis, termômetros de infravermelhos e termômetros de micro-ondas. Teoricamente, também é possível conceber sistemas de banda espectral (ou bandas) localizados na faixa ultravioleta ou até mesmo intervalo de raios - X para medição de temperaturas muito elevadas. Na maioria das aplicações práticas, as temperaturas medidas variam de cerca de 200 K a 3000 K. Objetos em tais temperaturas emitem mais radiação térmica na faixa do infravermelho, pouco na

faixa do visível, e muito pouco na faixa de micro-ondas. Atualmente, cerca de 99% de todos os termômetros sem contato são infravermelhos.

Tanto termômetros sem contato ativos, quanto passivos podem ser divididos em três grupos de acordo com o número de bandas espectrais do sistema: banda única (*single-band*), dupla banda (*dual-band*) e sistemas multibanda (*multi-band*).

Sistemas passivos mono banda medem diretamente a potência irradiada de um objeto testado dentro de uma única banda espectral. A radiação emitida pelo objeto que chega ao detector produz um sinal elétrico na saída do mesmo. O valor deste sinal transporta informação sobre a temperatura do objeto, que é determinado utilizando um gráfico de calibração do sistema derivado do cálculo radiométrico do sinal de saída como uma função da temperatura do corpo negro. A temperatura medida desta forma pode ser corrigida para o caso de objetos reais (corpos não-negros) quando só sua emissividade sobre a banda espectral é conhecida. O conhecimento incompleto da emissividade do objeto é a fonte mais comum de erros na medição de temperatura usando sistemas passivos monobanda. Estes sistemas também são vulneráveis a fontes de erro como: radiação refletida, transmitância atmosférica limitada, variações de radiação emitida por componentes ópticos, ruído do detector e outras fontes eletrônicas internas. No entanto, sua vantagem primordial é a simplicidade, uma vez que exigem apenas uma banda espectral e estes sistemas dominam as aplicações industriais e científicas. Atualmente, a maioria dos sistemas de medição de temperatura sem contato são sistemas passivos mono-banda (CHRZANOWSKI, 2001).

Quanto às bandas espectrais, os sistemas de medição de temperatura sem contato, podem ser de:

- Banda larga (*broad-band*), medindo radiação térmica na faixa espectral que compreende o intervalo de 0,3-1 μm a aproximadamente 12-20 μm , sendo chamados de termômetros de radiação total, uma vez que medem quase toda a radiação emitida pelo objeto;
- Passa-banda (*band-pass*), com lentes, filtros e janelas selecionadas para transmitir apenas uma porção do espectro, geralmente no intervalo de 8-14 μm , devido à ótima transmissividade da atmosfera para essa faixa;
- Banda-estreita (*narrow-band*), operando sobre um pequeno intervalo de comprimentos de onda, selecionado por filtros para uma aplicação específica, por exemplo, a banda de $5 \pm 0,2 \mu\text{m}$, que é usada para medir temperatura na

superfície do vidro devido à forte emitância deste material para este intervalo de comprimentos de onda (CHRZANOWSKI, 2001).

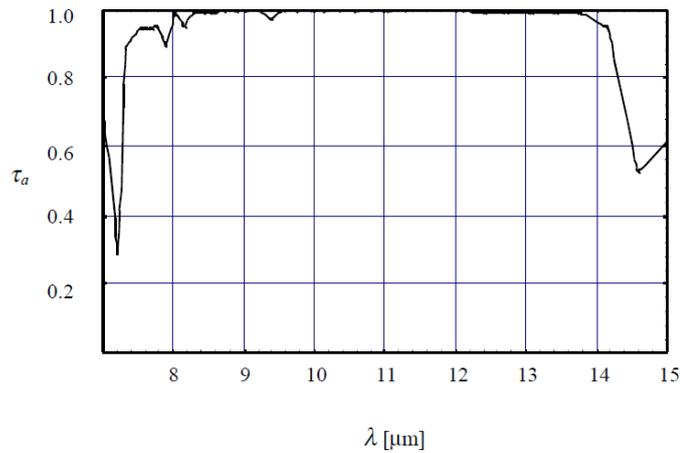
2.2.1 O processo de medição de temperatura por Termografia

A interação da radiação óptica emitida com a atmosfera é um processo complexo. Isso acontece porque a radiação térmica sofre uma influência em seu caminho da fonte emissora até um equipamento receptor devido às diferentes concentrações de gases e vapor de água associados à altitude, estação do ano, localização geográfica, hora do dia e outras condições meteorológicas que distorcem o real valor da radiação térmica a ser mensurada. Essa distorção pode ocorrer através dos seguintes fenômenos: absorção da atmosfera, espalhamento da radiação térmica, emissão atmosférica e turbulência, sendo que os dois primeiros causam uma atenuação da radiação térmica, ao passo que o terceiro adiciona uma quantidade de energia a ser medida e o quarto causa distorção na visualização dos objetos. Entretanto, para pequenas distâncias, a absorvidade e, portanto, a emissividade da atmosfera costuma ser muito baixa. Além disso, na maioria das aplicações de medidas de temperatura sem contato, a temperatura ambiental é muito menor que a do objeto de interesse, permitindo que a emissão de radiação térmica da mesma seja desprezível.

Os efeitos de turbulência só mostram-se significativos quando medições são feitas a algumas centenas de metros, sendo, portanto, desprezados (CHRZANOWSKI, 2001).

Para distâncias relativamente pequenas, a faixa espectral de 8 a 14 μm apresenta uma elevada transmissividade, próxima à unidade, sendo, portanto conhecida como “janela atmosférica”. A Fig. 9 mostra a variação da transmissividade espectral em função do comprimento de onda para um intervalo espectral de 7 – 15 μm .

Figura 9 – Transmissividade atmosférica para uma distância de 10 m na faixa espectral de 7 – 15 μm .

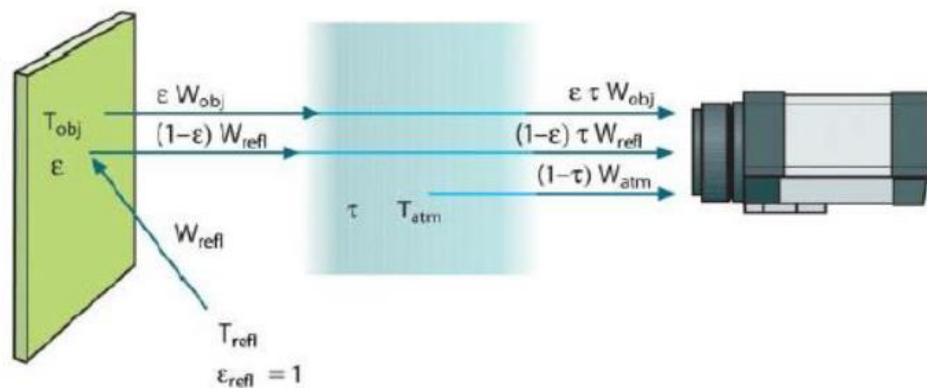


Fonte - Chrzanowski (2001).

Por essa razão, as câmeras que trabalham no espectro do Infravermelho, operam na faixa correspondente à janela atmosférica.

A Figura 10 mostra uma representação esquemática de uma situação de medição termográfica geral.

Figura 10 - Representação esquemática de uma situação de medição termográfica geral.



Fonte - Flir Systems (1999) *apud* Silva (2016).

Pela Figura 10, percebe-se que a câmera termográfica recebe três parcelas de radiação que compõem seu sinal usado para informar a leitura de temperatura da superfície de interesse.

A primeira parcela está associada à emissão radiativa da superfície de interesse e é dada por ϵW_{obj} , onde $W_{obj} = \sigma T^4$. A segunda parcela é a radiação

refletida pela superfície de interesse proveniente das superfícies da vizinhança e é dada por $(1 - \varepsilon)W_{refl}$, com a refletividade da superfície dada por $(1 - \varepsilon) = \rho$. A terceira parcela é proveniente da emissão da própria atmosfera $(1 - \tau)W_{atm}$, com sua emissividade dada por $(1 - \tau)$.

Somando todas as parcelas, tem-se a radiação total recebida pelo termovisor, mostrada na Eq. 17:

$$W_T = \varepsilon W_{obj} + (1 - \varepsilon)W_{refl} + (1 - \tau)W_{atm} \quad (17)$$

Segundo Caramalho (2012), um sinal elétrico U_{fonte} de saída da câmera termográfica é diretamente proporcional à potência recebida de uma determinada fonte. Assim, tem-se a Eq. 18, com C como uma constante de proporcionalidade.

$$U_{fonte} = CW(T_{fonte}) \quad (18)$$

Multiplicando ambos os lados da Eq. 17 por C e substituindo pelo U correspondente, tem-se:

$$U_T = \varepsilon U_{obj} + (1 - \varepsilon)U_{refl} + (1 - \tau)U_{atm} \quad (19)$$

Resolvendo a Equação 19 para U_{obj} tem-se a fórmula de medição geral utilizada em equipamentos termográficos da empresa Flir Systems, mostrada na Eq. 20

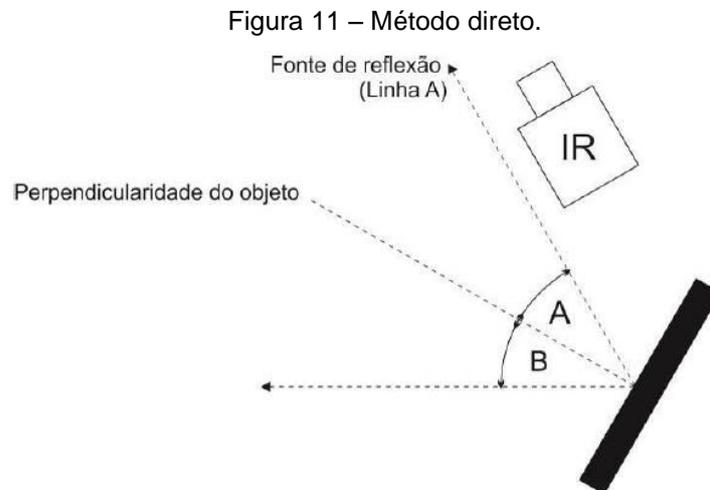
$$U_{obj} = \frac{1}{\varepsilon\tau} U_T - \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} U_{refl} - \frac{1-\tau}{\varepsilon\tau} U_{atm} \quad (20)$$

A Equação 20 deixa evidente a importância do conhecimento da emissividade correta da superfície de interesse. Geralmente esses valores são tabelados, mas nem sempre correspondem à banda espectral de interesse ou faixa de temperaturas, o que pode induzir ao erro nas leituras (CHRZANOWSKI, 2001). Nestes casos, pode-se simular um corpo negro na superfície de interesse, caso seja possível pintá-la ou aplicar uma fita adesiva de emissividade conhecida. Pela pequena espessura da tinta ou da fita, é razoável supor que logo estes itens estarão

em equilíbrio térmico com a amostra de interesse, permitindo que a leitura da temperatura real seja feita. Posteriormente basta ajustar a emissividade da câmera em uma medição direta da superfície de interesse que esteja sem tinta ou fita e ajustar a emissividade até que o valor de temperatura real seja encontrado. Este método é um dos mais simples, outros métodos podem ser encontrados em Perin (2009).

Também fica clara a influência da radiação advinda das vizinhanças, proporcional às temperaturas das superfícies próximas, também conhecida como Temperatura refletida (T_{ref}). Segundo a NBR 16292 (2014), que trata da medição e compensação da temperatura refletida utilizando câmeras termográficas, existem dois métodos para a estimativa desta influência: o método direto e o método refletor.

O método direto assume que o ambiente ao redor opera como um corpo negro com emissividade igual a 1, irradiando o objeto de interesse. Neste caso, ajusta-se a emissividade da câmera termográfica para 1 e posiciona-se a mesma contrária ao objeto de interesse na mesma direção e ângulo da fonte de reflexão, conforme Fig. 11. Após isso, registra-se a temperatura medida.

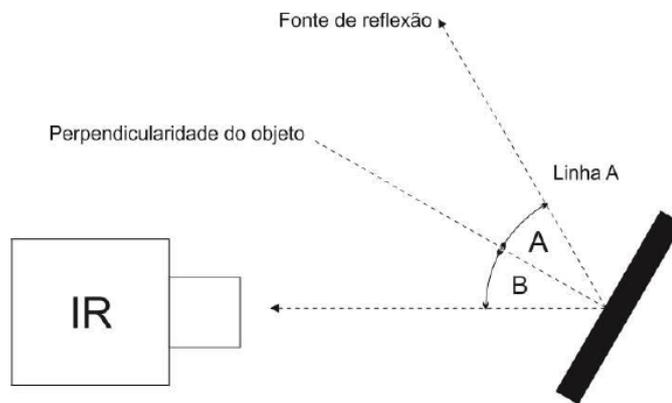


Fonte - NBR 16292 (2014).

No método refletor, primeiramente posiciona-se a câmera termográfica do mesmo modo que ela deve ser posicionada para medição da temperatura do objeto, ajustando-se o seu foco e a emissividade para 1. Após isso, coloca-se um refletor infravermelho (Papel alumínio amassado) em frente e em paralelo ao objeto, conforme a Fig. 12. A temperatura registrada é a temperatura refletida. Recomenda-

se que esse procedimento seja repetido por, no mínimo, três vezes para obter a média.

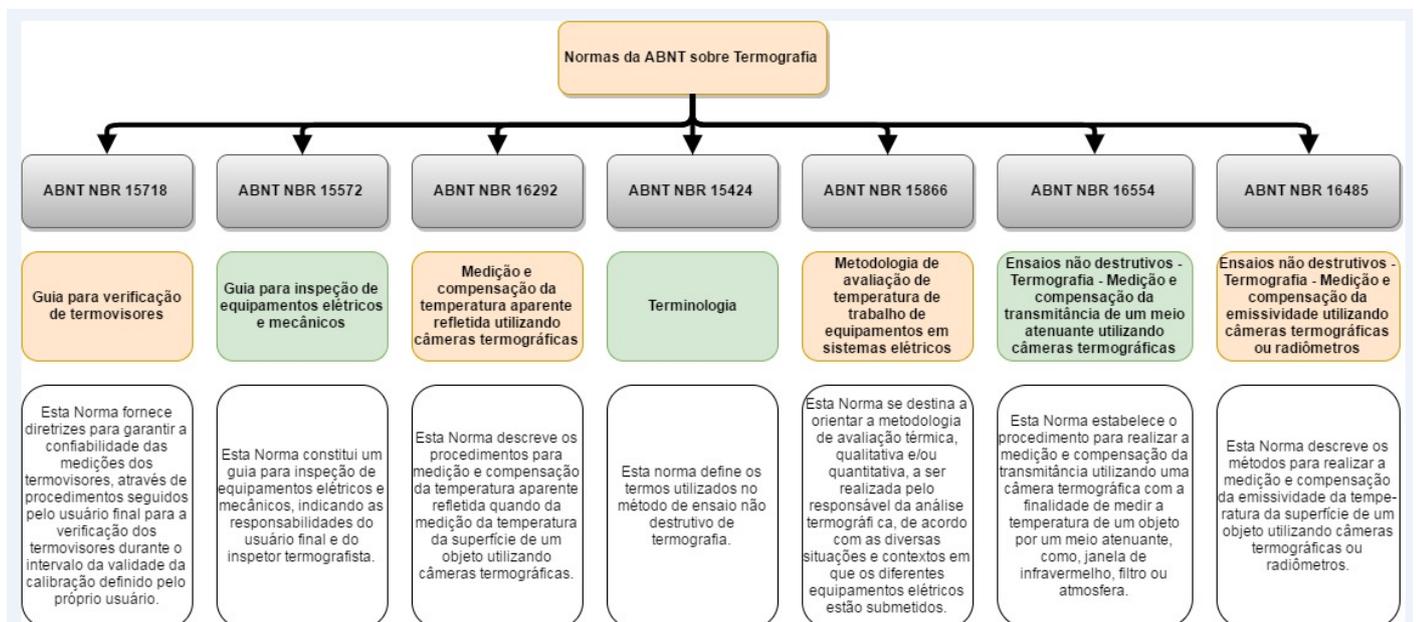
Figura 12 – Método refletor.



Fonte - NBR 16292 (2014).

Outras normas associadas à termografia da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) são mostradas na Figura 13.

Figura 13 - Normas sobre Termografia publicadas pela ABNT.



Fonte – Adaptado de Laboratório de Ergonomia e Engenharia de Segurança do Trabalho – LEEST/UAEM/CCT/UFMG (2016).

Um problema significativo na medição de emissividades à baixas temperaturas é a radiação refletida pelo ambiente, uma vez que as temperaturas da

superfície a medir e a temperatura ambiente são próximas. Quanto maior for a diferença entre a temperatura da superfície de interesse e temperatura da vizinhança, maior exatidão se obtém na medição de emissividades (SILVANO, 2014).

Segundo Ibos *et al.*, (2016) a emissividade direcional para materiais dielétricos ou condutores é aproximadamente constante para até 60° medidos a partir da normal da superfície de interesse.

Tesar *et al.*, (2016) procuraram obter a temperatura aproximada de uma superfície durante medições termográficas, quando a emissividade usada nas medições não é a real. Neste artigo, os autores apresentaram medidas de temperatura para três câmeras infravermelhas com diferentes intervalos de comprimento de onda em objetos radiadores de referência (corpos negros).

As câmeras utilizadas operam no intervalo de comprimentos de onda de 0,78 a 1,08 μm (infravermelho próximo), 1,5 a 5,1 μm (infravermelho curto até o médio) e 7,5 a 14 μm (infravermelho longo).

As capturas das imagens térmicas foram realizadas em três temperaturas dos radiadores corpos negros (fontes de radiação infravermelha). Os valores de temperatura selecionados foram 50°C, 250°C e 1000°C.

Os corpos negros tomados como referência para as medidas de temperatura tinham emissividades de $\varepsilon_1 = 0,95$, $\varepsilon_2 = 0,99$ e $\varepsilon_3 = 0,998$.

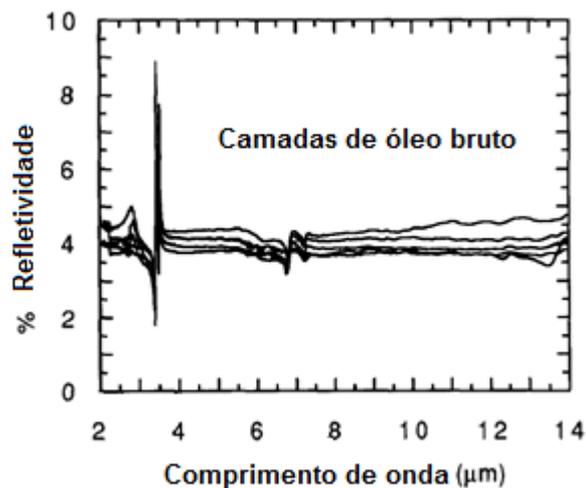
As avaliações da influencia de uma emissividade incorreta na leitura de temperatura foram realizadas nos softwares de cada fabricante, onde pode-se modificar o valor de emissividade adotado. Assim, diminuindo-se os valores de emissividade, foi possível verificar o erro de temperatura medida em relação à temperatura real do objeto.

Os autores concluíram que o termógrafo que opera na faixa do Infravermelho próximo (*Near Infrared*) é o que é menos sensível às alterações de emissividade (com erros relativos de 35,2%, 19,12% e 32,58% para temperaturas reais de 50°C, 250°C e 1000 °C e temperaturas calculadas de 67,6°C, 297,8°C e 1325,8°C, respectivamente) ajustada na câmera e que quanto maior o comprimento de onda principal adotado para os cálculos, maior é a sensibilidade em relação à emissividade errada.

Embora muitos trabalhos se dediquem a avaliar a temperatura superficial de sólidos, poucos abordam materiais em outros estados como líquidos ou gases. Na

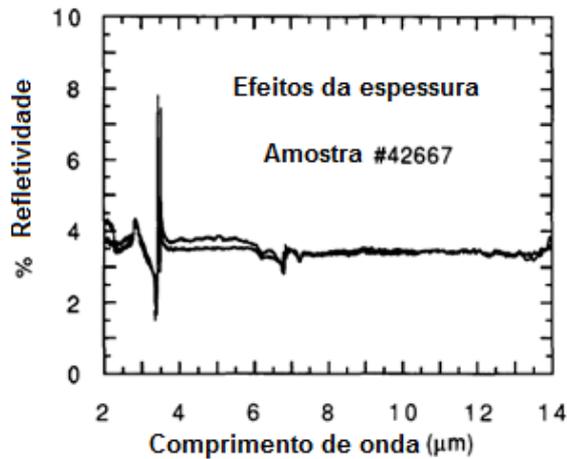
avaliação de emissividade de óleos, podem-se citar Salisbury, et al (1993), que com o intuito de contribuir para o estado da arte de estudos de sensoriamento remoto para a detecção de vazamentos de óleos nos mares, tanto para proteção ambiental, quanto para a exploração de petróleo, apresentam um estudo de comportamento de propriedades radiativas (emissividade e refletividade hemisférica) de cinco amostras de camadas de óleo bruto e suas variações ao longo do intervalo espectral que abrange a região do Infravermelho médio, usando um espectômetro interferômetro. Neste trabalho, observou-se que as mesmas variam muito pouco, mostrando um comportamento semelhante ao de corpos cinza (propriedades radiativas independentes do comprimento de onda), vide Fig.14. Foi observado também que a espessura dos filmes de óleo não tem um efeito significativo na refletividade espectral, ver Fig. 15.

Figura 14 – Espectro da refletividade hemisférica direcional de cinco tipos de camadas de óleo bruto com espessuras entre 2 e 3 mm.



Fonte - Salisbury *et al.*, (1993).

Figura 15 – Espectro da refletividade hemisférica direcional de três camadas de uma mesma amostra, variando em espessura de 0,22 mm a 3 mm.



Fonte - Salisbury *et al.*, (1993).

Da lei de Kirchoff ($\epsilon = 1 - \rho$), percebe-se que os valores de emissividade dos óleos brutos situam-se em média em 0,96, e que estes líquidos apresentam elevada emissividade.

2.2.2 Aplicações da Termografia

A Termografia infravermelha é uma ferramenta que tem se tornado cada vez mais usada na manutenção preditiva de sistemas elétricos e mecânicos ao longo do tempo. Algumas vantagens podem ser obtidas com a prática de manutenção preditiva (SCROUBELOS e TATAKIS, 2013):

- redução dos custos de manutenção em cerca de 50%;
- redução de falhas inesperadas por 55%;
- redução de tempo de reparo e inspeção em cerca de 60%;
- redução de peças de estoque em torno de 30%;
- aumento de cerca de 30% do tempo médio entre falhas de uma máquina;
- aumento de cerca de 30% no tempo de funcionamento de um equipamento.

A Termografia aproveita as condições de radiação infravermelha para extrair informações úteis sobre a condição de um equipamento sob teste.

Suas aplicações se estendem a uma grande variedade de setores tais como a medicina, equipamentos militares, processos de monitoramento, engenharia elétrica ou mecânica, avaliações de energia, etc.

Na medicina, Brioschi (2011) utilizou a Termografia para a identificação de enfermidades como tumores de mama, artrites em joelhos, síndrome de dor miofascial, entre outros, enquanto Acharya *et al.*, (2014) analisaram problemas relacionados à síndrome do olho seco e Marins *et al.*, (2014) analisaram perfis de temperatura da pele de homens e mulheres brasileiros comparando suas diferenças. Na inspeção de componentes elétricos, Huda e Taib (2013) analisaram disjuntores e conexões, ao passo que Teixeira (2012) analisou conexões elétricas tipicamente empregadas em sistemas de distribuição urbanas.

Scroubelos e Tatakis (2013) recomendam o escaneamento infravermelho para todas as indústrias como um procedimento de manutenção regular, uma vez que nenhuma outra ferramenta consegue obter resultados tão sólidos e tão rápidos sem interromper o funcionamento das máquinas. O escaneamento infravermelho tem como principais vantagens o fato de não ser uma técnica invasiva, com rápida obtenção de dados, praticidade de utilização, mobilidade do equipamento e identificação de emergências. Sua principal desvantagem é o elevado custo inicial para a compra do equipamento.

No Quadro 1, evidencia-se a versatilidade da Termografia, ao comparar-se a mesma com diversas outras técnicas utilizadas na manutenção preditiva. .

Quadro 1 – Aplicações tecnológicas mais comuns na manutenção preditiva.

Tecnologias	Aplicações										
	Bombas	Motores elétricos	Geradores a diesel	Condensadores	Equipamentos pesados/ guindaste	Disjuntores	Válvulas	Trocadores de calor	Sistemas elétricos	Transformadores	Tanques e tubulação
Análise de vibrações	X	X	X		X						
Análise de lubrificantes e combustíveis	X	X	X		X					X	
Análise de partículas de desgaste	X	X	X		X						
Análise de temperatura de rolamentos	X	X	X		X						
Monitoração de desempenho	X	X	X	X				X		X	
Detecção de ruído por ultrassom	X	X	X	X			X	X		X	
Fluxo ultrassônico	X			X			X	X			

Continuação do Quadro 1

Termografia Infravermelha	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
Inspeção visual	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Resistência do isolamento		X	X			X			X	X	
Análise de assinatura da corrente do motor		X									
Índice de polarização		X	X						X		
Monitoração elétrica									X	X	

Fonte: Adaptado de Sullivan *et al.*, (2010).

Analisando-se o Quadro 1, percebe-se o potencial da termografia Infravermelha na detecção de defeitos nos mais variados tipos de sistemas mecânicos e elétricos.

Nas indústrias, o critério mais usado para identificação de anomalias é o critério ΔT , onde a diferença de temperatura entre máquinas ou componentes em estado normal de operação e máquinas com defeito são comparados e de acordo com o valor da variação, medidas são tomadas. Segundo a *N.E.T.A. Maintenance Testing Specifications for Electrical Equipment* citada por Scroubelos e Tatakis (2013), variações de 1 a 3°C entre componentes elétricos defeituosos e sem defeito já devem gerar alerta, ao passo que variações de 4 a 15°C exigem que reparos sejam feitos. Ainda segundo Scroubelos e Tatakis (2013), para variações de 1 a 10°C em componentes e sistemas mecânicos, recomenda-se que os devidos reparos sejam realizados na próxima manutenção.

2.3 Tribologia e teoria da lubrificação

A ciência que estuda especificamente os problemas causados por atrito deslizante entre peças é a Tribologia. O termo Tribologia, que vem do grego *Τριβο* (Tribo - esfregar) e *Λογος* (Logos - estudo) foi utilizado, oficialmente, pela primeira vez em 1966 em um relatório feito por H. Peter Jost para o comitê do departamento inglês de educação e ciência. Neste relatório, o termo foi definido como a “ciência e tecnologia de superfícies interativas em movimento relativo e dos assuntos e práticas relacionados”. JOST (1990 *apud* RADI *et al.*, 2007).

Um dos principais focos da Tribologia é o desgaste. Os modos de desgaste tradicionalmente aceitos são: adesivo, corrosivo, por fadiga e abrasivo (RADI *et al.*, 2007), sendo este último modo, responsável por 50% dos problemas industriais relacionados ao desgaste (EYRE, 1978 *apud* LEITE e MARQUES, 2009) e avaliado em ensaios de desgaste abrasivo como os de Cozza (2006), onde o autor estudou a micro-abrasão em ensaios com esfera rotativa com corpos de prova feitos de aço ferramenta e pastilhas de metal duro (classe P20) e Leite e Marques (2009) que realizaram testes de desgaste abrasivo em um abrasômetro do tipo roda de borracha em revestimentos aplicados por soldagem com arames tubulares autoprotetidos de três ligas metálicas utilizadas na indústria.

É imprescindível que se tenha a correta manutenção de máquinas e equipamentos utilizados em indústrias para que não ocorram paradas de produção. Para tanto, deve-se ter em mente que procedimentos de precaução como a lubrificação, devem ser corretamente efetuados, observando-se a quantidade, o tipo e a frequência de troca dos lubrificantes.

Os lubrificantes possuem a função de evitar o contato direto entre faces metálicas, de modo a facilitar a movimentação entre as mesmas. Em motores de combustão interna, por exemplo, estão presentes em diversos componentes, como na camisa, nos pistões (retidos pelos anéis de lubrificação), bielas, etc., sendo sua incorreta utilização ou falta, um causador de problemas como: consumo excessivo de óleo, desgaste excessivo de cilindros/camisas, pistões e anéis de segmento; formação de borra; desgaste excessivo nos mancais; formação de depósitos em pistões, cilindros/camisas, válvulas e colagem de anéis de segmento, além de perda de pressão do óleo, dificuldade na partida e corrosão no cárter. (GIRUX, 2014).

2.3.1 Atrito

Em qualquer movimento relativo entre sólidos, líquidos ou gases ocorre uma resistência ao movimento denominada atrito. A força de atrito apresenta uma relação direta com a carga normal aplicada e sua intensidade pode ser expressa pela Eq. 21

$$F_{at} = M \times F_N \quad (21)$$

Onde:

F_{at} - Força de atrito [N]

M - Coeficiente de atrito estático ou dinâmico

F_N - Força normal aplicada à superfície [N]

O coeficiente de atrito pode ser estático ou dinâmico, sendo que o primeiro ocorre em condição de inexistência de movimento relativo entre as superfícies e o segundo, quando as superfícies estão em movimento relativo. Segundo as leis clássicas do atrito, o valor de M independe da carga ou força exercida pelo corpo sobre a superfície e da área aparente de contato entre as superfícies em movimento. Além disso, o coeficiente de atrito cinético é menor que o coeficiente de atrito

estático (SERRA, 2006). Este valor ainda depende da velocidade de deslizamento entre as superfícies como mostrado por Gebretsadik *et al.*, (2015) e Bobzin *et al.*, (2015).

Segundo Elmaian *et al.*, (2012), ainda nos dias de hoje, o atrito é um fenômeno que não está completamente entendido. A sua complexidade reside parcialmente no fato de que ele pode ter muitas consequências, tais como o desgaste, dissipação de energia, deformação da estrutura, vibração ou ruído. Além disso, as suas consequências são extremamente sensíveis tanto a uma ligeira variação do ambiente quanto dos parâmetros de projeto, adicionando desafios à sua compreensão.

Gebretsadik *et al.*, (2015), testaram corpos de prova de ligas de cobre, manganês, alumínio e zinco em atrito lubrificado com um anel de aço AISI 52100 e verificou que os valores de coeficiente de atrito medidos diminuíram conforme se aumentou a velocidade de deslizamento para todos os materiais testados.

A variação do coeficiente de atrito como parâmetro de identificação de um estado superficial em componentes atritantes é utilizada em trabalhos como de Gebretsadik *et al.*, (2015), Rosenkraz *et al.*, (2014), Wojciechowski *et al.*, (2015) e Sipcikoğlu *et al.*, (2015). Nestes trabalhos, o comportamento geral indica uma constância ou queda do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de deslizamento.

2.3.2 Desgaste

De acordo com a DIN 50 320 citada por Axén *et al.*, (2001), desgaste é a remoção progressiva de material de uma superfície em contato deslizante ou de rolamento contra uma superfície.

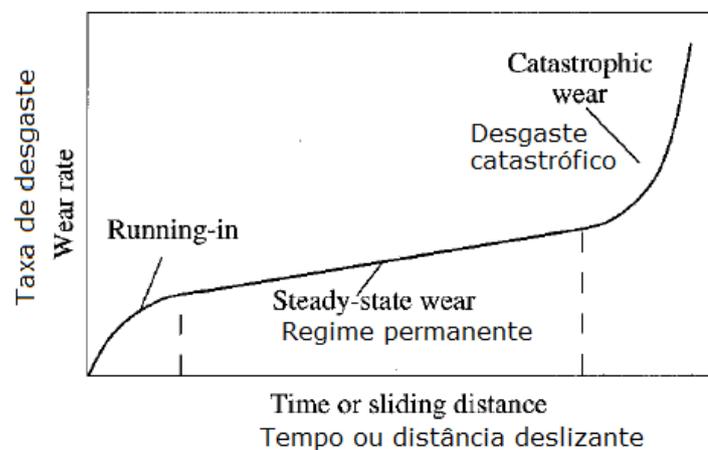
Segundo Axén *et al.*, (2001), para a maioria das superfícies em contato deslizante ou de rolamento, a área real de contato é muito menor que a área de contato nominal. A carga aplicada é suportada por um número pequeno de asperidades, induzindo erros na leitura da área real de contato e o comportamento de atrito e desgaste resultantes da interação destas asperidades. Nas regiões destes contatos locais, as condições são caracterizadas por altas pressões e tensões de cisalhamento, frequentemente bem acima da tensão de escoamento dos

materiais, altas temperaturas locais de curta duração (*flash temperatures*) e também altos graus de deformação e taxas de cisalhamento.

Geralmente não há uma correlação simples entre o atrito e o desgaste, uma vez que baixos coeficientes de atrito não implicam necessariamente em baixas taxas de desgaste (CZICHOS, 1987 *apud* AXÉN *et al.*, 2001).

Frequentemente, o processo de desgaste passa por diversos estágios conforme ocorre o deslizamento. Pelo menos três estágios são identificados: o desgaste começa com o estágio denominado de *run-in*, durante o qual as condições de regime permanente são construídas, com altas taxas de desgaste. É um estágio muito importante para alguns sistemas de deslizamento como rolamentos e engrenagens. Após, tem-se o estágio de regime permanente, com baixas taxas de desgaste e coeficientes de atrito estáveis, até o início da fase catastrófica durante a qual as taxas de desgaste são altas e ocorrem danos superficiais severos. Graficamente, esses estágios são mostrados na Fig. 16.

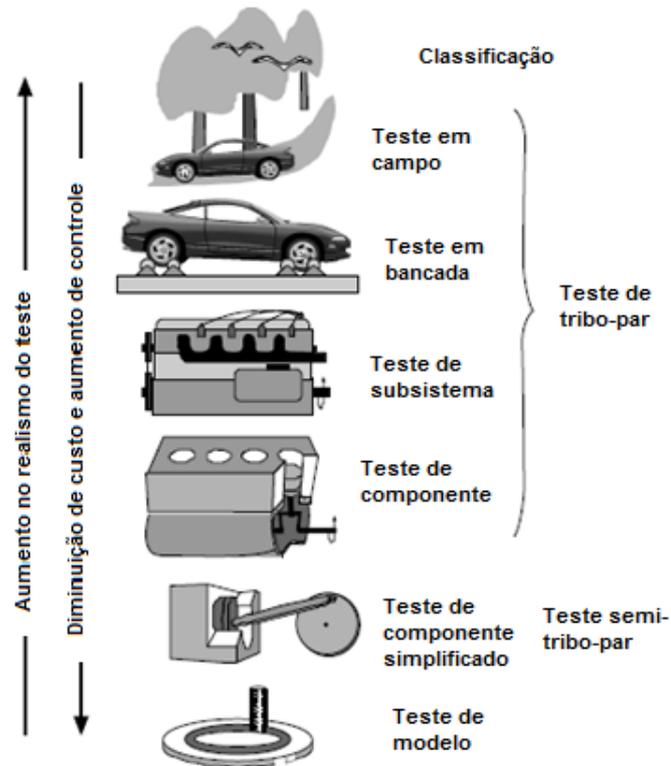
Figura 16 – Estágios típicos de desgaste que aparecem ao longo de contato deslizante.



Fonte - Axén, *et al.*, (2001).

Para o estudo de desgaste decorrente de superfícies específicas, pode-se recorrer aos tribômetros. Eles reduzem significativamente o custo para estudos, embora não representem fielmente as condições encontradas em testes no campo. A classificação de tribotestes é apresentada na Fig. 17.

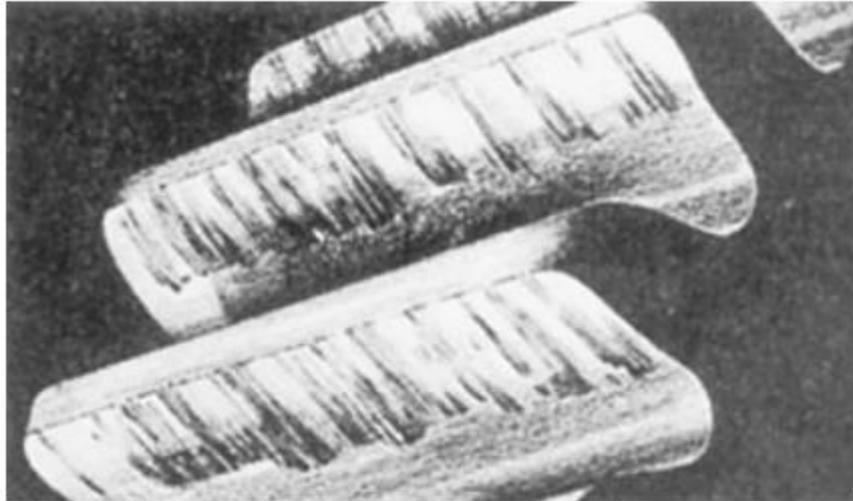
Figura 17 – Classificação dos tribotestes de acordo com o grau de realismo.



Fonte: Axén *et al.*, (2001).

A interpretação de resultados de teste de desgaste é geralmente muito difícil devido ao contato deslizante iniciar uma série de fenômenos interativos cujo comportamento se altera conforme o teste acontece. Assim a taxa de desgaste, frequentemente não é proporcional à distância de deslizamento e correlações para quaisquer propriedades dos materiais como dureza e tenacidade não podem ser generalizadas (AXÉN *et al.*, 2001)

Um processo tribológico não controlado pode, em alguns casos, levar a *scuffing* e, portanto desgaste severo. O *scuffing* é mostrado na Fig. 18.

Figura 18 – *Scuffing* em dentes de engrenagem.

Fonte – Mobley *et al.*, (2008).

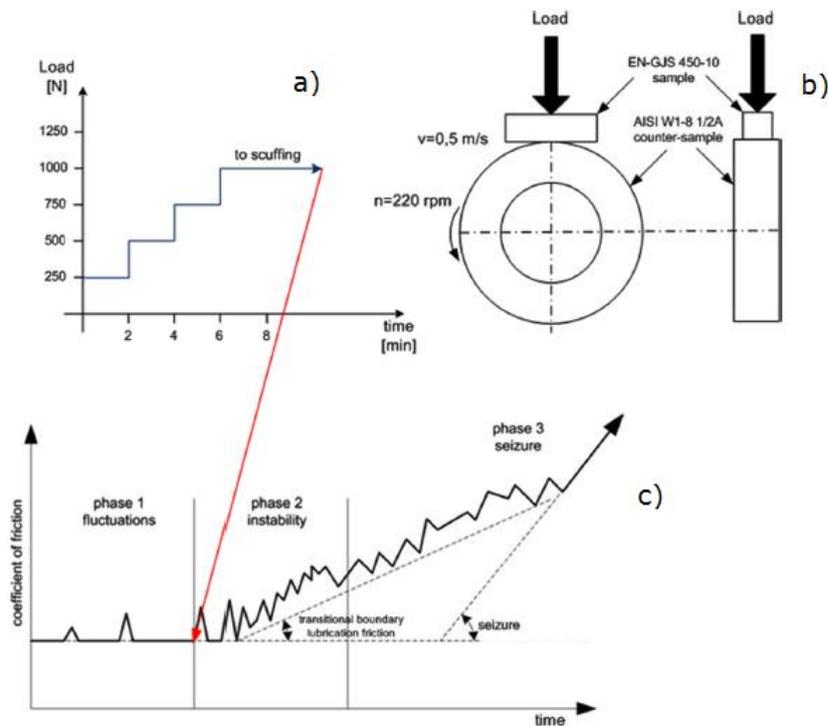
Scuffing é uma das formas mais perigosas de desgaste a qual é caracterizada por um aumento acentuado na resistência ao movimento e danos irreversíveis macroscópicos aos componentes de máquinas. Não há uma definição exata para o *scuffing*, porém de acordo com a ASTM G40-12 citada por Wojciechowski, *et al.*, (2015), esse fenômeno pode ser determinado como uma forma de desgaste que ocorre em um tribossistema lubrificado inadequadamente, caracterizado por mudanças macroscópicas observáveis na textura com características associadas a direção do deslizamento. Sua ocorrência está associada ao rompimento do filme lubrificante em uma situação de lubrificação limite, além da deformação plástica das asperezas das superfícies, temperaturas de contato maiores que 150°C, alta pressão no contato, química do lubrificante, presença de um filme protetor na superfície, rugosidade superficial, textura e propriedades dos materiais (BOWMAN e STACHOWIAK, 1996). Edwards *et al.*,(1998) associam o *scuffing* à presença de altas cargas ou velocidades de deslizamento, gerando um calor excessivo que pode romper a película lubrificante. Outros tipos de desgaste citados por estes autores são:

- **Desgaste severo por deslizamento ou sobrecarga** – tensões excessivas induzidas por altas velocidades ou cargas irão resultar em desgaste severo por deslizamento, causando a quebra de partículas grandes, aumentando, portanto, a taxa de desgaste;

- **Fadiga** – ocorre como resultado de tensões de tração excessivas na superfície mecânica, que iniciam trincas por fadiga. Após a propagação, ocorre a falha total.

O critério para a determinação do início de *scuffing* usado por Wojciechowski *et al.*, (2015) foi o aumento do coeficiente de atrito sob condição de carga constante (Vide, Fig. 19), que posteriormente foi comparado com o aumento das temperaturas para o mesmo ensaio.

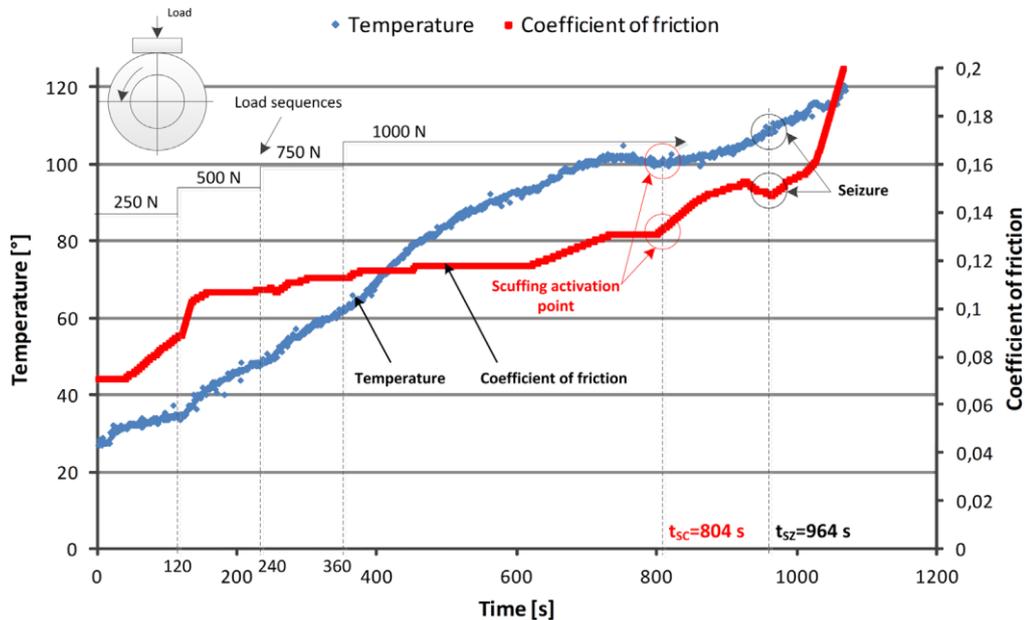
Figura 19 – Dinâmica e geometria das investigações de *scuffing* (a), procedimento de aplicação de carga (b) coeficiente de atrito versus tempo e carga (c).



Fonte - Wojciechowski *et al.*, (2015)

Uma análise da evolução do coeficiente de atrito e da temperatura do corpo de prova em atrito para um par atritante de aço AISI 1045 com o bronze C37700 lubrificado por óleo com ZDDP (ditiofosfato de zinco, aditivo anti-oxidante) está mostrada na Fig. 20.

Figura 20 – Diagrama de temperatura e coeficiente de atrito durante a investigação de *scuffing*: atrito no par aço AISI 1045/ bronze C37700 lubrificado por óleo com aditivo ZDDP.



Fonte - Wojciechowski, *et al.*, (2015).

Outros trabalhos também estudam a resistência ao *scuffing* de determinados tribopares (pares de metais em atrito) lubrificadas por meio da determinação dos perfis térmicos dos contatos deslizantes.

Wolff (1991) investigou experimentalmente a influência da rugosidade superficial e da rugosidade da textura na temperatura e no aparecimento de *scuffing* usando uma máquina onde um corpo de prova plano imóvel é atritado contra um elemento rotativo. A força de atrito e a temperatura nas condições de *scuffing* foram medidas. Para medir a temperatura, um sistema especial baseado em radiação Infravermelha foi construído. As medidas de temperatura a partir da radiação infravermelha permitiram uma estimativa da temperatura nos micro-contatos entre as superfícies atritantes. Usando um modelo de deformação de asperidades, as forças nesses contatos foram calculadas.

Para os testes, utilizou-se uma máquina *Timken*, onde um corpo de prova plano de 10 mm x 10 mm x 15 mm de aço de alta resistência e baixa liga de 60 HRC interage com a superfície cilíndrica de um elemento rotativo de 95 mm de diâmetro e 7,8 mm de espessura, feito de aço ligado de esfera de rolamento LH 15 e com dureza de 63 HRC. A temperatura média do corpo de prova foi determinada por meio de um termopar posicionado 5 mm abaixo da superfície.

As rugosidades médias superficiais medidas foram de $R_a = 0,22, 0,38, 0,50$ e $0,57 \mu\text{m}$ para rugosidade transversal e $R_a = 0,12, 0,33, 0,40$ e $0,69 \mu\text{m}$ para rugosidade longitudinal. O lubrificante utilizado foi Transol 75 a uma temperatura de 298 K (25°C). As velocidades de deslizamento foram de 1,1, 2,7, 4,5 e 11,8 m/s. A carga normal variou de 40 a 4000 N. As medidas ocorriam durante 6 minutos (para velocidade de deslizamento e carga constante). Se o *scuffing* não fosse detectado, então trocava-se o corpo de prova e aumentava-se a carga. Se o *scuffing* não fosse detectado nas primeiras 3 medidas, o elemento rotativo de desgaste era trocado.

Verificou-se que a carga crítica que causava o *scuffing* diminui conforme se aumenta a velocidade de deslizamento.

Para a rugosidade longitudinal, a carga crítica diminui com o aumento da rugosidade, enquanto para altos valores de rugosidade transversal, o aumento deste valor causa um aumento na carga de *scuffing*.

Os resultados indicaram que aumentos locais de temperatura entre as asperidades das superfícies podem ter uma grande influência no *scuffing*.

Para a análise, algumas hipóteses foram formuladas:

1 – O calor é gerado devido à deformação plástica da superfície do corpo de prova. A dureza do corpo de prova era menor que a do elemento rotativo de desgaste. O desgaste da superfície do corpo de prova era muito maior do que a do elemento desgastante. Portanto era razoável assumir um modelo de asperidade rígida interagindo com um corpo de prova plasticamente deformado. Uma vez que o calor gerado no óleo é pequeno comparado ao gerado no processo de deformação plástica da superfície do corpo de prova, ele pode ser omitido.

2 – As asperidades do elemento de desgaste rotativo são prismáticas com seção transversal triangular.

3 – De modo a calcular a temperatura, o modelo de fonte superficial de calor se movendo através de um corpo semi-infinito foi usado.

4 – A temperatura máxima de contato dos corpos de prova e do elemento rotativo é igual.

Incrementos de temperatura no contato variaram de 55°C a 2939 °C de acordo com a velocidade de deslizamento e espessura das asperidades para o caso de rugosidade longitudinal.

Para o caso de rugosidade transversal, os incrementos de temperatura variaram de 38°C a 969 °C de acordo com o aumento da espessura da asperidade e da velocidade de deslizamento.

Concluiu-se que para superfícies com rugosidade transversal, a temperatura de *scuffing* é independente da rugosidade, mas para a rugosidade longitudinal, esse valor decai com o aumento da rugosidade. Os incrementos de temperatura foram altos o suficiente (maiores que 1500 °C) para garantir que a fusão dos metais ocorreu localmente.

Enthoven e Spikes (1994) usaram um scanner infravermelho de linha para estudar os efeitos de aditivos nas temperaturas de contato e, portanto, o *scuffing* em um ponto de contato deslizante. Esse scanner é capaz de medir perfis de temperatura no contato em um pequeno espaço de tempo (menor que 30 ms). O objetivo deste trabalho foi capturar o histórico de temperatura no contato antes e durante o *scuffing* usando lubrificantes com e sem aditivos.

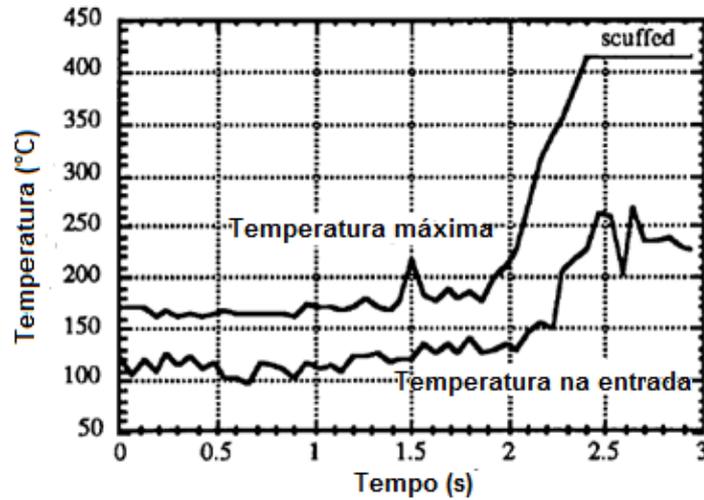
Os testes foram realizados em um dispositivo que consiste de uma esfera de aço carregada e que desliza contra uma janela de safira estacionária. O óleo básico do lubrificante usado no estudo foi o hexadecano purificado. Foram medidos perfis de temperatura antes e durante o *scuffing* em testes com hexadecano puro e com 1% de dibenzil dissulfeto (aditivo EP) e 0,1 % de ácido esteárico, um modificador de atrito.

A esfera utilizada tinha diâmetro de 25,4 mm e era feita de aço AISI 52100 e polida, com rugosidade de 0,016 RMS. Uma esfera era utilizada para cada teste. A janela de safira tinha 2 mm de espessura e era usada diversas vezes.

Em todos os testes, a temperatura de operação era de 80 °C e a velocidade de deslizamento de 1,99 m/s. Depois que os testes eram iniciados, a carga era aumentada em intervalos de 2 minutos até que ocorresse *scuffing* ou a carga limite do equipamento de 500 N fosse atingida. A carga de início era de 50 N e era aumentada em estágios de 50 N.

As medições de temperatura eram realizadas em curto espaço de tempo. A cada 0,03 s, um perfil de temperatura indicando o valor instantâneo na entrada, na saída e na região de contato era realizado. Na Fig. 21 são mostrados os valores de temperatura na região de contato e na entrada durante 3 s para hexadecano puro no estágio de carga de 250 N.

Figura 21 – Temperatura máxima no contato e na entrada, no estágio de carga de 250 N.

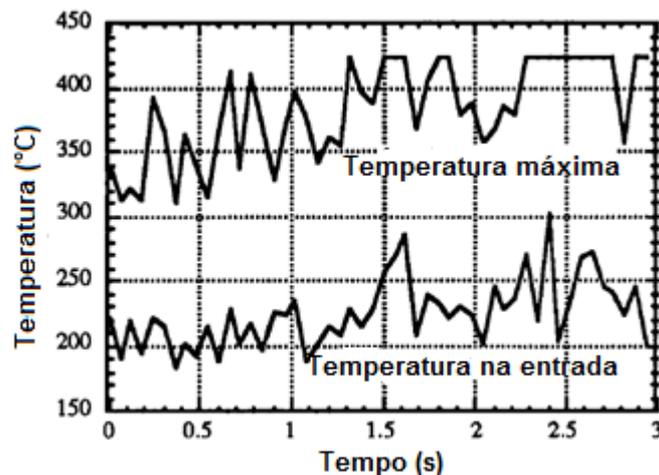


Fonte - Enthoven e Spikes (1994).

Observando a Figura 21, percebe-se a súbita transição na temperatura na região central de contato e na entrada indicando o início de *scuffing*.

Para o óleo com 1% de dibenzil dissulfeto (DBDS) houve um aumento na carga de *scuffing*, que ocorreu a 2,31 GPa. A Fig. 22 mostra os perfis de temperatura na região central de contato (temperatura máxima) e na entrada.

Figura 22 – Temperaturas máximas e de entrada para teste com hexadecano com 1,0% de DBDS.



Fonte - Enthoven e Spikes (1994).

Observando-se a Figura 22 percebe-se que o aditivo alterou o comportamento térmico do fluido que agora apresenta grande variação nos perfis de temperatura tanto na região central de contato quanto na entrada. Neste teste, a temperatura

apresenta uma grande oscilação, de aproximadamente 100 °C entre as medidas, antes da ocorrência do *scuffing*.

Os testes com ácido esteárico não revelaram a ocorrência de *scuffing* e a temperatura apresentou um comportamento cíclico aproximadamente constante.

Wang *et al.*, (2005) estudaram o *scuffing* e a resistência ao desgaste de saias de pistões com diferentes texturas e revestimentos em atrito contra camisas de cilindro usando um equipamento que pode simular o movimento relativo entre o pistão e a camisa. Os experimentos foram realizados com três tipos de revestimentos e dois tipos de textura das saias atritando contra cilindros feitos com três tipos de ligas de alumínio e ferro fundido. Além de analisar o comportamento do *scuffing*, foi analisada a microestrutura e as características morfológicas das superfícies e sub-superfícies dos pistões e camisas do cilindro.

Os testes foram realizados em uma bancada onde um pistão é empurrado por um sistema pneumático contra a camisa durante um movimento alternativo.

Três parâmetros foram medidos durante os testes: carga normal, força de atrito entre a saia do pistão e o cilindro e a temperatura de contato das superfícies. Para a medição dos valores de força foram usadas células de carga, enquanto para a medição da temperatura, foi utilizado um termopar tipo K dentro do pistão. A temperatura de utilização do óleo é de 70 °C.

Todos os pistões foram feitos de liga de alumínio Al390 com ou sem revestimentos para as saias. Dentre os revestimentos estão os de estanho, ferro e níquel-fósforo com 4 % em volume de partículas de nitreto de boro (NCC). A rugosidade total (distância entre o pico mais alto e o mais profundo das asperezas) superficial dos revestimentos de NCC apresentam valores aproximados de 16 µm (superfície rugosa) e 7 µm (superfície lisa). As amostras de camisas possuíam 22 mm de largura e 140 mm de comprimento e foram cortadas de camisas comerciais. Os materiais usados nessas camisas foram três tipos de ligas de alumínio: Al390 (liga hiper-eutética com 16-18 % de silício em massa e 4% em massa de cobre), PEAK (outra liga hiper-eutética Al-Si) e GM396 (liga eutética de alumínio com alto teor de elementos de liga). As rugosidades médias para as camisas são de 1,29 µm para as camisas de ferro fundido, 0,14 µm para as de liga Al390, 0,12 µm para as de liga PEAK e 0,22 µm para as de liga GM396. Os valores de dureza dos corpos de prova estão mostrados na Tab. 3.

Tabela 3 – Dureza, HRB, de camisas de cilindro e pistões (média de 5 medidas).

	Camisa do cilindro				Saia do pistão	
	Ferro fundido	Al390	PEAK	GM396	Revestimento NCC	Banhada em ferro
HRB	94,00 ±0,52	57,00 ± 0,39	11,00 ± 1,06	38,00 ± 5,27	69,00 ± 1,52	71,00 ± 0,98

Fonte - Wang *et al.*, (2005).

Os testes foram realizados com velocidade alternativa de 1500 rpm (25 Hz), com óleo de motor 5W30 a uma temperatura média de 60°C e vazão volumétrica de 2 ml/min com uma sequência de aumentos de carga e duração de aplicação apresentadas na Tab. 4.

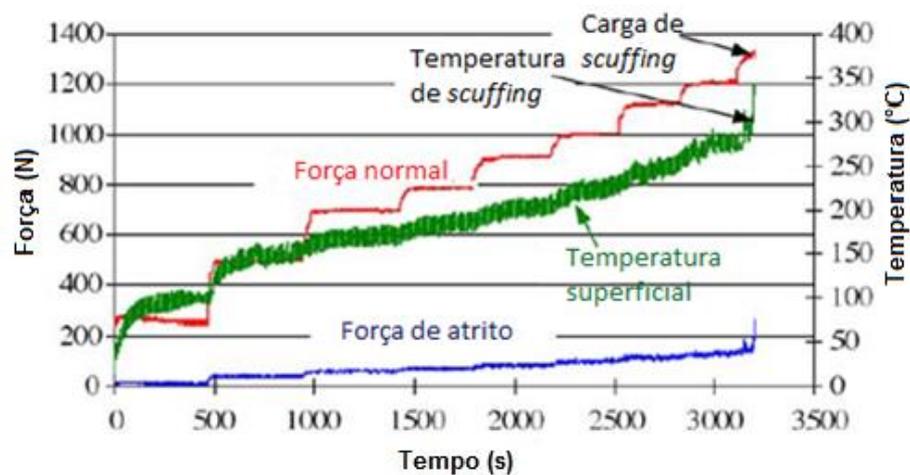
Tabela 4 – Procedimento de carregamento.

Sequência de passos	1	2	3	4	5	6	7	8
Carga (N)	250	500	700	800	900	1000	1100	1200
Tempo de duração (min)	8	8	8	6	6	5	5	5

Fonte - Wang *et al.*, (2005)

Um gráfico típico dos ensaios está mostrado na Figura 23.

Figura 23 – Gráfico dos dados medidos em função do tempo.

Fonte - Wang *et al.*, (2005).

A variação da força de atrito, do coeficiente de atrito e da temperatura no contato são indicadores do início de *scuffing* (WANG *et al.*, 2005).

Wang *et al.*, (2005) concluíram que a resistência ao *scuffing* varia muito para as diferentes combinações de metais utilizadas e que a liga GM396 tem uma melhor resistência ao *scuffing* que as demais ligas de alumínio. As combinações que apresentaram maiores cargas de *scuffing* possuem melhor resistência a esse tipo de desgaste, mas elas não fornecem necessariamente maiores temperaturas de *scuffing* (temperatura apresentada no início do desgaste devido ao rompimento da película lubrificante).

Hershberger *et al.*, (2004) avaliaram experimentalmente um mecanismo para a iniciação do *scuffing* baseado em instabilidade de cisalhamento adiabático através de medidas de densidades de discordâncias por meio de difração de raios-x. Previu-se que o *scuffing* ocorre quando a taxa local de amaciamento térmico excede à taxa de encruamento no contato tribológico. Uma vez que estas taxas dependem da microestrutura, a teoria foi testada realizando-se testes em aços SAE 4340 submetidos a cinco tipos de tratamento térmico. As resistências ao *scuffing* foram consistentes com a teoria e eventos térmicos durante os testes e a morfologia microestrutural resultante foram consistentes com um ambiente localmente adiabático. As densidades de discordâncias medidas em amostras de testes interrompidos antes, durante e depois do *scuffing* foram consistentes com a teoria.

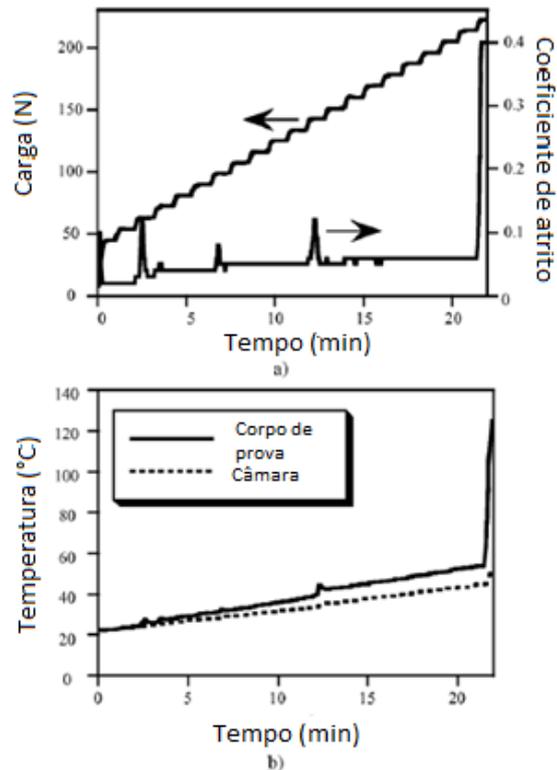
Os testes de *scuffing* foram realizados em uma máquina *Falex* de configuração de contato de bloco em anel. Tanto o anel de desgaste quanto os blocos foram feitos de aço SAE 4340 contendo 0,38-0,43 %C, 0,8% Cr, 1,8 % Ni e 0,25% Mo. As amostras foram cortadas, austenitizadas a 850°C e temperadas a diferentes temperaturas com durezas que variaram de 29 HRC a 53 HRC. A rugosidade média Ra das amostras foi de 0,7 µm. O lubrificante utilizado foi a poli-alfa-olefina sintética cuja viscosidade cinemática era de 18 cSt à 40°C. A severidade do contato foi elevada aumentando-se a carga a uma taxa de 8,9 N (2lb) por minuto. Durante os testes, o atrito e as temperaturas das amostras e do óleo foram monitoradas até a ocorrência de *scuffing*, indicada pela elevação brusca do coeficiente de atrito e da temperatura. As temperaturas foram medidas por termopares.

Após os testes de *scuffing*, os blocos eram cortados ao meio através da marca de desgaste, polidos e preparados para análise metalográfica. Os perfis das

superfícies desgastadas também foram analisados por meio de um perfilômetro ótico superficial 3D.

Um resultado de um teste de *scuffing* para uma amostra temperada à 650 °C, dureza de 29 HRC e carga de *scuffing* de $188 \pm 24,8$ N está mostrado na Fig. 24.

Figura 24 – a) Carga e coeficiente de atrito e b) temperaturas durante um teste de *scuffing*.



Fonte – Hershberger *et al.*, (2004).

No fim do teste, o *scuffing* foi acompanhado de uma elevação na temperatura de quase 80 °C (HERSHBERGER *et al.*, 2004).

2.3.3 Lubrificação

A lubrificação de componentes mecânicos pode ter como objetivo além de reduzir o atrito entre superfícies e o desgaste, o controle da corrosão, a transmissão de força, o amortecimento de choques, refrigeração e remoção de contaminantes, além de vedação. (IPIRANGA, [201-?])

Define-se como lubrificante qualquer substância que atenda a tais requisitos (SHIGLEY, 1984). Os regimes de lubrificação são expostos nas subseções a seguir.

2.3.3.1 Lubrificação hidrodinâmica

Lubrificação hidrodinâmica é aquela em que duas superfícies estão totalmente separadas por uma película lubrificante, de modo a prevenir o contato metal-metal e que o equilíbrio então obtido pode ser explicado pelas leis da mecânica dos fluidos. Esse tipo de lubrificação requer um suprimento adequado de lubrificante todo o tempo. A pressão da película é criada pelo movimento das próprias superfícies, impelindo o lubrificante para a zona de contato a uma velocidade suficientemente alta para criar a pressão necessária para separar as superfícies de contato (SHIGLEY, 1984).

Nesta condição, valores de atrito baixos e desgaste insignificante são obtidos, resultando em valores para os coeficientes de atrito fluido que situam-se entre 0,001 e 0,03 dependendo da viscosidade do lubrificante, da velocidade relativa, das superfícies em movimento, das áreas das superfícies, da espessura do filme lubrificante, da configuração geométrica e da carga exercida sobre a película lubrificante (SERRA, 2006).

2.4.3.2 Lubrificação elasto-hidrodinâmica (EHD)

Segundo Shigley (1984) e Lundberg (1993), é o fenômeno que ocorre quando um lubrificante é introduzido entre superfícies que estão em contato de rolamento puro, como no caso de engrenagens, mancais de rolamento e superfícies tipo came-seguidor. Quando um lubrificante é forçado entre duas superfícies em contato por rolamento, ocorre um aumento significativo da viscosidade do mesmo, uma vez que essa propriedade se relaciona exponencialmente com a pressão.

O regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico ocorre usualmente em situações de contatos não-conformais e é caracterizado por deformações elásticas significativas das superfícies. Tais deformações tendem a aumentar localmente as espessuras de filme lubrificante, contribuindo desta forma para o não contato das asperezas. É importante destacar que no regime elasto-hidrodinâmico não existe nenhuma forma de contato de asperezas, ou seja, as superfícies permanecem completamente separadas assim como ocorre no regime hidrodinâmico. Neste sentido, o regime elasto-hidrodinâmico pode ser interpretado como sendo um caso

limite do regime hidrodinâmico, com espessura de filme muito mais fino que 2.5×10^{-5} m. (AUSHERMAN Jr., 1975; KUMAR *et al.*, 2010; PROFITO, 2010)

Damiens *et al.*, (2004) estudaram o comportamento da lubrificação defeituosa em contatos Elasto-hidrodinâmicos elípticos. A falta de lubrificante (*starvation*) é governada pela quantidade de lubrificante disponível na entrada da região de contato e pode resultar em filmes muito mais finos do que os que ocorrem sob condição de inundação completa. Portanto, seria desejável prever o aparecimento e a severidade desta falta (*starvation*) e ser capaz de relacionar a redução do filme diretamente às condições de operação e propriedades dos lubrificantes. O objetivo do trabalho de Damiens, *et al.*, (2004), portanto, foi explorar a influência destes parâmetros no fenômeno de *starvation*. Assim, foi feita uma abordagem matemática e experimental. O modelo numérico foi desenvolvido a partir de um estudo de contato circular anterior. Neste modelo, a quantidade e a distribuição do lubrificante na região de entrada determina o início da *starvation* e prevê o decaimento do filme ao longo da região de contato. Simulações numéricas para uma camada uniforme na superfície mostram que um único parâmetro, característico do comprimento de entrada no regime plenamente preenchido (*fully flooded regime*) determinam o comportamento no fenômeno de *starvation*. Medidas de espessura do filme sob condições de lubrificação deficiente (*starved conditions*) foram realizadas para validar a teoria. Foi encontrada uma excelente concordância para o contato circular. Na teoria, o mesmo mecanismo se aplica ao contato elíptico, entretanto, o comportamento real é um pouco mais complicado.

Kumar *et al.*, (2010) partem da Equação de Reynolds que governa a geração de pressão em filmes lubrificantes e que é a base para a análise de lubrificação hidrodinâmica, além de utilizar uma expressão matemática que calcula a espessura do filme lubrificante em função de uma coordenada (x) e de um deslocamento normal da superfície do óleo lubrificante.

A variação da espessura do filme central com a velocidade é discutida, onde os resultados mostram que para velocidades de rolamento maiores a uma pressão Hertziana específica, a espessura do filme lubrificante na zona de contato também é maior, já que a superfície está arrastando mais fluido para a região de contato.

O fenômeno de *starvation*, ou o fornecimento deficiente de lubrificação pode ocorrer devido à altas velocidades, alta viscosidade do lubrificante ou uma

quantidade limitada deste. Ela é comum em rolamentos lubrificados com graxa a altas velocidades ou com grandes dimensões.

É geralmente estudada em um dispositivo ótico do tipo esfera sobre placa. Nestes testes, a espessura do filme é medida como função da velocidade, aumentando conforme a velocidade cresce até uma velocidade crítica, a partir da qual, a espessura começa a diminuir com o crescimento da mesma.

A falta de lubrificação pode ocorrer de diversas maneiras. Alguns exemplos estão apresentados a seguir:

- Partida à seco em motores de combustão interna – o óleo desce para o fundo do cárter quando o motor é desligado. Quando religado, zonas de fricção (rolamentos de eixo, válvulas) estão momentaneamente sem lubrificação. Partidas em temperaturas muito baixas, muito altas, depois de trocas de óleo e filtro ou após longos períodos de inatividade do motor podem também causar partida à seco acelerando o desgaste das peças. Em condições de temperatura muito baixa, o aumento da viscosidade do óleo dificulta seu escoamento nos tubos de lubrificação, permitindo ainda que o ar entre na tubulação, causando variações indesejáveis na densidade e compressibilidade do óleo. Problemas nas válvulas injetoras de combustível podem causar um desvio no jato de combustível injetado na câmara de combustão, de modo que as paredes do cilindro sejam lavadas por combustível, prejudicando a lubrificação entre os anéis do pistão e as paredes do cilindro (FITCH, 2012).

O Quadro 2 mostra problemas associados à falta de lubrificação e como identificá-los seja por inspeção ou análises de laboratório.

Quadro 2 – Sinais comuns de falta de lubrificação.

Problema de lubrificação	Como é diagnosticado ou confirmado	
	Por inspeção	Por análises de laboratório
Baixo nível de óleo (Sistema de cárter molhado)	Inspeção do nível de óleo pelo indicador, óleo espumoso, excesso de sedimentos, fumaça nos retentores, ruído.	Alta viscosidade do óleo, oxidação prematura do óleo, potencial de formação de verniz, detritos de desgaste adesivo, partículas temperadas, partículas de óxido de ferro preto.

Continuação Quadro 2

Baixa vazão de óleo em uma aplicação de fluxo cruzado	Termografia, medidores de vazão, visor de fluxo embutido, óleo aerado ou espumoso, alta temperatura da linha de drenagem	Oxidação prematura de óleo, potencial de formação de verniz, detritos de desgaste adesivo, partículas de óxido de ferro preto
Volume de lubrificação inadequado e/ou frequência	Termografia, ruído, graxa endurecida purgada, injetores autolubrificantes /defeituosos, falta de graxa, problemas de <i>cake-lock</i> (problema que ocorre quando o aditivo espessante da graxa fica preso, ao passo que o óleo flui ao longo da tubulação), contra-pressão nas pistolas de lubrificação, fumaça de retentores	Alta consistência da graxa, oxidação prematura do óleo, detritos de desgaste adesivo, partículas temperadas, partículas de óxido de ferro preto
Defeito na elevação do lubrificante ou em sistema de alimentação por gravidade	Nível errado de óleo (muito alto/baixo), funcionamento a frio, alta viscosidade, defeito no sistema de elevação ou alimentação por gravidade, aeração/espuma, reservatório vazio	Oxidação prematura do óleo, potencial de verniz, detritos de desgaste adesivo, partículas temperadas, partículas de óxido de ferro preto
<i>Spray</i> lubrificante ineficiente	Inspeção o padrão do <i>spray</i> , fluxo, volume e frequência	Oxidação prematura do óleo, potencial de verniz, detritos de desgaste adesivo, partículas temperadas, partículas de óxido de ferro preto

Fonte - Fitch, (2012).

2.3.3.3 Lubrificação limite

Segundo Profito (2010) o regime de lubrificação limite é caracterizado pela presença de filmes tribológicos de dimensões moleculares aderidos na interface das superfícies em contato. Neste regime de lubrificação, as asperezas das superfícies não são separadas por nenhum filme lubrificante, de tal forma que todo o

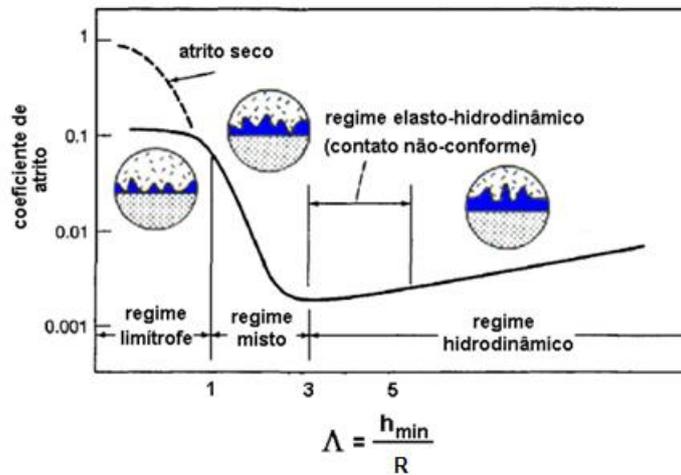
carregamento externo atuante no sistema é suportado tanto pelo contato direto das asperezas quanto pela interação das moléculas que compõe o filme tribológico. Os valores de atrito característicos deste regime de lubrificação são maiores do que os observados no regime hidrodinâmico, porém, menores do que os observados em atrito a seco. No regime de lubrificação limite, o atrito é essencialmente independente da viscosidade do fluido lubrificante, dependendo apenas das propriedades físico-químicas do filme molecular.

Nehme *et al.*,(2010) investigaram o efeito da carga de contato e volume de lubrificante no tempo de ruptura do mesmo e a extensão do desgaste em cilindro de aço SAE Tinkem (64-66 HRC) atritando com carboneto de tungstênio com um óleo 10W30 aditivado com ditiofosfato de zinco como principal aditivo anti-desgaste em cargas que variaram de 297 N a 405 N. Os mecanismos de formação e rompimento do filme lubrificante foram cuidadosamente monitorados através do coeficiente de atrito durante o teste. Foi observada uma relação direta entre a quantidade de lubrificante e o tempo de duração da película, com menores quantidades de lubrificante exibindo menores tempos de duração. Além do mais, o número de ciclos até a ruptura é inversamente proporcional à carga aplicada para uma quantidade fixa de lubrificante, ou seja, quanto maior a carga, menor a duração do filme.

Os testes foram executados até falha a qual é definida como o rápido crescimento do coeficiente de atrito para mais de 0,15 e uma queima do lubrificante devido ao aumento local na temperatura na área de contacto.

A Figura 25 resume os regimes de lubrificação relacionando o coeficiente de atrito a um parâmetro adimensional $\Lambda = \frac{h_{min}}{R}$ (Coeficiente de Stribeck), onde h_{min} é a espessura do filme lubrificante e $R = \sqrt{R_1 + R_2}$ é o desvio padrão das asperezas das superfícies de contato (PROFITO, 2010).

Figura 25 – Curva de Stribeck resumindo os diferentes regimes de lubrificação.



Fonte - Profito (2010).

2.3.4 Lubrificantes industriais

Os lubrificantes podem sofrer variações quanto a sua natureza, podendo ser minerais (derivados do petróleo), graxos (derivados de vegetais e animais) ou ainda sintéticos (produzidos em laboratório).

Quanto ao estado, eles podem ser:

Líquidos - São os lubrificantes mais usados por seu poder de penetração e principalmente porque atuam como agente removedor de calor. Compreende os óleos minerais, óleos graxos e água. Aproximadamente 95% dos lubrificantes são líquidos;

Pastosos - São as graxas comuns e também as composições betuminosas. Sua principal característica é promover vedação e não escorrer. Participam com 3 a 5% do mercado.

Gasosos - São os lubrificantes que são usados onde não se podem usar os lubrificantes comuns. Temos como exemplo de alguns dos mais usados: O Ar, os Gases Halogenados e o Nitrogênio. Seu uso é restrito devido principalmente à necessidade de vedações e altas pressões.

Sólidos - São os lubrificantes que resistem às elevadas temperaturas. Exemplo dos mais comumente usados: o grafite, o óxido de zinco (ZnO_2), o talco, a mica, bissulfeto de molibdênio (MoS_2), etc. São usadas também, adicionados a óleos e graxas (SERRA, 2006).

Segundo Ausherman Jr. (1975), a viscosidade é talvez a propriedade do lubrificante mais importante devido à sua influência tanto na espessura do filme quanto no atrito. Viscosidades de fluidos lubrificantes são conhecidos sob condições padrão ou próximas às do ambiente, mas suas grandes variações com a temperatura e pressão em ambientes EHD fazem com que seus comportamentos sejam muito difíceis de prever.

Alguns valores de viscosidade para óleos lubrificantes comuns de motores de combustão interna segundo a *Society of Automotive Engineers (SAE)* estão mostrados na Tab. 5 (SERRA, 2006).

Tabela 5 – Classificação SAE – Óleos de motores.

Grupo SAE	Viscosidade (cP) máx na temperatura (°C)	Viscosidade (cSt) a 100°C	
		Mín.	Máx.
0W	3250 a -30	3,8	
5W	3500 a -25	3,8	
10W	3500 a -20	4,1	
15W	3500 a -15	5,6	
20W	4500 a -10	5,6	
25W	6000 a -5	9,3	
20	-	5,6	9,3
30	-	9,3	12,5
40	-	12,5	16,3
50	-	16,3	21,9

Fonte - Serra (2006).

Para óleos utilizados em sistemas de transmissão e diferenciais, os valores de viscosidade dinâmica estão mostrados na Tab. 6.

Tabela 6 – Classificação SAE para óleos de caixas de mudanças e diferenciais.

Grau SAE	Temperatura (°C) para viscosidade de 150000 cP (150 Pa.s)	Viscosidade (cSt) a 100°C	
		Mín.	Máx.
75W	-55	4,1	-
80W	-26	7,0	-
85W	-12	11,0	-

Continuação da Tabela 6

90	-	13,5	24,0
140	-	24,0	41,0
250	-	41,0	-

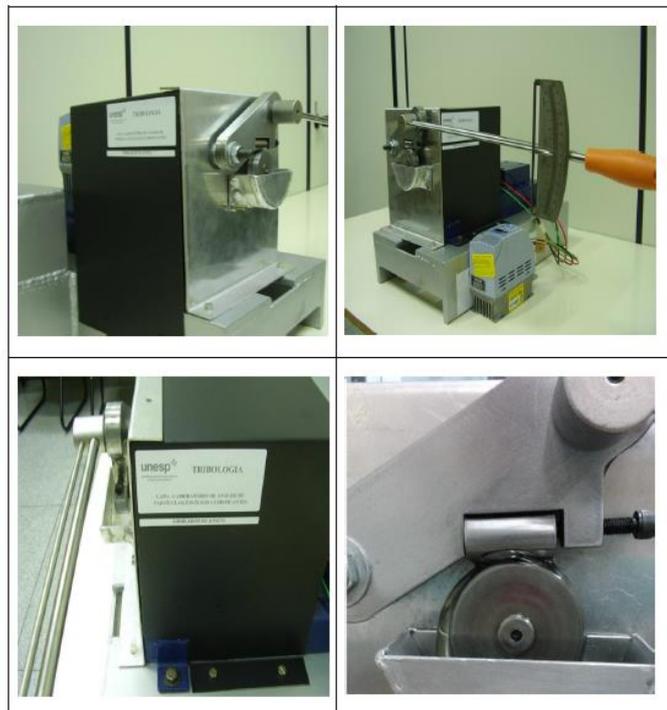
Fonte - Serra (2006).

2.4.5 Simuladores de desgaste

Com o intuito de simplificar e reduzir custos, os estudos de desgaste geralmente são feitos em simuladores, que podem apresentar diferentes geometrias, mas sempre utilizam um corpo de prova e um contra corpo para os testes.

Alves (2014) construiu uma máquina simuladora de desgaste, onde realizou ensaios em óleos vegetais com diferentes tipos de aditivos em sua composição, a fim de compará-los quanto ao seu desempenho no simulador. O simulador construído é apresentado na Fig. 26.

Figura 26 – Simulador de desgaste de Alves (2014).



Fonte - Alves (2014).

Esses tipos de tribômetros são comuns e foram utilizados em trabalhos como os de Chen, *et al.*, (2015), que utilizaram blocos de 12 x 10 x 8 mm³ de alumina e

materiais cerâmicos para atritar contra cilindros de 45 mm de diâmetro e espessura de 10 mm de aço ligado ao cromo GCr15 de alta dureza (772 HV) através de um braço de alavanca, aplicando cargas de 220 e 520 N, com velocidade de deslizamento de 0,47 m/s, utilizando como lubrificante poli – alfa – olefinas (óleo sintético) e Gebretsadik *et al.*, (2015), que testaram corpos de prova de 12 mm x 5,5 mm de ligas de cobre, manganês, alumínio e zinco, contra um anel de aço AISI 52100, com diâmetro de 35 mm, polido, com rugosidade superficial (Ra) de aproximadamente 0,1 μm . Um óleo de motor com baixo teor de cinza sulfatada, enxofre e fósforo (baixo SAPS) foi usado com viscosidade dinâmica de 0.146 e 0.0149 Pa.s a 25 °C e 95 °C, respectivamente.

A determinação do contato metal- metal pode ser feita através da observação do ruído característico de metais atritando (ASTM D2782-02), e da observação da formação de fumaça no contato para casos de desgaste extremo ou ainda determinada por contato elétrico, por meio de técnicas capacitivas ou resistivas (ROSENKRANZ *et al.*, 2014 e LUNDBERG, 1993).

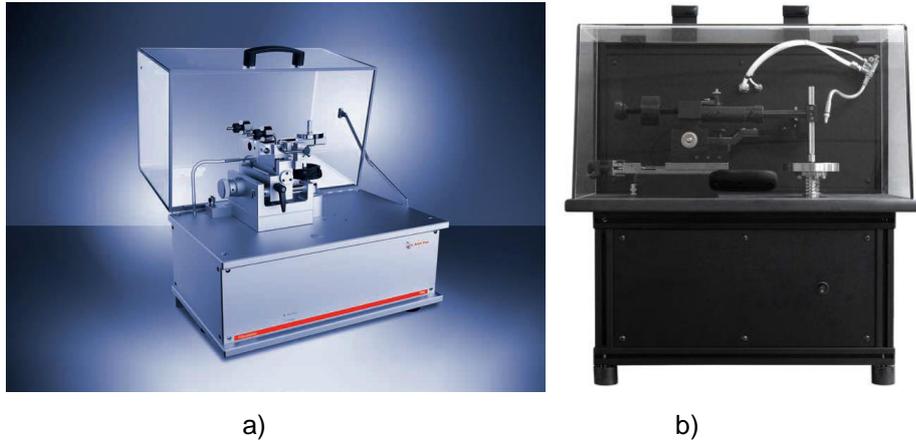
Neis *et al.*, (2009) utilizaram um dinamômetro em escala reduzida instrumentado com um termopar embutido a 1 mm a partir da superfície do disco e uma câmera termográfica para avaliar os gradientes térmicos gerados em um contato em um freio de disco. Dois diferentes tipos de coxins foram usados como corpos de prova neste trabalho, chamados material A e B. O freio de disco foi feito do mesmo material que é usado nos discos comerciais, ou seja, de ferro fundido cinzento. Os testes foram realizados sob 3 condições diferentes de velocidade e torque e repetido 3 vezes para cada condição, totalizando 27 testes. A máquina usada para os testes foi ajustada para uma condição de controle de torque, de modo a manter a taxa de transferência de calor ao sistema durante a frenagem, constante, independente do coeficiente de atrito. A comparação entre as imagens termográficas na superfície do disco e as curvas de temperatura medidas pelo termopar durante cada frenagem mostraram que existe uma correlação entre a região onde áreas localizadas de aquecimento ocorreram e as taxas de aquecimento registradas pelo termopar. A presença de áreas localizadas de aquecimento na superfície do disco, que podem ser vistas através de imagens termográficas, sugerem um contato irregular significativo no par de fricção. Os resultados dos testes mostram que o corpo de prova A apresenta melhor uniformidade na distribuição de temperatura (e, portanto, no contato) que o material B.

As avaliações termográficas devem ser interpretadas apenas qualitativamente, uma vez que não houve preocupação com uma metodologia de calibração da câmera termográfica.

Garcia (2003) procurou estudar o desgaste de anéis de pistão com os tratamentos superficiais de molibdenio, nitretação e cromo compósito, utilizados em câmaras de combustão interna de motores Diesel. A partir de um modelo de desgaste e atrito em sistemas deslizantes, foram atribuídas características de acordo com os parâmetros estruturais, de interface e funcionais para os ensaios de desgaste em bancada com geometria tipo bloco-sobre-anel modificado e motor diesel em dinamômetro. Os ensaios de motor em dinamômetro apresentaram resultados interessantes quanto a variações dimensionais dos anéis de pistão de 1º canaleta e cilindros. O ensaio de desgaste em bancada permitiu a variação de parâmetros funcionais, resultando em comportamentos adversos dos segmentos de anéis de pistão e do respectivo par contra-atritante. Os resultados dos ensaios de bancada foram tratados através da determinação da força de atrito, quantificação do desgaste pela remoção de material, análises estatísticas, microscopia eletrônica de varredura da região de contato e análises de óleo lubrificante, buscando relacionar os resultados de ensaios acelerados com as melhores práticas de análise. As características de desgaste e atrito destas tecnologias de tratamentos superficiais baseadas nos parâmetros dos ensaios permitiram determinar algumas limitações dos anéis de pistão quando submetidos a diferentes aplicações em motores de combustão interna.

Comercialmente, existem equipamentos também denominados tribômetros, equipados com sistemas de controle de temperatura, umidade e atmosfera gasosa. Na Fig. 27 estão mostrados dois modelos comerciais de tribômetros.

Figura 27 – Tribômetros comerciais a) Tribômetro tipo pino-sobre-disco Anton Paar TRB e b) Tribômetro Nanovea T50.



Fonte – Anton Paar (2017) e Nanovea (2017).

Os modelos mostrados na Figura 27 são capazes de simular as mais diversas condições de atrito, com diferentes combinações de materiais com ou sem lubrificação em movimento linear alternativo, rotativo com esferas ou pinos. Os testes podem ainda ser feitos em ambiente corrosivo.

CAPÍTULO III

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O objetivo deste capítulo é apresentar a metodologia utilizada para o desenvolvimento deste estudo. Inicialmente classifica-se a pesquisa e em seguida apresenta-se e detalha-se o processo de desenvolvimento da mesma.

3.1 Classificação da pesquisa

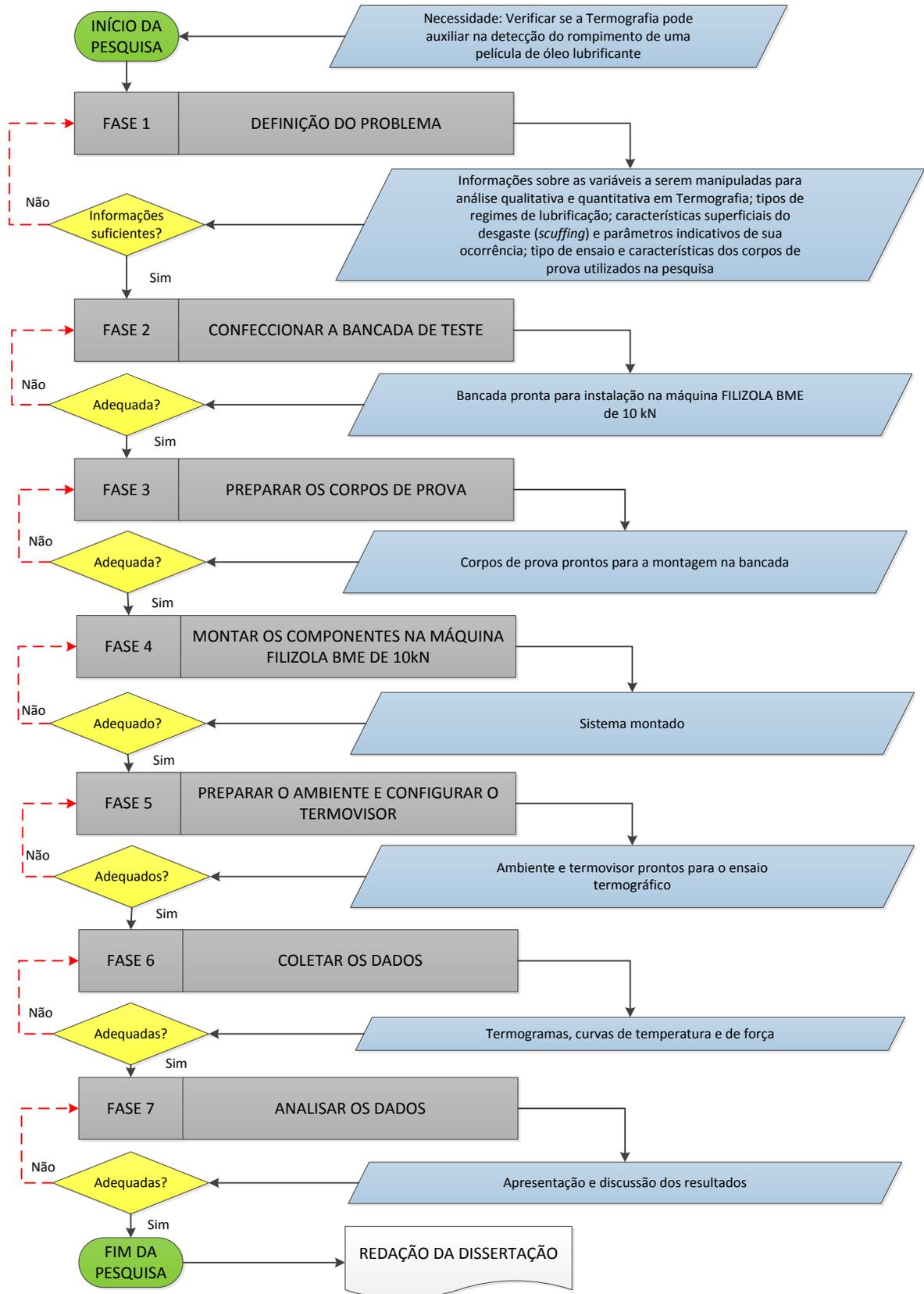
Conforme a classificação de pesquisa apresentada por Gil (2008), esta pesquisa classifica-se do ponto de vista dos objetivos em exploratória, uma vez que envolve levantamento bibliográfico e estudo de caso tanto da área de Tribologia quanto da Termografia. É descritiva porque procura descrever a característica do fenômeno da radiação térmica na bancada de ensaio proposta, utilizando-se de um procedimento padrão para a avaliação termográfica. É também explicativa, pois explica como é possível verificar a possibilidade de utilização da Termografia em ensaios de atrito cisalhante por meio dos resultados obtidos.

Em relação aos procedimentos técnicos, a pesquisa é bibliográfica, dado que se apoia em trabalhos de natureza científica como artigos e dissertações de destaque nas áreas de Termografia, Tribologia e lubrificação em regime limite. É experimental uma vez que se vale do registro, análise e interpretação das curvas de temperatura, força e dos termogramas para explicar o fenômeno de *scuffing*.

3.2 O processo metodológico

O processo metodológico utilizado para o desenvolvimento desta pesquisa é apresentado no Fluxograma da Figura 28.

Figura 28 – Processo metodológico utilizado no desenvolvimento da pesquisa.



Fonte – Autoria própria.

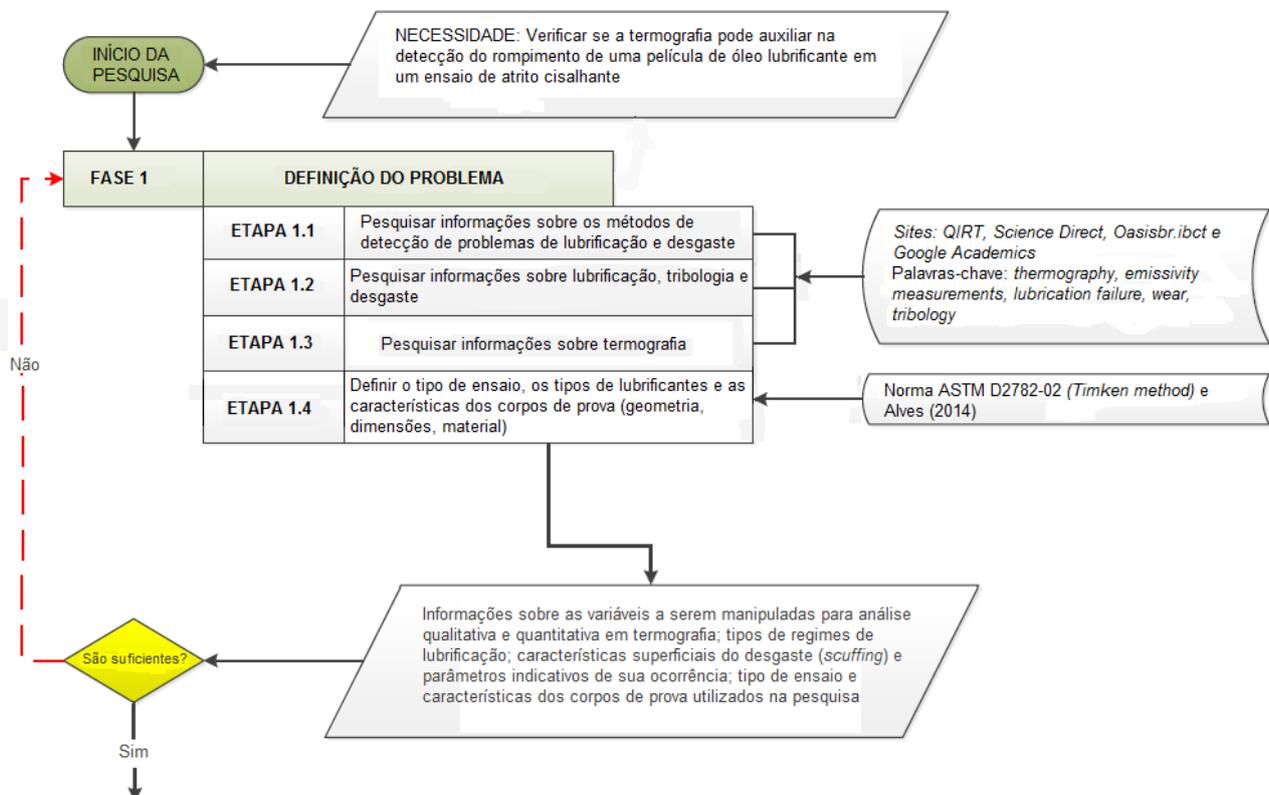
A necessidade que norteou o trabalho foi a de verificar se a técnica de Termografia pode auxiliar na detecção do momento de ruptura de uma película de óleo lubrificante em um ensaio de atrito cisalhante do tipo pino sobre anel. A partir deste momento, deu-se início às atividades de pesquisa.

Para tanto, foram estipulados sete estágios de trabalho denominados de fases, a saber: Fase 1 – Definição do problema; Fase 2 – Confeccionar a bancada de testes; Fase 3 – Preparar os corpos de prova; Fase 4 – Montar os componentes na máquina Filizola BME 10kN; Fase 5 – Preparar o ambiente e configurar o termovisor; Fase 6 – Coletar os dados e Fase 7 – Analisar os dados.

Cada uma destas fases é desdobrada em etapas, a serem cumpridas com suas respectivas ferramentas de auxílio.

A Fase 1 é onde se faz o levantamento da literatura especializada envolvendo os temas da pesquisa. Esta fase está subdividida em quatro etapas mostradas conforme a Fig. 29.

Figura 29 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 1).



Fonte - Autoria própria.

As quatro etapas descritas na Figura 29 são: Etapa 1.1 – Pesquisar informações sobre métodos de detecção de problemas de lubrificação e desgaste; Etapa 1.2 – Pesquisar informações sobre lubrificação, tribologia e desgaste; Etapa 1.3 – Pesquisar informações sobre Termografia e Etapa 1.4 – Definir o tipo de ensaio, os tipos de lubrificantes e as características dos corpos de prova. Nesta fase buscou-se o aprofundamento dos conhecimentos associados às áreas de interesse, a saber: termografia, tribologia e lubrificação através de sites de pesquisa, tais como: *Quantitative Infrared Thermography (QIRT) Science Direct, Oasisbr.ibict e Google Academics*, fazendo uso de palavras-chave relacionadas às respectivas áreas, a exemplo de: *thermography, emissivity measurements, lubrication failure, wear, tribology etc.* A partir do banco de dados gerado, foi possível entender o fenômeno de radiação térmica, como ocorre o registro deste por meio de uma câmera termográfica e quais variáveis são necessárias para garantir registros termográficos quantitativos confiáveis. Foi possível ainda entender o que acontece durante o rompimento de uma película lubrificante e quais parâmetros podem ser utilizados para comprovar o rompimento, como coeficiente de atrito e temperatura. Ainda durante esta fase, verificou-se a existência de diversos tipos de equipamentos de natureza tribológica para os estudos de atrito cisalhante e optou-se por um modelo de bancada de simulação de desgaste com o mesmo princípio de funcionamento do equipamento desenvolvido por Alves (2014). Assim, preparou-se a metodologia de ensaios, tanto para obtenção dos termogramas, quanto para a realização dos ensaios de desgaste propriamente ditos.

Após o cumprimento da Etapa 1.4 do fluxograma mostrado na Figura 29, decidiu-se utilizar três tipos de óleo com aplicações diferentes para verificar diferenças nas leituras termográficas. Os óleos foram comprados no comércio local e depois suas propriedades foram verificadas nas fichas técnicas disponibilizadas pelos fabricantes na *internet*. As propriedades destes óleos estão dispostas na Tab. 7:

Tabela 7 – Propriedades dos óleos testados.

Óleo Lubrificante	Densidade (g/cm³)	Viscosidade cinemática a 40°C (cst)	Viscosidade cinemática a 100°C (cst)	Índice de viscosidade
Petronas VS + Max 20W50 API SJ	0,8800 à 25°C	156,9*	18,0	124*
Ingrax Unix Pneumax S ISO VG 10	0,858 à 20 °C	10,9	2,6	96

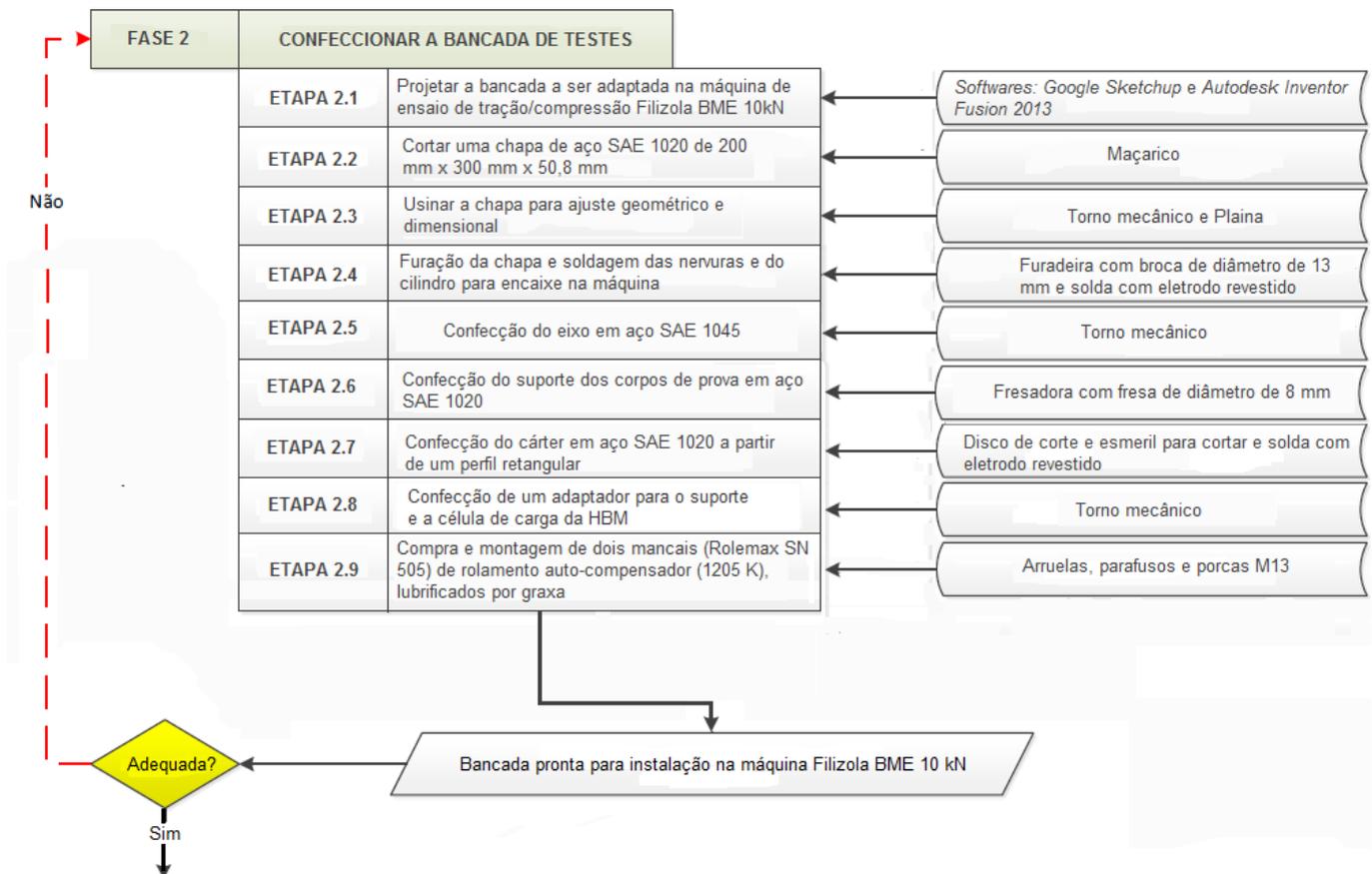
* Valores apenas para referência, uma vez que foram retirados da especificação do óleo Havoline 20W50 Superior API SJ, já que os respectivos valores para o óleo VS Max SAE 20w50 API SJ não foram encontrados e ambos os óleos apresentam as mesmas especificações com valores muito próximos de densidade e viscosidade à 100°C.

Fonte – Autoria própria.

Após esta fase, partiu-se para a confecção da bancada de testes conforme descrito na Figura 30 que mostra a Fase 2 da metodologia de trabalho adotada.

Esta fase contemplou as atividades de projeto e construção de uma bancada de testes que seria adaptada a um equipamento de ensaio de tração e compressão do Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas (LAMMEA/UAEM/CCT) da UFCG.

Figura 30 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 2).



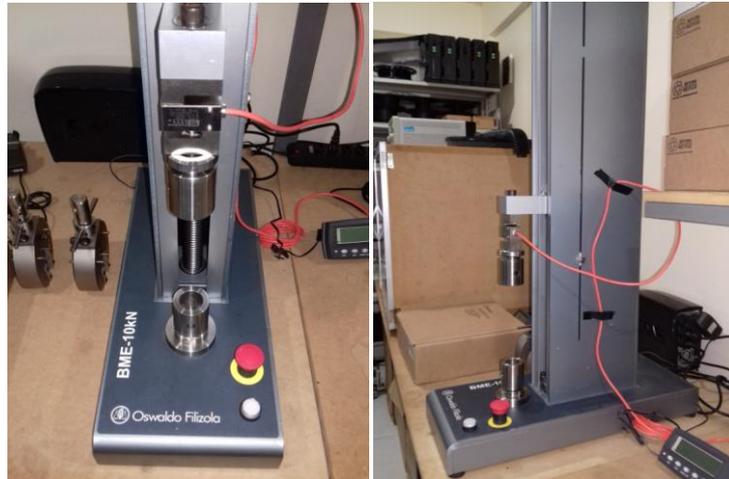
Fonte – Autoria própria.

A Fase 2 subdivide-se em nove etapas: Etapa 2.1 – Projetar a bancada a ser adaptada na máquina de ensaio de tração/compressão Filizola BME 10 kN; Etapa 2.2 – Cortar uma chapa de aço SAE 1020 de 200 mm x 300 mm x 50,8 mm; Etapa 2.3 – Usinar a chapa para ajuste geométrico e dimensional; Etapa 2.4 – Furação da chapa e soldagem das nervuras e do cilindro para encaixe na máquina; Etapa 2.5 – Confecção do eixo em aço SAE 1045; Etapa 2.6 – Confecção do suporte dos corpos de prova em aço SAE 1020; Etapa 2.7 – Confecção do cárter em aço SAE 1020 a partir de um perfil retangular; Etapa 2.8 – Confecção de um adaptador para o suporte e a célula de carga da HBM e Etapa 2.9 – Compra e montagem de dois mancais (Rolemax SN 505) de rolamento auto-compensador (1205 K), lubrificados por graxa.

Com o intuito de desenvolver um sistema capaz de fornecer valores de carga com exatidão, bem como um controle adequado de aplicação de força, optou-se por projetar e construir uma bancada de ensaio que pudesse se adaptar a uma máquina de ensaio de tração, compressão e fluência já existente no Laboratório

Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas – LAMMEA/UAEM/CCT da Universidade Federal de Campina Grande – UFCG. A máquina modelo BME 10 kN da Filizola é mostrada na Fig. 31.

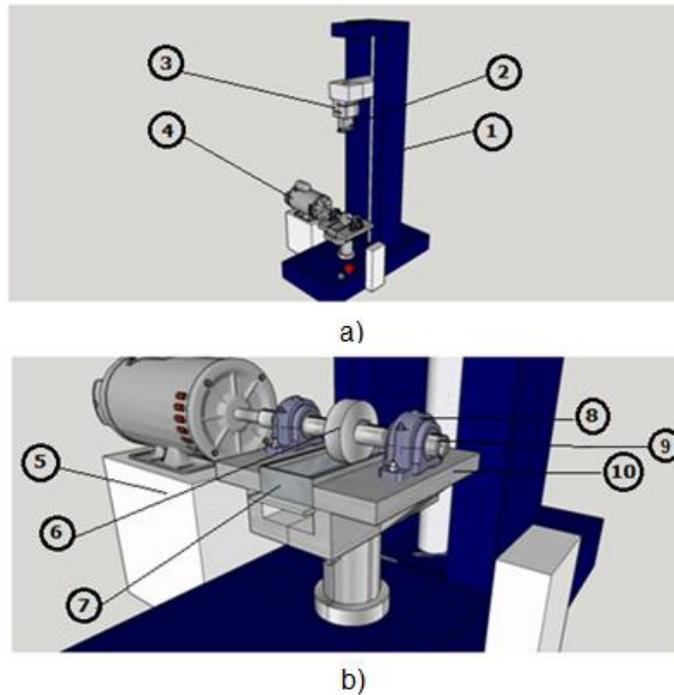
Figura 31 – Máquina de ensaio de tração, compressão e fluência do LAMMEA – UFCG.



Fonte – Autoria própria.

Baseado no tribômetro do tipo pino sobre disco utilizado por Alves (2014), preparou-se o conceito da bancada de testes mostrada na Fig. 32 no Software *Sketchup* da *Google*. Os componentes individuais (Base de adaptação, eixo do anel de desgaste, suporte dos corpos de prova, corpo de prova cilíndrico, adaptação do suporte para a célula de carga da HBM e cárter) foram projetados no *Inventor Fusion 2013* da *Autodesk* e estão mostrados no Apêndice A.

Figura 32 – a) Vista geral da máquina de ensaio de tração/compressão/fluência Filizola BME 10kN com adaptação para realização de ensaio de atrito. b) Vista aproximada da adaptação.



Fonte - Autoria própria.

A numeração dos componentes da Figura 32 corresponde aos seguintes itens:

- 1 – Máquina de ensaio de tração e compressão BME 10 kN da Filizola
- 2 – Suporte dos corpos de prova (pinos cilíndricos)
- 3 – Célula de carga Filizola (10 kN)
- 4 – Motor elétrico de $\frac{1}{2}$ CV
- 5 – Base para o motor
- 6 – Anel de desgaste
- 7 – Reservatório de óleo (Cárter)
- 8 – Mancais de rolamento auto compensador
- 9 – Eixo do anel de desgaste
- 10 – Base de adaptação para a máquina

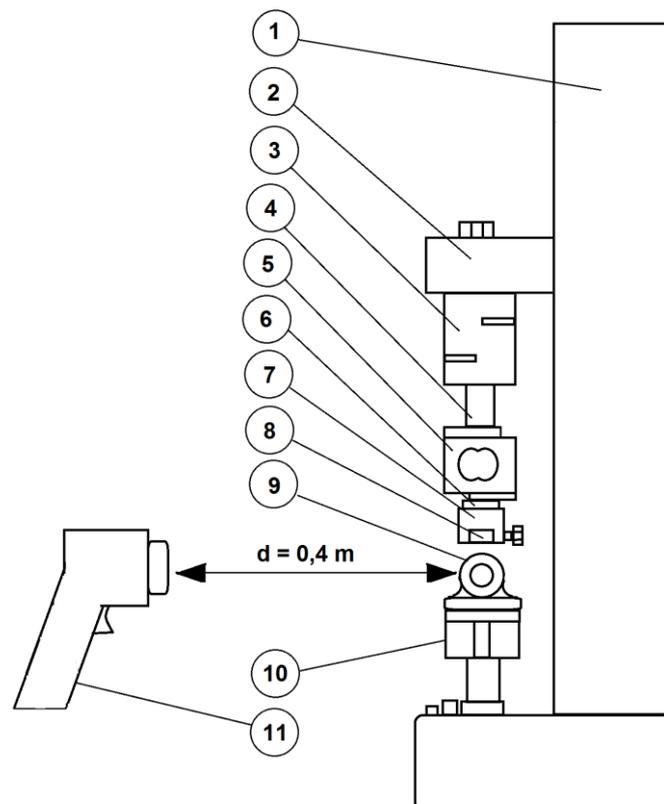
A base para adaptação, o suporte e o cárter foram confeccionados em aço SAE 1020, uma vez que este material é mais acessível. Para melhorar a resistência aos esforços mecânicos empregados nos ensaios, o eixo foi confeccionado com aço

SAE 1045. O anel de desgaste é composto por um rolamento de esferas de 52 mm de diâmetro externo, 25 mm de diâmetro interno e espessura de 15 mm, travado por solda.

Para a realização dos ensaios, foram utilizadas duas células de carga: a da própria máquina (para visualização da carga no momento de aplicação) e a S2M 200N da HBM com classe de exatidão de 0,02 (para salvar os dados obtidos). Isso acontece porque no momento de incremento da carga, o programa da máquina, responsável pelo seu controle, impedia a visualização dos valores de força mostrados em tempo real pela célula da HBM.

O esquema experimental detalhado do sistema de carregamento apresenta-se conforme Figura 33.

Figura 33 – Representação esquemática da montagem experimental.



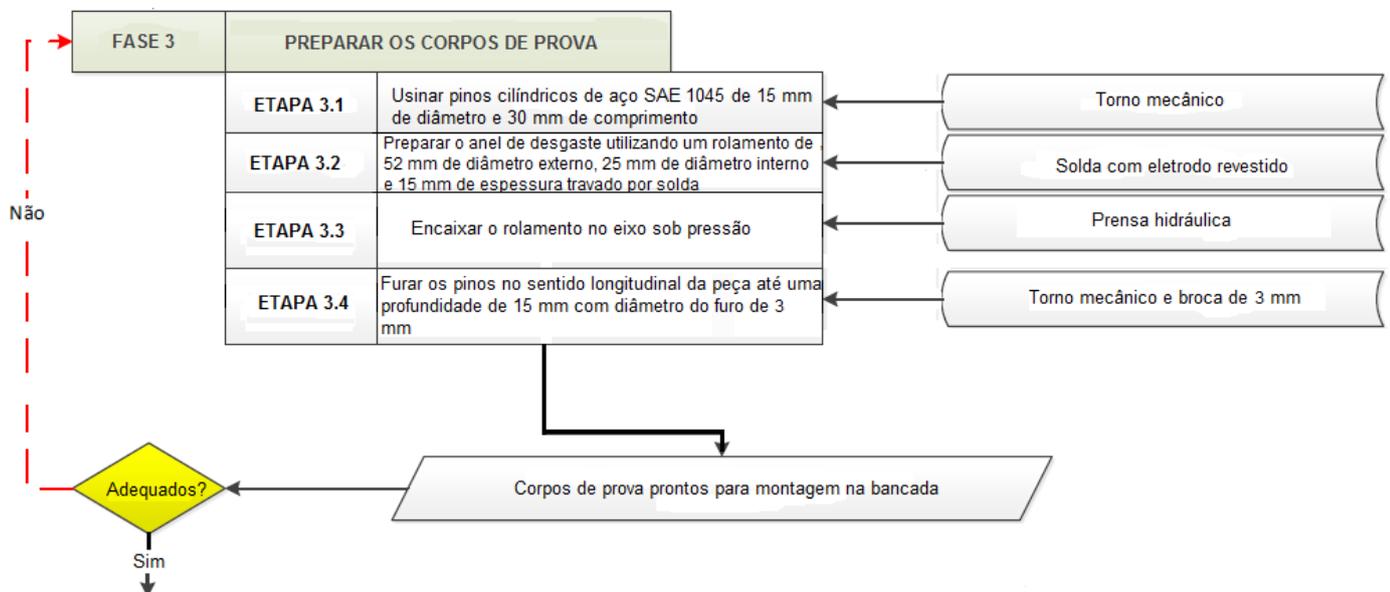
Fonte – Autoria própria.

A numeração dos componentes da Figura 33 corresponde aos seguintes itens:

- 1 – Máquina de ensaio de tração e compressão BME 10 kN da Filizola
- 2 – Braço móvel da máquina
- 3 – Célula de carga Filizola (10 kN)
- 4 – Adaptação para células de carga
- 5 – Célula de carga S2M 200 N da HBM
- 6 – Adaptação para suporte do corpo de prova cilíndrico e célula da HBM
- 7 – Suporte do corpo de prova (pino cilíndrico)
- 8 – Corpo de prova cilíndrico
- 9 – Conjunto eixo - anel de desgaste – mancais de rolamento
- 10 – Base de adaptação para a máquina
- 11 – Câmera termográfica

Confeccionada a bancada de testes, partiu-se para a preparação dos corpos de prova: os pinos de aço SAE 1045 e do anel de desgaste, composto por um rolamento travado por solda. Esta fase está mostrada na Fig. 34.

Figura 34 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 3).



Fonte – Autoria própria.

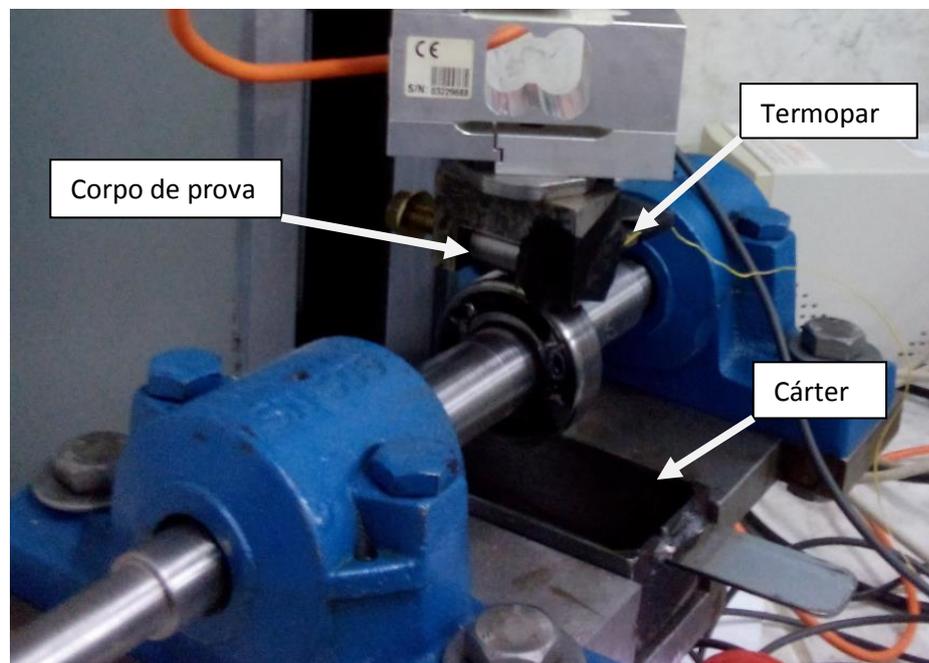
A Fase 3 está subdividida em três etapas: Etapa 3.1 – Usinar pinos cilíndricos de aço SAE 1045 com 15 mm de diâmetro e 30 mm de comprimento; Etapa 3.2 – Preparar o anel de desgaste utilizando um rolamento de 52 mm de diâmetro externo,

25 mm de diâmetro interno e 15 mm de espessura travado por solda; Etapa 3.3 – Furar os pinos no sentido longitudinal da peça até uma profundidade de 15 mm (metade do comprimento) com diâmetro do furo de 3 mm.

Os corpos de prova possuem dureza de 18 HRC, verificada em um ensaio com carga de 150 kgf e cone de diamante aplicado por 30 segundos em um durômetro *Gnehm OM-150* da fabricante *Gnehm Horgen*. Eles ficavam presos ao suporte por meio de um parafuso M8.

Os furos feitos no sentido longitudinal do corpo de prova são necessários para a colocação do termopar tipo K, conforme Fig. 35.

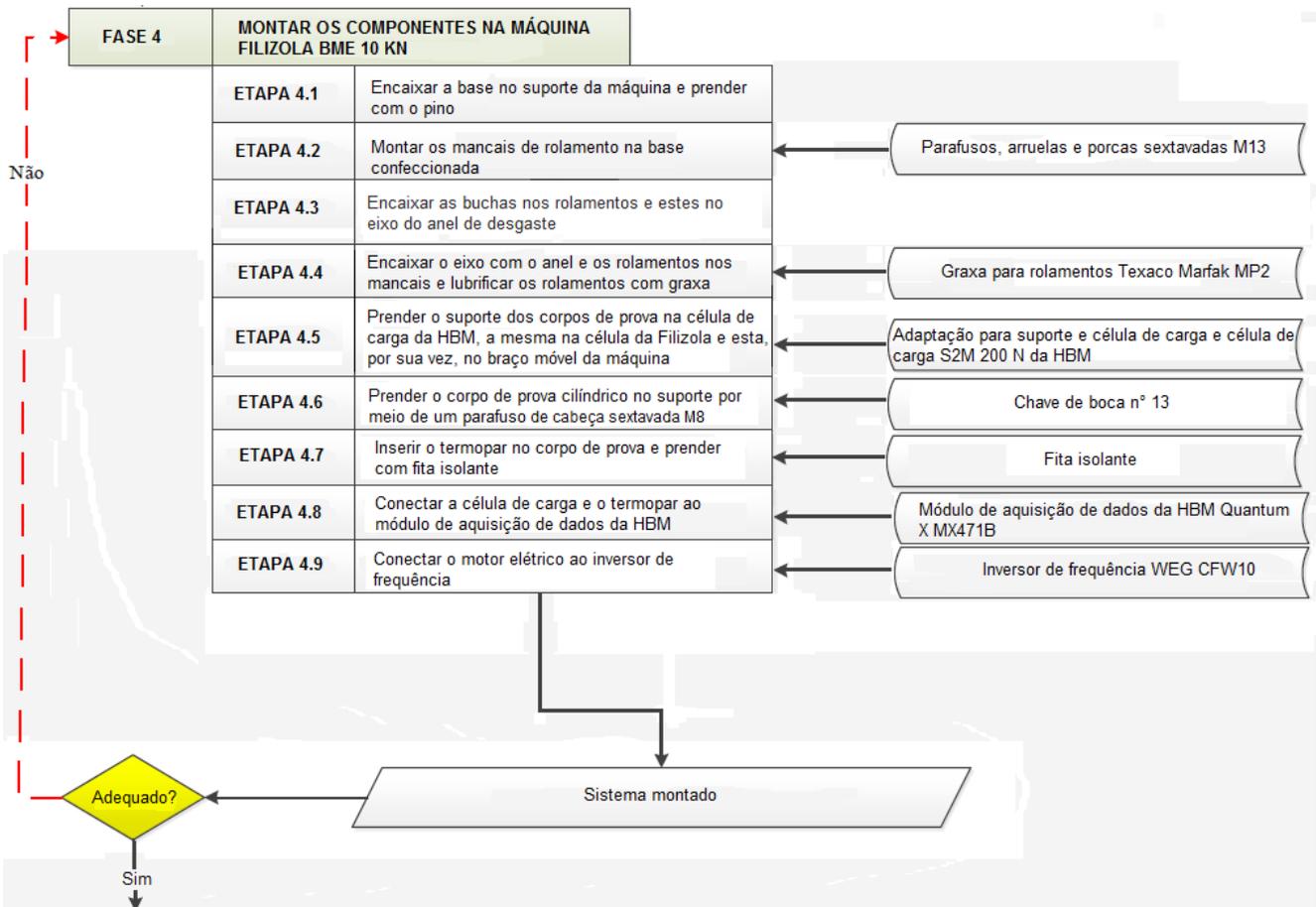
Figura 35 – Montagem do termopar tipo K.



Fonte – Autoria própria.

Com a bancada pronta, a montagem dos componentes e sensores segue os passos descritos na Fase 4 (Fig. 36).

Figura 36 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 4).



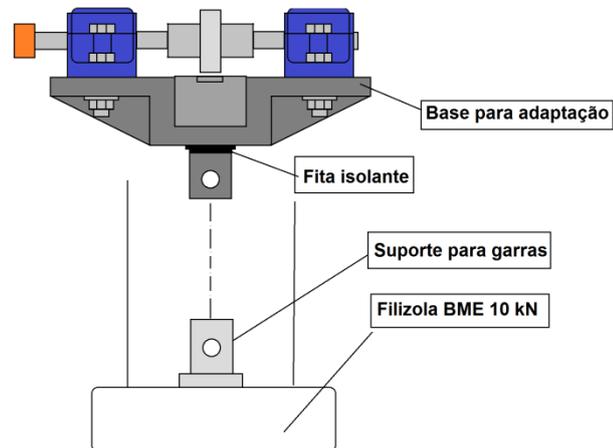
Fonte – Autoria própria.

A Fase 4 compreende nove etapas, a saber: Etapa 4.1 – Encaixar a base no suporte e prender com o pino; Etapa 4.2 – Montar os mancais de rolamento na base confeccionada; Etapa 4.3 – Encaixar as buchas nos rolamentos e estes, no eixo do anel de desgaste; Etapa 4.4 – Encaixar o eixo com o anel e os rolamentos nos mancais e lubrificar os rolamentos com graxa; Etapa 4.5 – Prender o suporte dos corpos de prova na célula de carga da HBM, a mesma na célula da Filizola e esta por sua vez no braço móvel da máquina; Etapa 4.6 – Prender o corpo de prova cilíndrico no suporte por meio de um parafuso de cabeça sextavada M8; Etapa 4.7 – Inserir o termopar no corpo de prova e prender com fita isolante; Etapa 4.8 – Conectar a célula de carga e o termopar ao módulo de aquisição de dados da HBM e Etapa 4.9 – Conectar o motor elétrico ao inversor de frequência.

Salienta-se que, na Etapa 4.1, devido à existência de uma folga entre o componente de encaixe da base de adaptação e o suporte para garras da Filizola

BME 10 kN, fez-se necessária a colocação de uma fita isolante embaixo da base, conforme mostrado na Fig. 37.

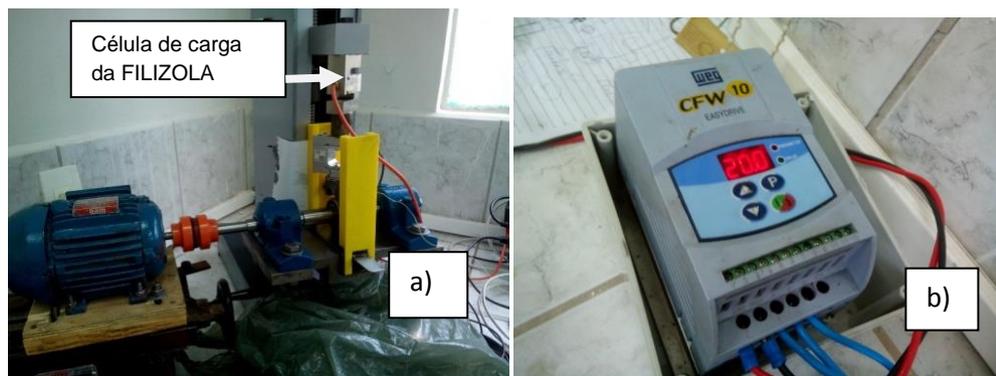
Figura 37 – Posição da fita isolante para compensação de folga.

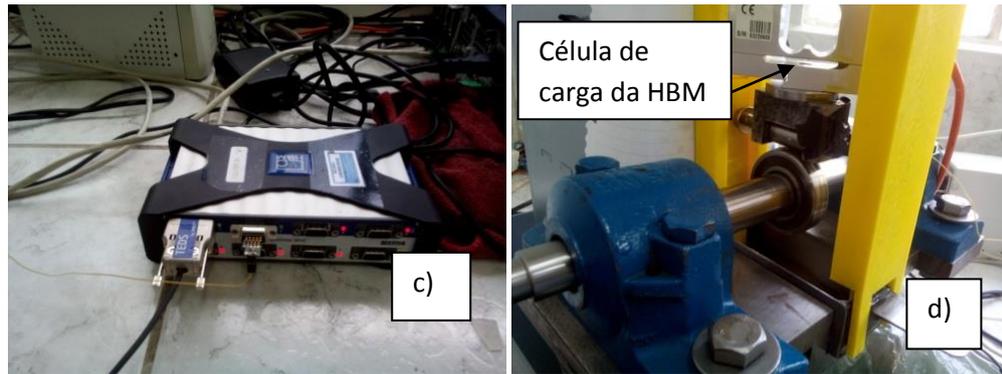


Fonte – Autoria própria.

A Fig. 38 mostra o conjunto montado, incluindo a célula de carga da HBM, a célula da máquina, o motor e o inversor de frequência. O motor elétrico utilizado é da marca WEG de 0,5 cv.

Figura 38 – Conjunto montado a) vista geral b) inversor de frequência CFW 10 c) módulo de aquisição de dados d) proteções de ABS.



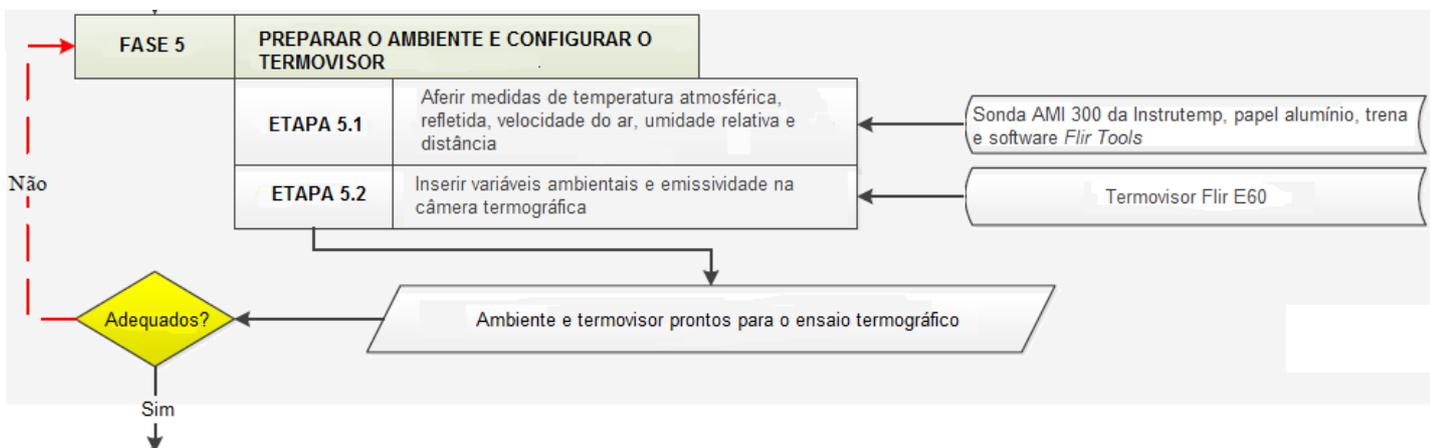


Fonte – Autoria própria.

As proteções mostradas na Figura 38 d) foram impressas em ABS na impressora 3D do LAMMEA e tem como função evitar que respingos de óleo caiam no interior da máquina ou atinjam o operador da mesma. A proteção frontal era retirada para as análises termográficas. Além destas proteções, papéis e plásticos também foram usados para proteger a máquina.

Com tudo montado, prepara-se o ambiente e ajusta-se as variáveis necessárias para a realização dos termogramas na Fase 5, como mostra a Fig. 39.

Figura 39 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 5).



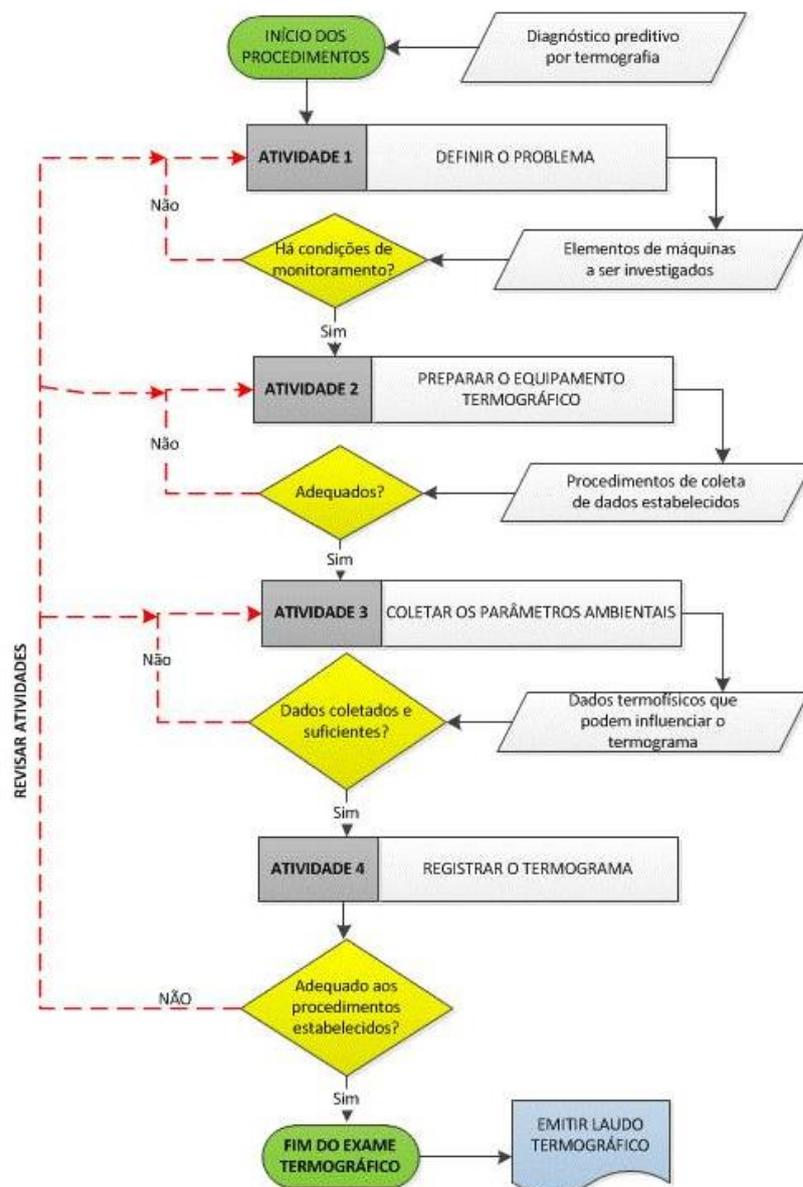
Fonte – Autoria própria.

A Fase 5 compreende duas etapas: Etapa 5.1 – Aferir medidas de temperatura atmosférica, refletida, velocidade do ar, umidade relativa e distância e Etapa 5.2 – Inserir variáveis ambientais e emissividade na câmera termográfica.

Para a obtenção dos termogramas, foram utilizadas a metodologia geral para emissão de laudos preditivos por meio de termografia desenvolvida no Lab DAMP (Laboratório de Desenvolvimento e Aplicação de Metodologia de Projetos) e

apresentada na Fig. 40 e as normas da ABNT para termografia: NBR 15718:2009 - Ensaios não destrutivos — Termografia — Guia para verificação de termovisores; NBR 15572:2013 - Ensaios não destrutivos — Termografia — Guia para inspeção de equipamentos elétricos e mecânicos; NBR 16292:2014 - Ensaios não destrutivos — Termografia — Medição e compensação da temperatura aparente refletida utilizando câmeras termográficas e NBR 15424:2016 - Ensaios não destrutivos - Termografia – Terminologia).

Figura 40 - Metodologia geral para emissão de laudos preditivos por meio de Termografia.



Fonte - Laboratório de Desenvolvimento e Aplicação de Metodologias de Projetos (LABDAMP/UAEM/CCCT/UFCEG), 2014.

É necessário esclarecer que os termogramas (fotos) foram feitos para os testes com frequência de rotação de 10 Hz (um teste para cada óleo), registrando-se um termograma a cada cinco minutos. Um termograma é registrado no início do ensaio, outro quatro minutos depois e os demais a cada cinco minutos. Existe um intervalo de um minuto entre o momento em que o termograma é capturado e o momento de elevação de carga, para que ambas as atividades possam ser realizadas sem que uma atrapalhe a outra. As gravações de vídeo termográfico foram feitas em testes de rotação de 20 Hz para a detecção do rompimento da película depois que a caracterização das cargas de *scuffing* por força normal e temperatura com a célula de carga e o termopar tinham sido realizadas. Os parâmetros de temperatura refletida (T_{ref}), ambiente (T_{amb}), umidade relativa do ar (UR%) e velocidade do vento (Vel_v) eram medidos no início de cada teste através da sonda AMI 300 da Instrutemp, posicionada próxima à bancada de testes (Ver Fig. 41) em um ambiente com temperatura controlada (ar condicionado em 18°C).

Figura 41 – Sonda AMI 300 da Instrutemp.



Fonte – Autoria própria

A medição de temperatura refletida foi realizada de acordo com o método refletor da norma NBR 16292, (2014), Vide Fig. 42.

Figura 42 – Medição de temperatura refletida.



Fonte – Autoria própria.

As temperaturas superficiais do óleo foram medidas através da câmera termográfica E60 da Flir Systems, que possui tela de 320 X 240 pixels e opera na banda espectral de 7,5 a 13 μm , com sensibilidade de 0,05 $^{\circ}\text{C}$ e precisão de $\pm 2\%$ mostrada na Fig. 43.

Figura 43 – Câmera termográfica FLIR E60.

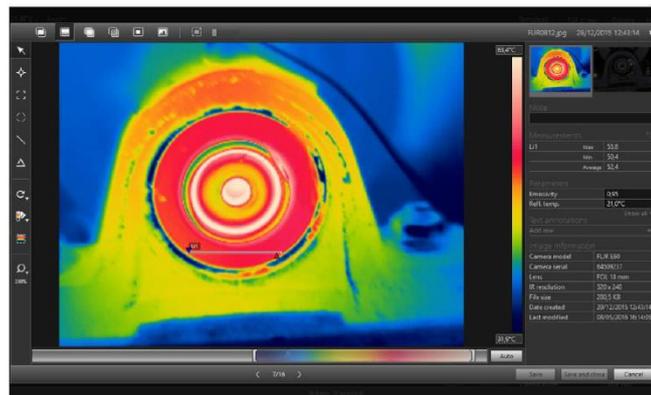


Fonte - Flir (2016).

Os testes em que houve acompanhamento termográfico com vídeo foram realizados com o auxílio de um colega, enquanto o autor do trabalho operava a máquina.

Após o registro dos termogramas, os mesmos eram tratados no software *Flir Tools*, para seleção da área de interesse e o cálculo da temperatura média dessa região. A interface do programa está mostrada na Fig. 44.

Figura 44 – Interface do programa *Flir Tools*.



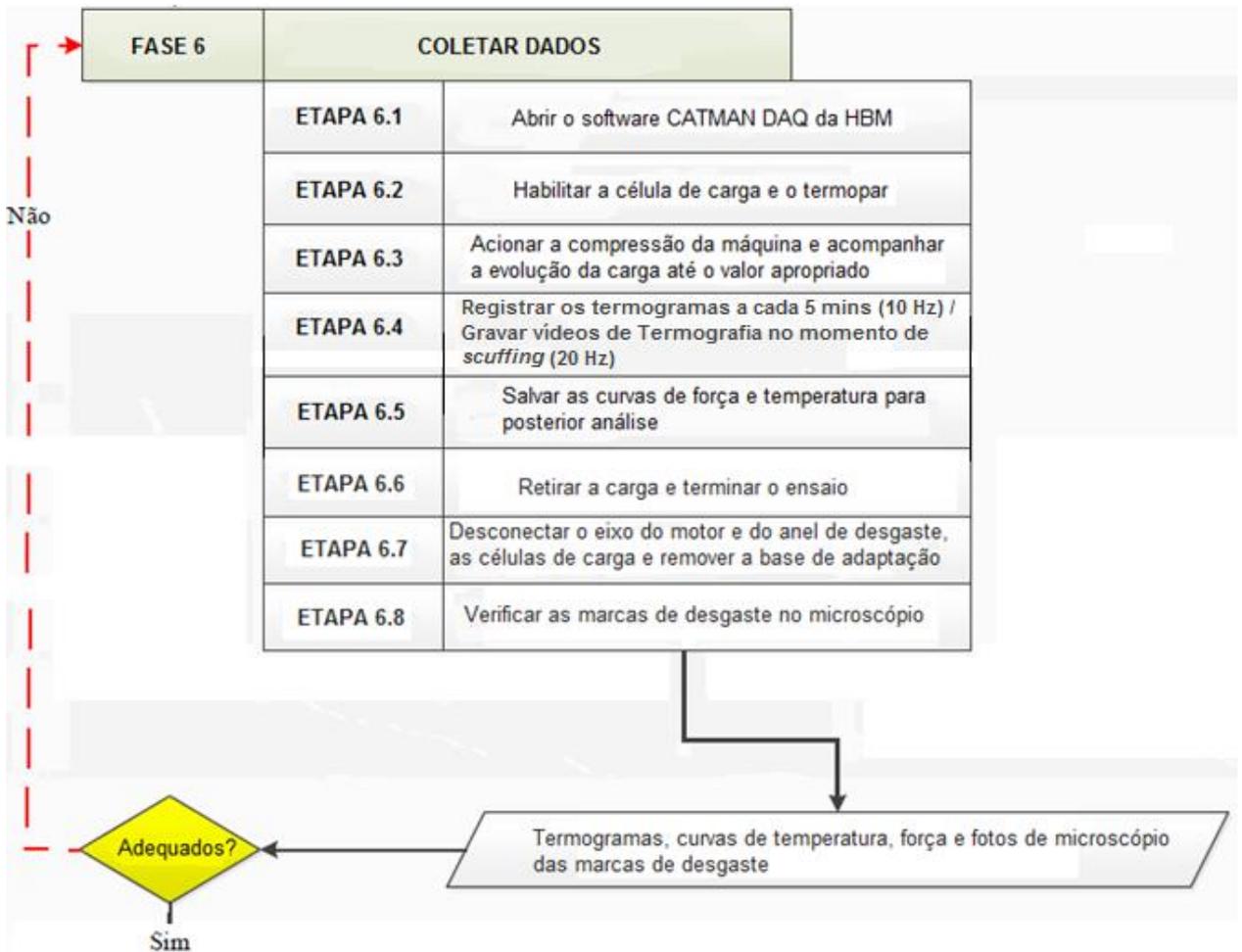
Fonte - Silva (2016).

O valor de emissividade hemisférica do óleo para a faixa espectral de trabalho da câmera foi ajustado para 0,82 (valor já salvo na memória da mesma para películas espessas de óleos lubrificantes).

Após a fase de preparação do ambiente e configuração do termovisor, aciona-se o motor através do inversor de frequência e lixa-se a superfície do anel com lixa para ferro de granulometria 150 *mesh* e depois com lixas d'água com granulometria de 600 e 1200 *mesh*, no intuito de remover possíveis resíduos de outros ensaios e obter as mesmas condições superficiais no início de cada teste.

Assim, prepara-se a Filizolla BME 10 kN e o sistema de aquisição de dados, conforme Fig. 45. Após isso, coloca-se uma pequena quantidade de óleo sobre o anel de desgaste, suficiente para criar uma película que cobre toda a superfície do mesmo. Depois de ligar o motor, inicia-se a fase de coleta de dados (Fase 6), mostrada na Fig. 45.

Figura 45 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 6).



Fonte – Autoria própria.

A Fase 6 compreende oito etapas, a saber: Etapa 6.1 – Abrir o software Catman DAQ da HBM; Etapa 6.2 – Habilitar a célula de carga e o termopar, conectando os mesmos no sistema de aquisição de dados; Etapa 6.3 – Acionar a compressão da máquina e acompanhar a evolução da carga até o valor apropriado; 6.4 – Registrar os termogramas a cada cinco minutos (10 Hz) / Gravar vídeos de Termografia no momento de *scuffing* (20 Hz) ; Etapa 6.5 – Salvar as curvas de força e temperatura para posterior análise; Etapa 6.6 – Retirar a carga e terminar o ensaio; Etapa 6.7 – Desconectar o eixo do motor e do anel de desgaste, as células de carga e remover a base de adaptação e Etapa 6.8 – Verificar as marcas de desgaste no microscópio.

O procedimento de carregamento utilizado nos testes e descrito na Etapa 6.3 foi baseado nos trabalhos da revisão da literatura e consiste em uma série de patamares de força aumentados gradativamente. Isso permite analisar o

comportamento do tribossistema durante certo período de tempo até que a película lubrificante sofra um rompimento total. Neste momento, os valores de força normal e temperatura do corpo de prova sofrem uma elevação brusca e um ruído característico é percebido, conforme ocorre no ensaio *Tinkem* da norma ASTM D2782-02. Esse procedimento de carregamento consiste em aumentar a força normal aplicada partindo de zero até 180 N. Até a carga de 20 N, o incremento utilizado de força é de 5 N. A partir deste momento, o incremento passa a ser de 10 N. Todas as cargas são aplicadas por 5 minutos. Dado que a elevação da carga aplicada é consequência de um comando manual dado à máquina, os valores dos patamares de força reais não são exatos e os valores de carga aplicada podem apresentar valores um pouco maiores ou menores.

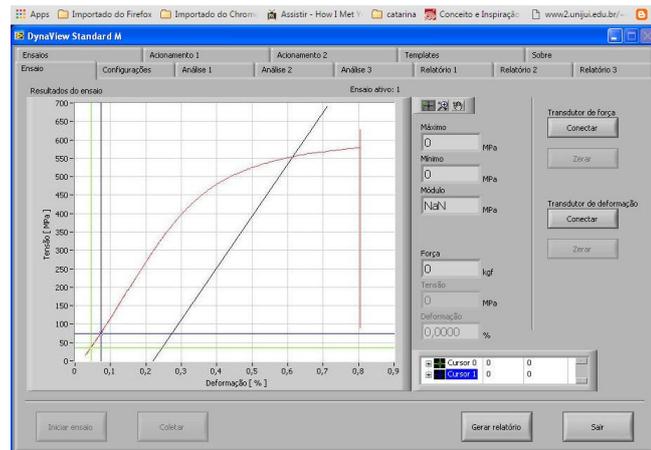
A opção de utilização de um incremento menor de força no início do experimento decorre do fato que no início da fase experimental, não se tinha ideia do comportamento do sistema tribológico, ou de quais cargas seriam suficientes para romper totalmente as películas dos óleos lubrificantes. Ao perceber a resistência das películas, um incremento maior foi adotado para o restante do experimento. Desde que esta metodologia foi adotada nos primeiros testes, manteve-se a mesma durante o restante dos experimentos.

A carga máxima de 180 N foi usada por motivos de segurança, uma vez que o limite de leitura da célula de carga é de 200 N e, a priori, não se conhecia os valores de pico de força associados à ocorrência de *scuffing*. Da mesma forma, quando a temperatura lida pelo termopar passava dos 75°C, o teste precisava ser interrompido para evitar sobreaquecimento da célula de carga.

Os testes foram realizados em rotações de 10, 15 e 20 Hz (600, 900 e 1200 rpm) resultando em velocidades de deslizamento de 1,634, 2,450 e 3,268 m/s e repetidos três vezes para obtenção de média e desvio padrão dos valores.

O controle da máquina é realizado através do software *Dynaview Standard M*. Aplica-se uma taxa de deslocamento do braço da máquina de 0,5 mm/min na direção do anel de desgaste, até que o valor de força normal lido no visor da máquina seja o adequado. Assim, promove-se a compressão e o consequente atrito com o corpo de prova. A interface do programa é mostrada na Fig. 46.

Figura 46 – Interface do software *Dynaview Standard M*.



Fonte - Oswaldo Filizola (2016).

A célula de carga com sistema de aquisição próprio da HBM (S2M 200 N) também foi utilizada nos testes. Através dela, os valores de força normal puderam ser lidos em tempo real e salvos para posterior análise.

A premissa do ensaio parte dos trabalhos apresentados na revisão bibliográfica, onde a partir de um ponto elevação brusca de temperatura, força e coeficiente de atrito ao longo do ensaio, é possível dizer que houve neste momento um rompimento do filme lubrificante.

As superfícies de desgaste dos corpos de prova ainda foram analisadas em microscópio, para que a morfologia indicativa de *scuffing* fosse identificada, bem como a relação de desgaste com os tipos de óleo e rotações do sistema.

Na Figura 47 tem-se o microscópio BX-51 da Olympus pertencente ao LAMMEA utilizado para avaliação visual das superfícies de desgaste dos corpos de prova.

Figura 47 – Microscópio Olympus BX-51.

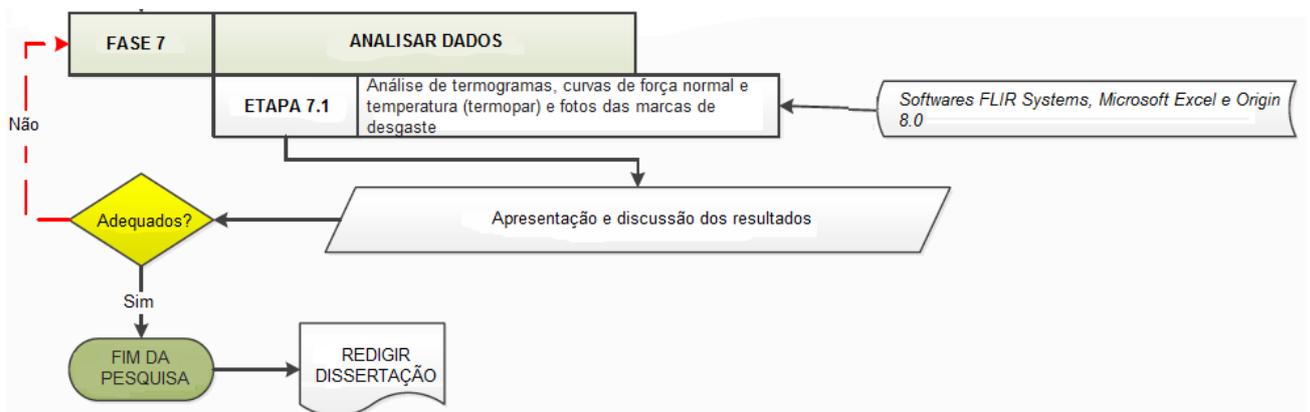


Fonte – Olympus (2017).

Após os ensaios, os corpos de prova eram marcados com uma ponta de vídia, indicando a numeração do teste no dia, e depois guardados em sacos plásticos devidamente identificados.

Finalmente, após os ensaios, os dados de força normal, temperatura, os termogramas e as fotos das marcas de desgaste eram salvos para posterior análise na Fase 7, mostrada na Fig. 48.

Figura 48 – Fluxograma da metodologia de trabalho a ser desenvolvida durante a pesquisa (Fase 7).



Fonte – Autoria própria.

A Fase 7 compreende apenas a Etapa 7.1 – Análise de termogramas, curvas de força normal e temperatura (termopar) e fotos das marcas de desgaste. Para tanto, fez-se uso dos *softwares*: *Flir Systems* – utilizado para o cálculo das temperaturas refletidas, bem como para seleção da área de interesse (região próxima da zona de atrito) e o cálculo da temperatura média nesta região; *Microsoft Excel* – Utilizado para a criação dos gráficos dos dados estatísticos de carga, elevação de força, temperatura e elevação de temperatura no momento de *scuffing*, bem como os valores médios das dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste de todos os testes válidos e *Origin 8.0* – Usado para a criação dos gráficos de temperatura e força normal lidos pelo termopar e pela célula de carga S2M 200 N da HBM, respectivamente. Ainda foi usado para comparar os valores de temperatura obtidos pelos termogramas com os do termopar.

No capítulo a seguir, encontram-se os resultados discutidos dos principais gráficos obtidos nos ensaios de atrito em relação às curvas de temperatura (termopar e termografia), força e marcas de desgaste, de acordo com os tipos de óleo e rotações utilizados.

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

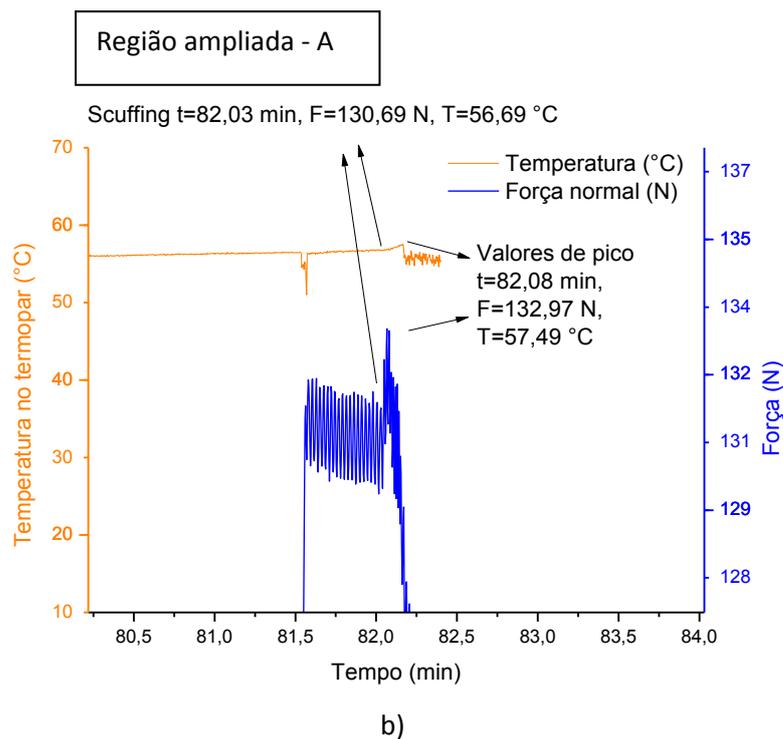
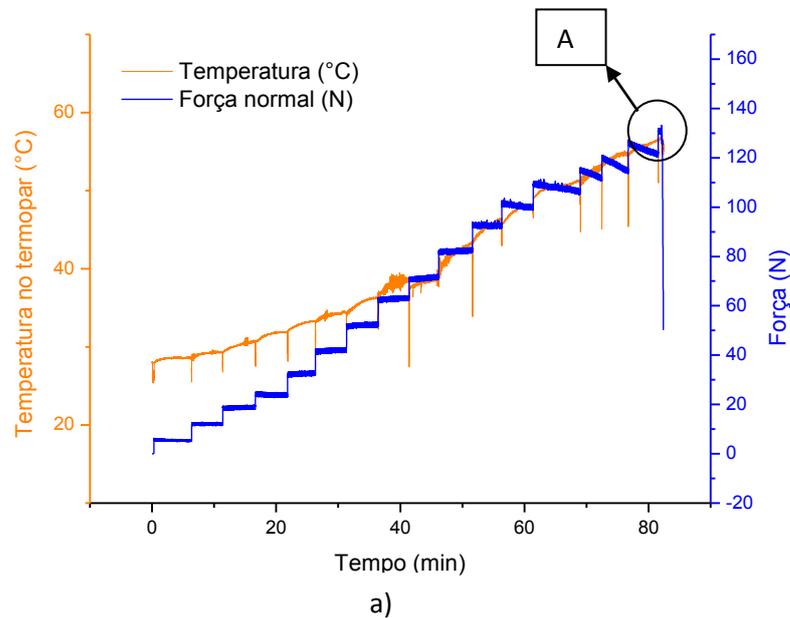
Este capítulo tem como objetivo apresentar os principais resultados referentes aos testes de atrito em relação às variáveis de interesse previamente mencionadas no capítulo de Materiais e Métodos. São discutidos os resultados, apresentando os gráficos principais com os valores de carga e temperatura de *scuffing* e dimensões das marcas de desgaste obtidos em cada rotação, assim como os testes com Termografia por fotos (10 Hz) para cada tipo de óleo e em vídeo (20 Hz) para os óleos ISO VG 10 e SAE 20W50 API SJ.

4.1 Resultados dos testes com óleo ISO VG 10

Uma série de testes foi realizada com o intuito de obter uma representação estatística das cargas de ruptura do filme de óleo (*scuffing*).

O primeiro teste válido foi feito com o óleo ISO VG 10 com rotação de 10 Hz e está mostrado na Fig.49.

Figura 49 – Teste 1 – óleo ISO VG 10, frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



Fonte - Autoria própria.

Outros dois testes foram realizados para tratamento estatístico e estão mostrados no Apêndice B. Os testes 1, 2 e 3 apresentaram ruptura da película lubrificante, evidenciada pela elevação do ruído de atrito, pelos picos de força e temperatura e posterior queda nos mesmos. Ao se perceber a variação no ruído de

atrato, manualmente alterava-se a taxa de deslocamento do braço da máquina para 10 mm/min para cima e retirava-se imediatamente o carregamento do sistema. Os valores das variáveis medidas no momento de *scuffing* para os três testes, incluindo-se os valores médios e os respectivos desvios-padrão, estão apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Variáveis medidas no momento de *scuffing* para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.

Teste	Carga de <i>scuffing</i> (N)	Temperatura no momento de <i>scuffing</i> (°C)	Valor de pico de força (N)	Valor de pico de temperatura (°C)	Elevação de força (N)	Elevação de temperatura (°C)
1	130,69	56,69	132,97	57,47	2,28	0,78
2	150,79	60,99	152,44	61,99	1,65	1
3	145,17	58,53	148,32	60,48	3,15	1,95
Média	142,22 ± 10,37	58,74 ± 2,16	144,58 ± 10,26	59,98 ± 2,30	2,36 ± 0,75	1,24 ± 0,62

Fonte – Autoria própria.

A carga de ruptura (*scuffing*) média foi de 142,22 ± 10,37 N e a temperatura média medida pelo termopar no interior do corpo de prova no momento de ruptura da película lubrificante foi de 58,74 ± 2,16 °C. Os valores de pico médios foram de 144,58 ± 10,26 N e 59,98 ± 2,29 °C, respectivamente. Isso equivale a elevações de 2,36 ± 0,75 N e de 1,24 ± 0,62 °C na força normal e temperatura, respectivamente. Com isso, tem-se que é possível registrar o momento de ruptura da película lubrificante por meio dos parâmetros selecionados, mesmo com elevações relativamente pequenas de valores de força e temperatura no sistema criado.

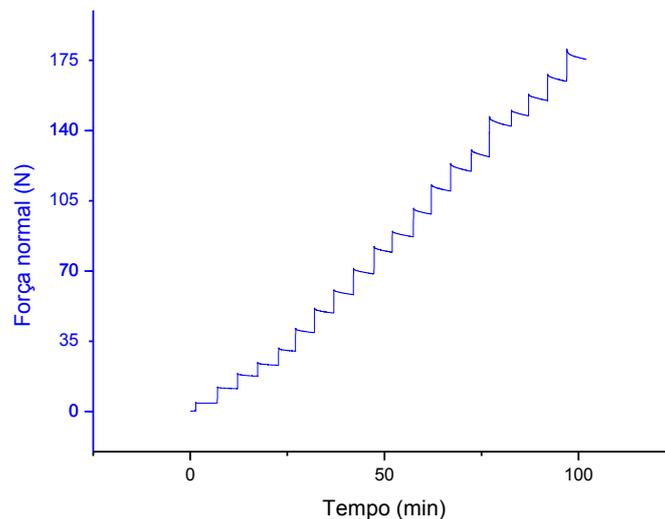
As “franjas” da curva referente à temperatura (laranja) são provenientes de ruído elétrico que apareciam no momento de acionamento da máquina para elevação da carga aplicada que interferiam momentaneamente na leitura da temperatura. Visto que essa alteração aparentemente não atrapalhava as medidas e até facilitava enxergar o momento em que houve aumento de carga, permitiu-se que o sistema continuasse a trabalhar desta maneira. Depois de cumprir todo o planejamento experimental e analisar os resultados, porém, descobriu-se que as curvas de temperatura poderiam sofrer grandes oscilações logo após o aumento de

carga. Esses casos, entretanto, eram esporádicos. Identifica-se esta influência ao se perceber oscilação maior da temperatura em um patamar, alterando a espessura da linha no gráfico que não se repete em patamares de força próximos.

A queda nos patamares de força, que neste teste apareceram nos patamares próximos ao de ruptura está associada tanto ao desgaste do corpo de prova como à deformação da fita isolante colocada embaixo da base de adaptação para compensar um problema de folga. O braço da máquina fica parado na posição em que a compressão que ele gera atinge o valor esperado. Conforme o anel de desgaste retira material do corpo de prova por abrasão e adesão, a célula de carga, antes bem comprimida, passa a ter um pouco mais de espaço para “expandir” e com isso os seus valores de força de compressão, passam a ser menores. Além disso, a carga aplicada faz com que a fita seja cada vez mais comprimida, ajudando na “expansão” da célula de carga.

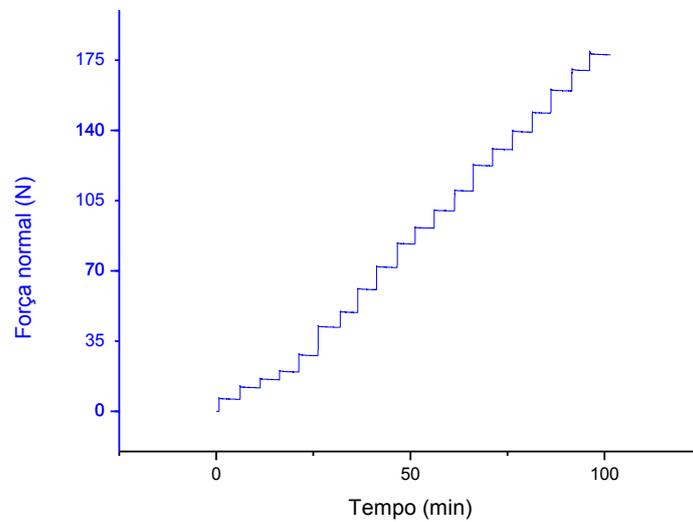
Testes estáticos (sem rotação do eixo) com a fita e sem a fita estão mostrados nas Figs. 50 e 51.

Figura 50 – Teste estático realizado com fita isolante para ajuste de folga.



Fonte – Autoria própria.

Figura 51 – Teste estático realizado sem a fita isolante para ajuste de folga.



Fonte – Autoria própria.

Comparando-se as Figuras 50 e 51, percebe-se a diminuição das inclinações dos patamares de força, com a remoção da fita isolante, que é um material elástico.

A Tabela 9 mostra as dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste medidas nos três testes realizados para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.

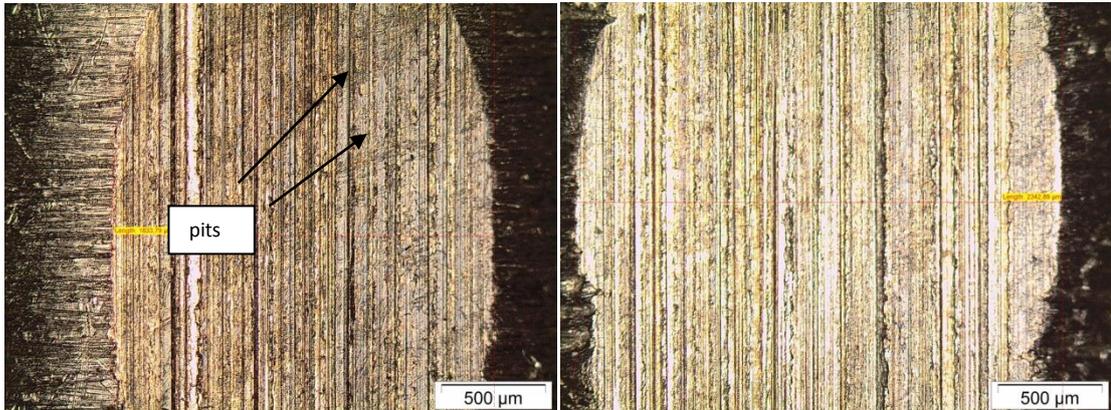
Tabela 9 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.

Teste	Dimensão medida (μm)
1	1833,79
2	2342,89
3	2037,75
Média	$2071,48 \pm 256,22$

Fonte – Autoria própria.

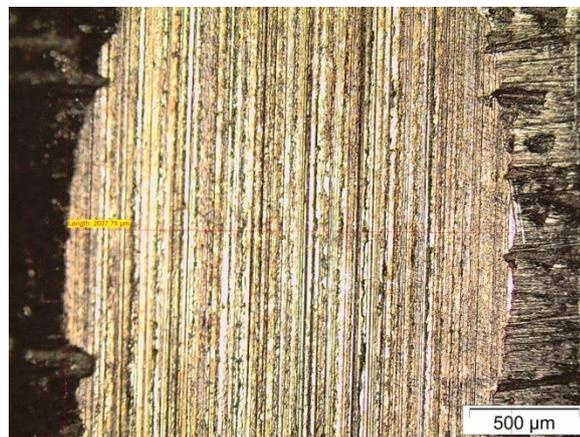
Análises de microscópio das marcas de desgaste dos testes com óleo ISO VG 10 em frequência de rotação de 10 Hz mostraram aparência semelhante com o valor da dimensão do eixo menor da elipse de desgaste de $2071,48 \pm 256,22 \mu\text{m}$. Imagens das marcas de desgaste ampliadas em microscópio estão na Fig. 52.

Figura 52 – Marcas de desgaste do óleo ISO VG 10 em frequência de rotação de 10 Hz ampliadas 50x. a) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



a)

b)



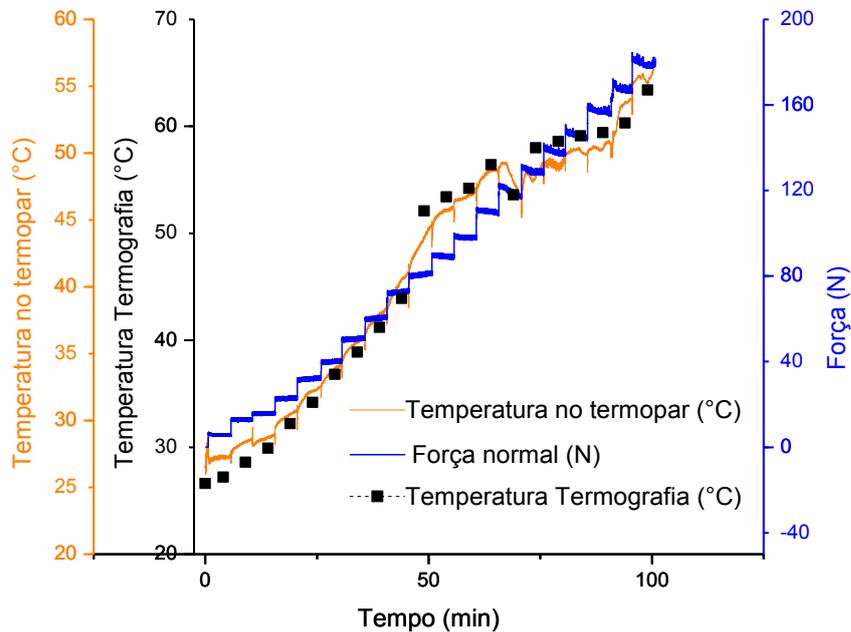
c)

Fonte – Autoria própria.

As imagens mostram superfícies relativamente uniformes com ranhuras paralelas que indicam a direção do deslizamento e com pequenos *pits* espalhados por toda a área. Esses *pits* são resultados de material arrancado por adesões locais resultantes das altas temperaturas nas asperezas em contato.

Após verificação da funcionalidade do sistema nestes primeiros testes, foi possível fazer um teste registrando fotos com a câmera termográfica e verificar a proximidade dos valores lidos com os valores do termopar. Esse teste está mostrado na Fig. 53.

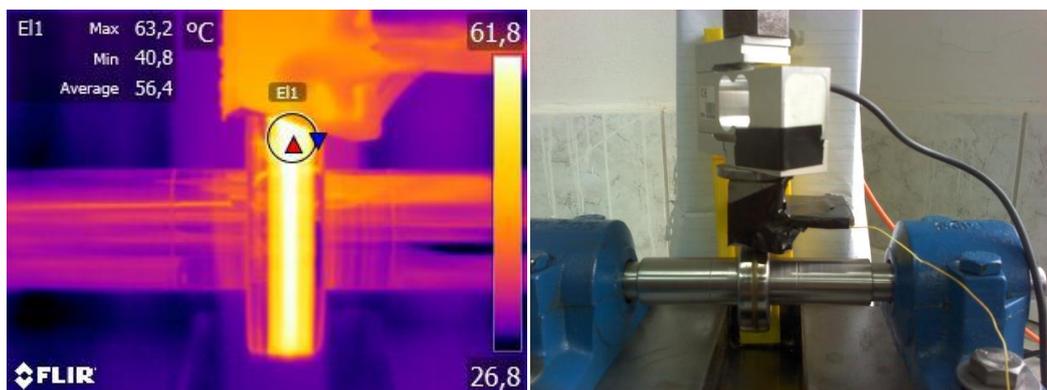
Figura 53 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 10 Hz (Termografia – Fotos).



Fonte – Autoria própria.

Percebe-se a semelhança comportamental das temperaturas medidas por Termografia e pelo termopar, denotando confiabilidade aos resultados. Os valores de temperatura para Termografia e para o termopar estão mostrados em escala diferente e apresentam uma diferença entre si que atinge um máximo de cerca de 10 °C. Os valores medidos pela Termografia mostram-se maiores uma vez que são registrados mais próximos da zona de contato do corpo de prova cilíndrico e do anel. Um termograma deste ensaio mostrando a região analisada está apresentado na Fig. 54.

Figura 54 – Termograma típico do ensaio de 10 Hz com óleo ISO VG 10.

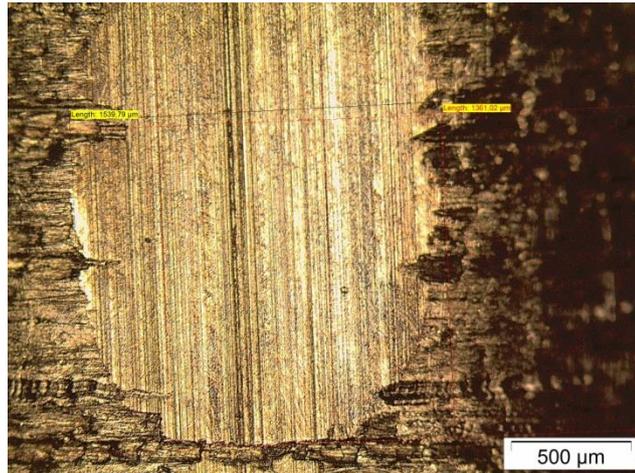


Fonte – Autoria própria.

Qualitativamente, percebe-se a alta temperatura do óleo em relação ao ambiente pela cor amarela na paleta de cores utilizada.

Uma imagem da marca de desgaste ampliada 50x está apresentada na Figura 55.

Figura 55 – Marca de desgaste do teste 4 do óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz ampliada 50x.



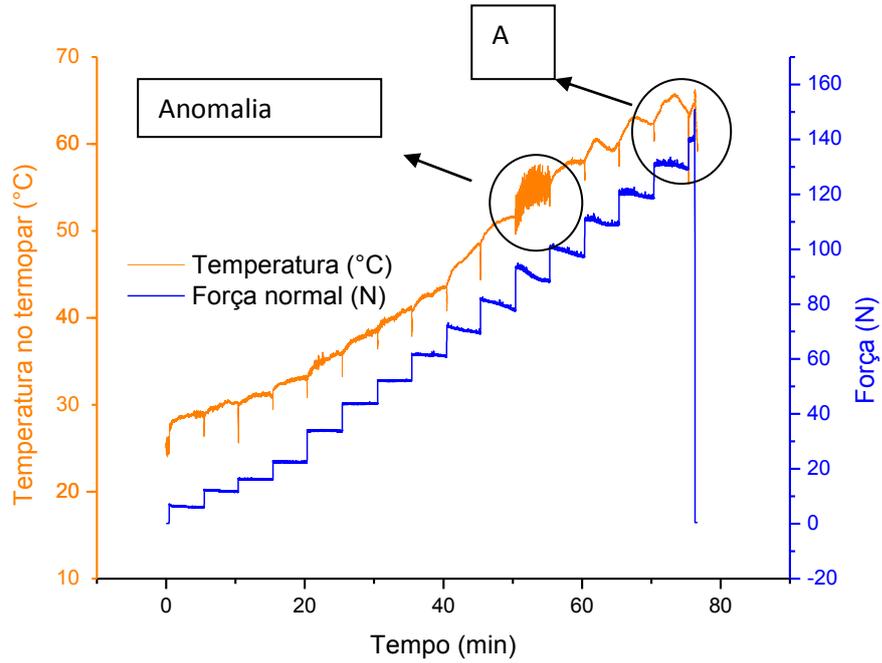
Fonte – Autoria própria.

O comprimento medido do eixo menor da elipse de desgaste foi de 1539,79 μm , ficando abaixo dos valores correspondentes aos demais testes, indicando também que o desgaste nesse teste foi menor.

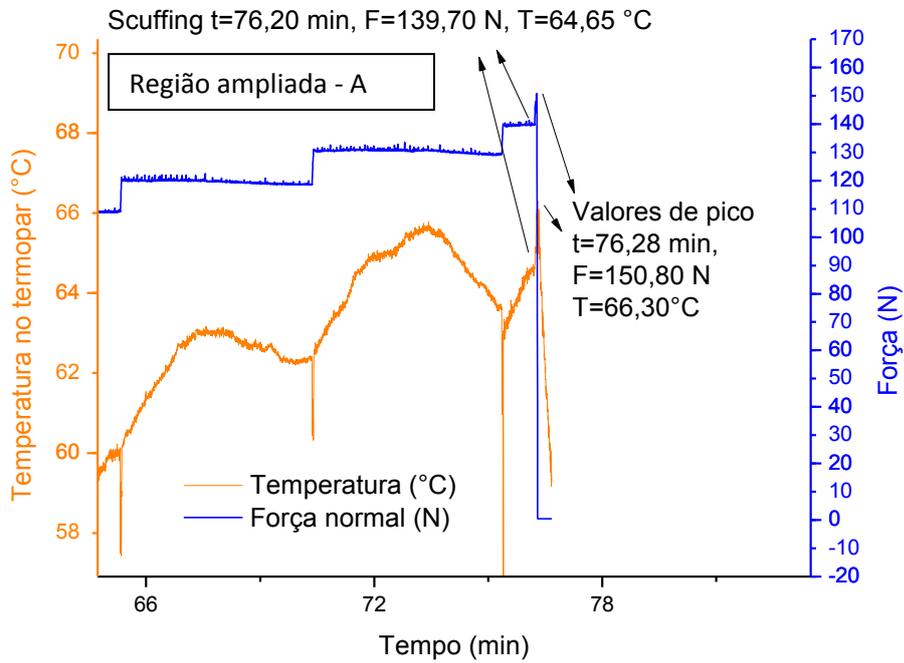
Neste teste, não houve rompimento de película. Fatores como a rugosidade superficial do anel, condição do óleo (propriedades físico-químicas, presença de contaminantes, temperatura) dureza do material do corpo de prova, vibração do sistema e temperatura ambiente tem influência sobre as variações nas cargas aplicadas, temperaturas lidas e momentos de ocorrência de *scuffing*. Uma vez que o eixo do motor apresentava um problema que exigia um cuidado maior na hora de alinhar com o eixo do anel de desgaste, um sistema melhor alinhado tem cargas de rompimento maiores por ter menos influência da vibração gerada pelo desalinhamento. Esses fatores devem ter culminado para a diferença de desempenho dos outros testes.

Na Figura 56, tem-se o segundo teste realizado na rotação de 15 Hz para o óleo ISO VG 10.

Figura 56 - Teste 2 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 15 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



a)



b)

Fonte – Autoria própria

O gráfico apresentado na Figura 56 apresenta uma anomalia na curva de temperatura no patamar de força de 90 N. Pela queda na curva de força durante

esse patamar, percebe-se que a força normal aplicada está decrescendo e que, portanto, a força de atrito está diminuindo. Isto deveria provocar uma queda no valor de temperatura, uma vez que a energia dissipada por atrito é a principal fonte de aquecimento do corpo de prova. No entanto, os valores de temperatura estão aumentando com oscilações maiores do que as apresentadas em outros patamares de força. Desde que estas oscilações aparecem imediatamente após a elevação de carga aplicada, essa anomalia especificamente está associada à influência de um ruído elétrico que aparece no momento em que o comando de deslocamento do braço da máquina é dado. Os valores das variáveis medidas no momento de *scuffing* para os três testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz, incluindo-se os valores médios e os respectivos desvios-padrão, estão apresentados na Tabela 10.

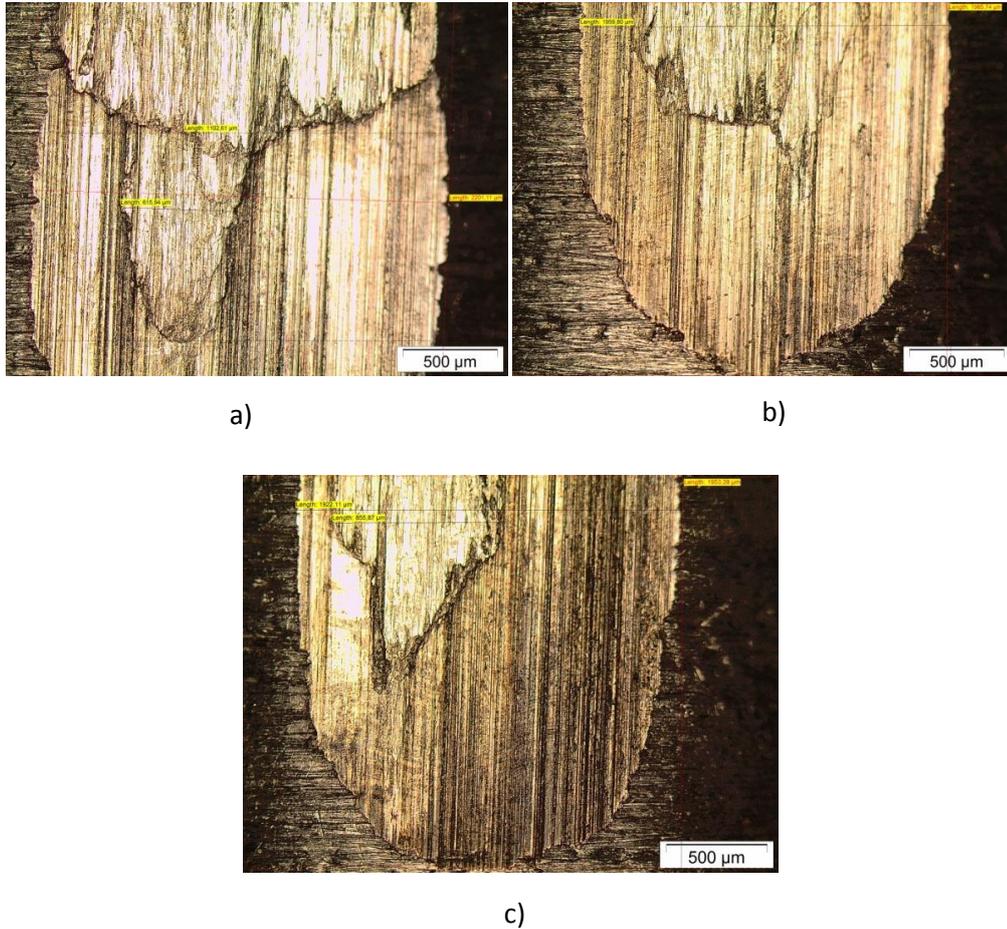
Tabela 10 – Variáveis medidas no momento de *scuffing* para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz.

Teste	Carga de <i>scuffing</i> (N)	Temperatura no momento de <i>scuffing</i> (°C)	Valor de pico de força (N)	Valor de pico de temperatura (°C)	Elevação de força (N)	Elevação de temperatura (°C)
1	138,30	70,62	161,70	74,03	23,4	3,41
2	139,70	64,65	150,80	66,30	11,1	1,65
3	131,04	65,83	144,08	67,59	13,04	1,76
Média	136,35 ± 4,65	67,03 ± 3,16	152,19 ± 8,89	69,31 ± 4,14	15,85 ± 6,61	2,27 ± 0,99

Fonte – Autoria própria.

A carga média de *scuffing* para os testes com o óleo Iso Vg 10 na rotação de 15 Hz foi de 136,35 ± 4,65 N. A temperatura média neste momento medida pelo termopar foi de 67,03 ± 3,16 °C. Os valores médios de pico de força e temperatura foram de 152,19 ± 8,89 N e 69,31 ± 4,14 °C respectivamente, resultando em elevações médias de força de 15,85 ± 6,61 N e de temperatura de 2,27 ± 0,99 °C. As marcas de desgaste avaliadas em microscópio estão mostradas na Fig. 57.

Figura 57 – Marcas de desgaste dos testes com óleo ISO VG 10 e rotação de 15 hz ampliadas 50x.
A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



Fonte – Autoria própria

A Tabela 11 mostra as dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste medidas nos três testes realizados para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz.

Tabela 11 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz.

Teste	Dimensão medida (µm)
1	2201,11
2	1959,80
3	1922,11
Média	2027,67 ± 151,38

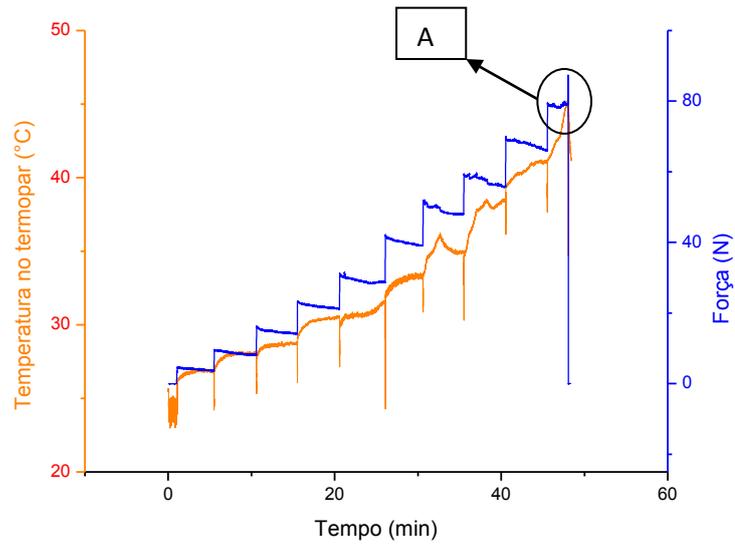
Fonte – Autoria própria.

A medida média do eixo menor da elipse de desgaste foi de 2027,67 ± 151,38 µm. As superfícies apresentaram uma diferença nas texturas, indicando uma região

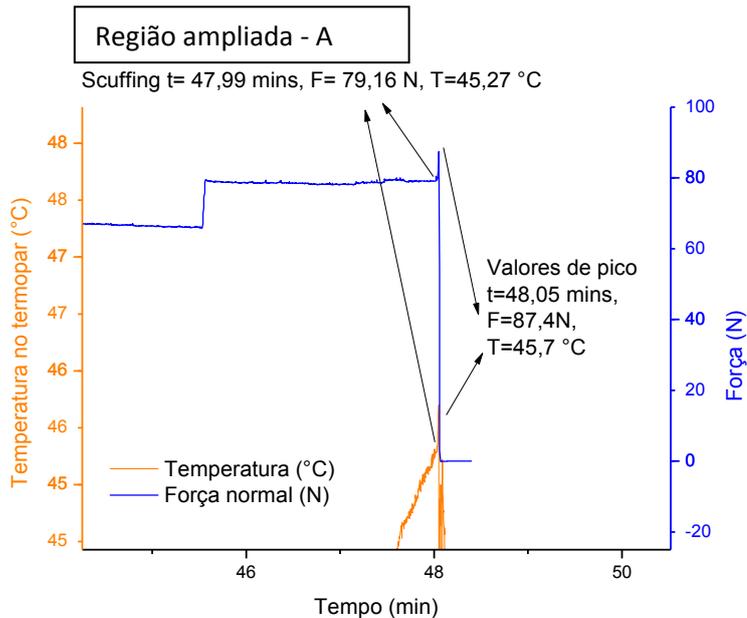
onde o desgaste adesivo foi predominante, caracterizado por um aspecto mais plano, como se o material tivesse sido arrancado, ao passo que as linhas de desgaste na outra área indicam um fenômeno abrasivo.

A Figura 58 mostra o segundo teste válido realizado com o óleo Iso Vg 10 na rotação de 20 Hz.

Figura 58 – Teste 2 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



a)



b)

Fonte – Autoria própria.

Os valores das variáveis medidas no momento de *scuffing* para os três testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz, incluindo-se os valores médios e os respectivos desvios-padrão, estão apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Variáveis medidas no momento de *scuffing* para os testes com óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.

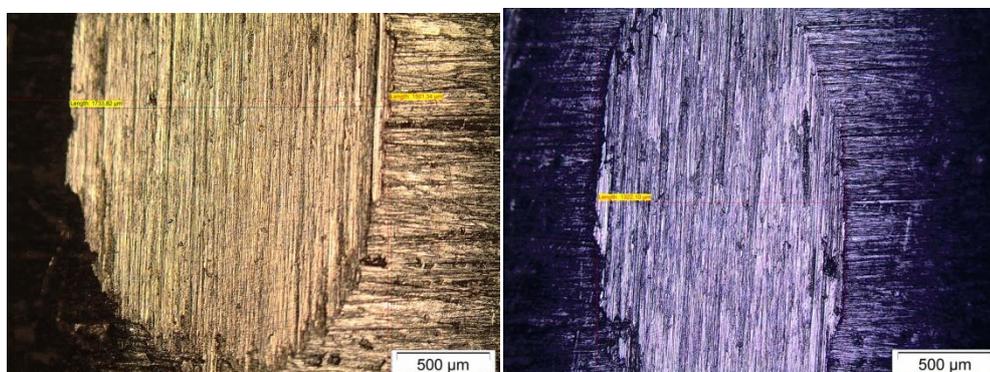
Teste	Carga de <i>scuffing</i> (N)	Temperatura no momento de <i>scuffing</i> (°C)	Valor de pico de força (N)	Valor de pico de temperatura (°C)	Elevação de força (N)	Elevação de temperatura (°C)
1	69,97	48,63	78,58	50,54	8,61	1,91
2	79,16	45,27	87,40	45,70	8,24	0,43
3	72,81	40,87	85,47	46,32	12,66	5,45
Média	73,98 ± 4,71	44,92 ± 3,89	83,82 ± 4,64	47,52 ± 2,63	9,84 ± 2,45	2,60 ± 2,58

Fonte – Autoria própria.

A carga de ruptura média para os ensaios de 20 Hz foi de $73,98 \pm 4,71$ N. A temperatura média neste momento foi de $44,92 \pm 3,89$ °C. Os valores de pico tiveram média de $83,82 \pm 4,64$ N e de $47,52 \pm 2,63$ °C para força e temperatura respectivamente. Assim, teve-se uma elevação de força de $9,84 \pm 2,45$ N e de $2,60 \pm 2,58$ °C de temperatura, respectivamente. As marcas de desgaste ampliadas em microscópio estão mostradas na Fig. 59.

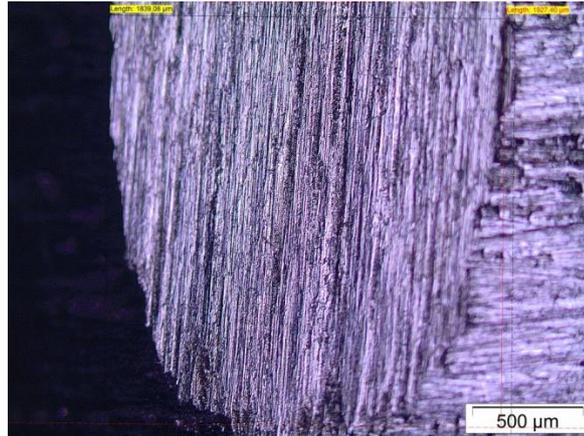
Figura 59 – Marcas de desgaste dos testes com óleo ISO VG 10 e rotação de 20 Hz ampliadas 50x.

A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



a)

b)



c)

Fonte – Autoria própria

A Tabela 13 mostra as dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste medidas nos três testes realizados para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.

Tabela 13 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.

Teste	Dimensão medida (μm)
1	1733,82
2	1322,10
3	1839,08
Média	$1631,67 \pm 273,21$

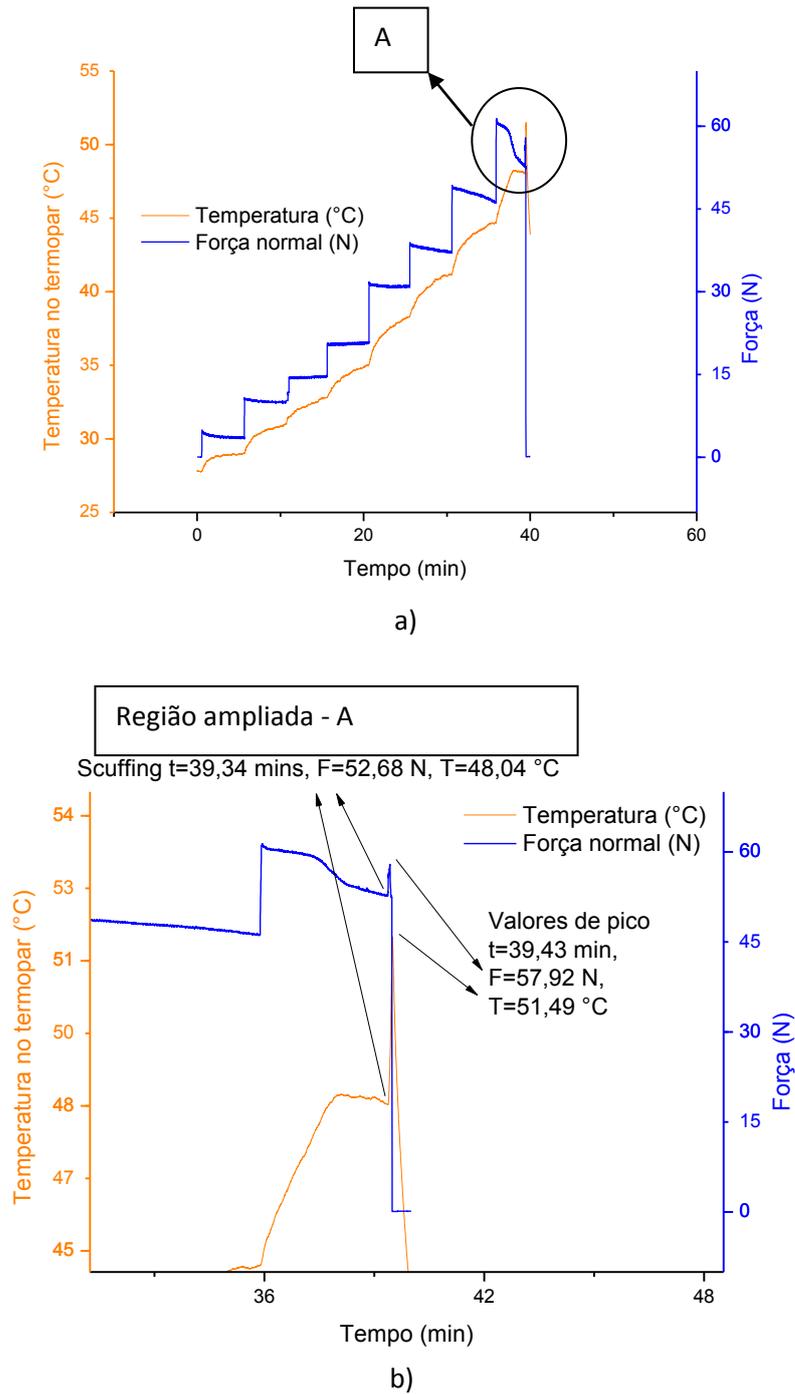
Fonte – Autoria própria.

A média dos valores das dimensões do eixo menor da elipse de desgaste é $1631,67 \pm 273,21 \mu\text{m}$. O aspecto da superfície é uniforme com crateras e linhas de desgaste na direção de deslizamento.

Caracterizado o momento de ruptura da película lubrificante, foi possível preparar a câmera termográfica para gravação em um momento mais próximo do rompimento, evitando vídeos muito longos que poderiam não caber no cartão de memória da mesma.

A Figura 60 mostra o gráfico de força e temperatura no corpo de prova obtido neste teste e aquisitado pelo módulo da HBM.

Figura 60 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 e frequência de rotação de 20 Hz (Termografia - vídeo).



Fonte – Autoria própria.

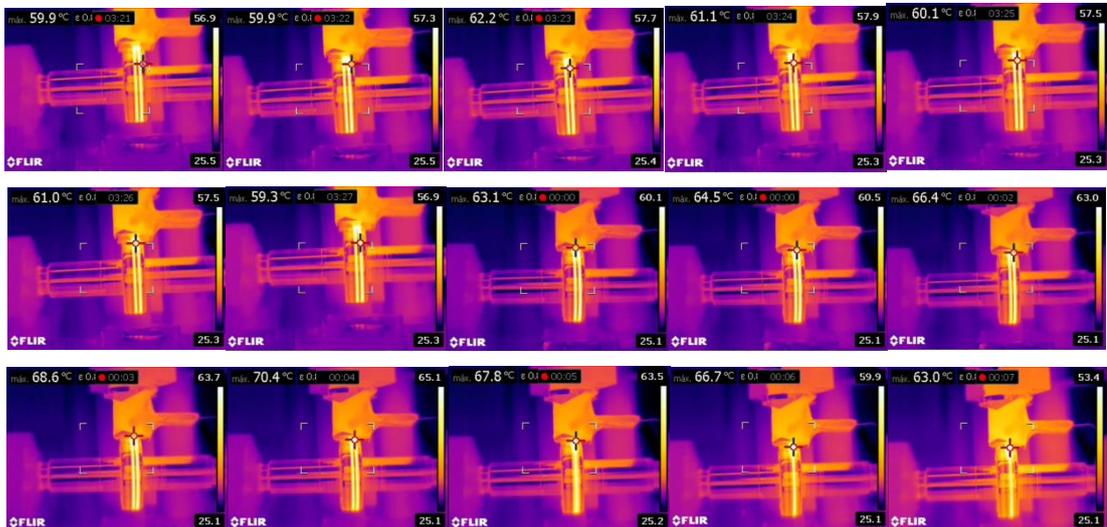
Neste teste, a curva de temperatura não apresentou as quedas características nos momentos de aumento de carga. É possível que o termopar não estivesse tocando a superfície interna do corpo de prova, mesmo que ainda muito próximo da mesma, uma vez que o pico de temperatura característico do *scuffing* foi detectado. É possível notar a diminuição das espessuras das linhas de força com o aumento de

rotação. Este efeito está associado à diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de deslizamento.

Percebe-se que antes do *scuffing*, sinais que esse momento está próximo aparecem nos patamares de força imediatamente anteriores como quedas nos valores médios e pequenos picos de cerca de 1,5 N acima do valor médio da curva de força.

Na Figura 61, têm-se os instantes do vídeo termográfico feito neste ensaio até o momento de ruptura total da película lubrificante, mostrando os últimos 15 segundos da evolução da temperatura na mesma.

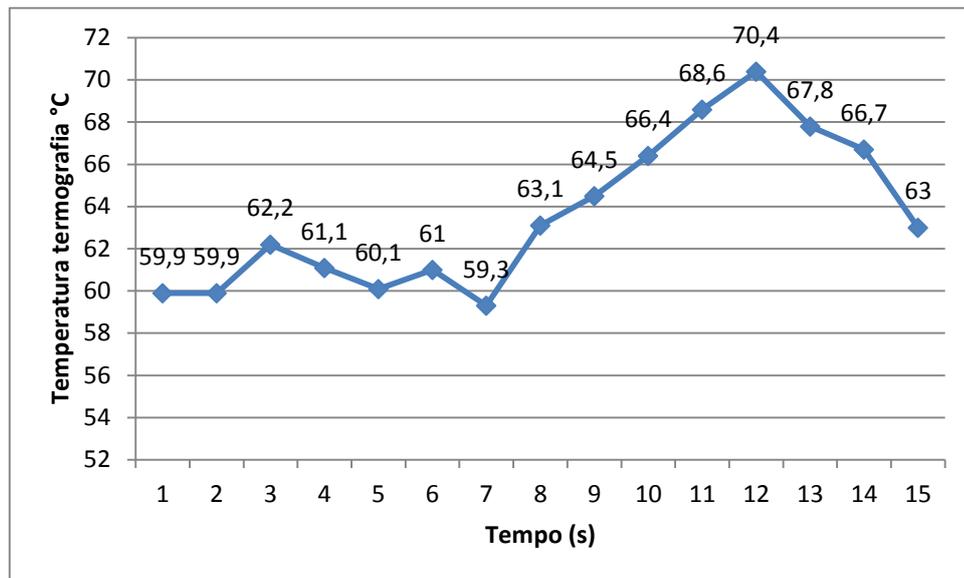
Figura 61 – Instantes do vídeo termográfico do teste 4 do óleo ISO VG 10 em rotação de 20 Hz.



Fonte – Autoria própria.

A evolução dos valores de temperatura apresentados na Figura 61 está mostrada também graficamente na Fig. 62.

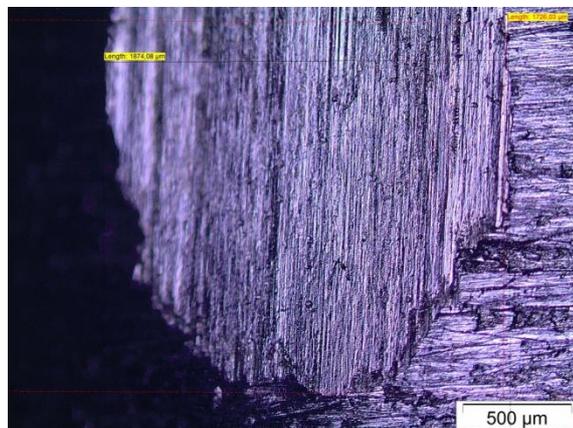
Figura 62 – Curva de temperatura do vídeo de Termografia – ISO VG 10.



Fonte – Autoria própria.

A carga de ruptura neste teste foi de 52,68 N, menor do que a média para a mesma rotação e mesmo óleo, com elevação de força e de temperatura no termopar de 5,24 N e de 3,45 °C, respectivamente. Desde o momento do início da gravação do vídeo de termografia até o momento de ruptura, ocorreu uma elevação de 10,5 °C, cerca de 3 vezes maior do que a elevação de temperatura registrada pelo termopar no interior do corpo de prova, o que mostra que o fenômeno de *scuffing* também foi observado pela Termografia. A marca de desgaste ampliada em microscópio está mostrada na Fig. 63.

Figura 63 – Marcas de desgaste do teste 4 com óleo ISO VG 10 e rotação de 20 Hz ampliadas 50x.



Fonte – Autoria própria.

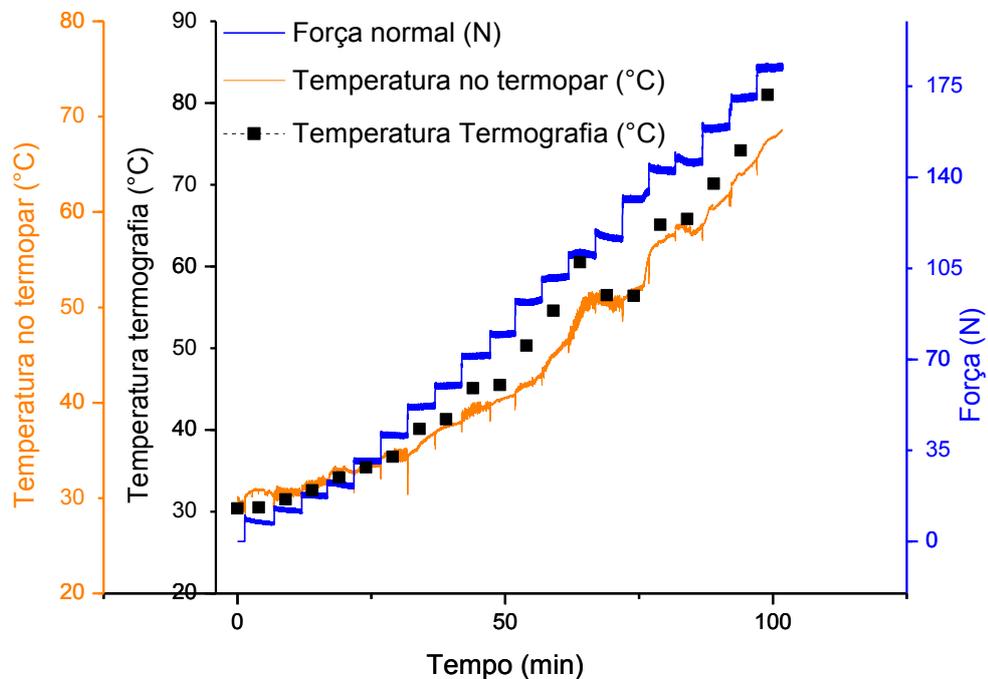
A dimensão do eixo menor da elipse de desgaste é de 1874,08 μm , um pouco maior que a média.

4.2 Resultados dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ

Após os testes com o óleo ISO VG 10 e a constatação das altas cargas de *scuffing* na frequência de rotação de 10 Hz, foi possível fazer um teste diretamente com acompanhamento termográfico com o óleo multiviscoso SAE 20W50 API SJ. Desde que na maioria dos testes, apenas uma pessoa operava a máquina, havia a preocupação de que poderia não haver tempo hábil para fazer o acompanhamento termográfico e retirar o carregamento da máquina a tempo de evitar um possível travamento do eixo, o que poderia por em risco o motor elétrico.

O primeiro teste válido com óleo SAE 20W50 API SJ e com acompanhamento termográfico está mostrado na Fig. 64.

Figura 64 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 10 Hz com temperaturas da Termografia.

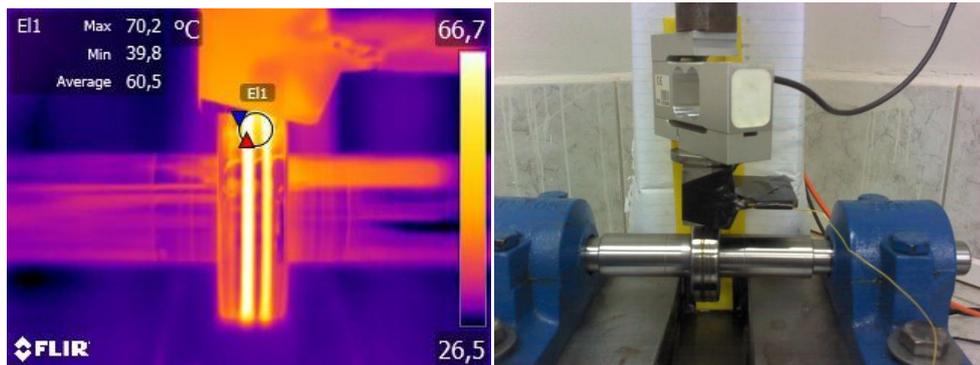


Fonte – Autoria própria.

Percebe-se também neste teste a semelhança da evolução dos valores apresentados pela Termografia (quadrados pretos) com os valores de temperatura medidos pelo termopar. Como esperado, os valores apontados pela termografia são maiores, uma vez que são registrados mais próximos da área de contato.

Um termograma obtido deste ensaio está mostrado na Figura 65.

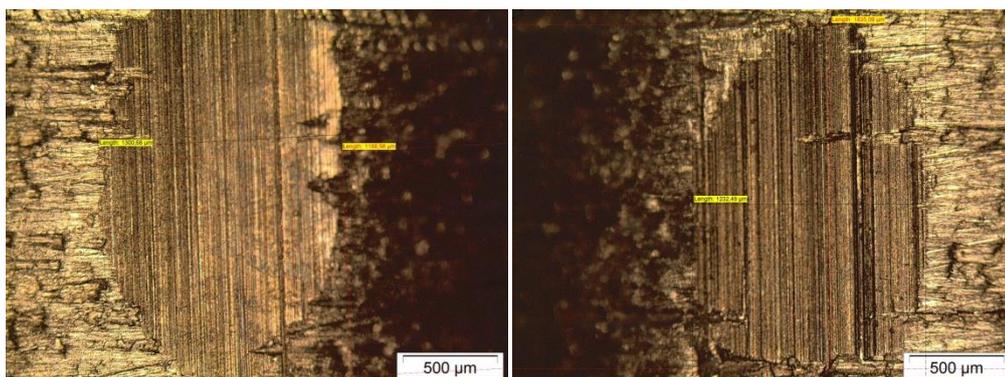
Figura 65 – Termograma típico do ensaio com óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 10 Hz.



Fonte – Autoria própria.

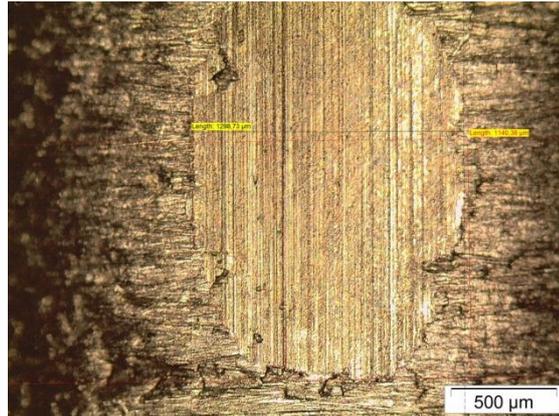
Não houve rompimento da película lubrificante em nenhum dos testes do óleo SAE 20w50 API SJ na rotação de 10 Hz. Na Fig. 66 tem-se as marcas de desgaste ampliadas em microscópio.

Figura 66 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 10 hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



a)

b)



c)

Fonte – Autoria própria.

A Tabela 14 mostra as dimensões medidas nos três testes realizados para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz.

Tabela 14 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz.

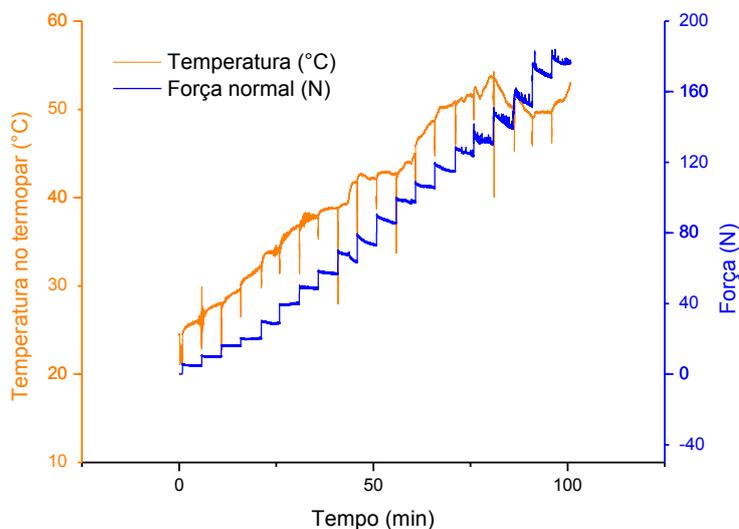
Teste	Dimensão medida (μm)
1	1300,68
2	1232,49
3	1298,73
Média	$1277,3 \pm 38,82$

Fonte – Autoria própria.

A média dos valores dos eixos menores das elipses de desgaste foi de $1277,3 \pm 38,82 \mu\text{m}$. O aspecto da área de desgaste é uniforme, sem a presença de *pits*, crateras ou alterações superficiais que indiquem uma elevação brusca no atrito entre as superfícies do corpo de prova e do anel de desgaste.

Na Figura 67 tem-se o gráfico do teste 1 com óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 15 Hz.

Figura 67 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 15 Hz.

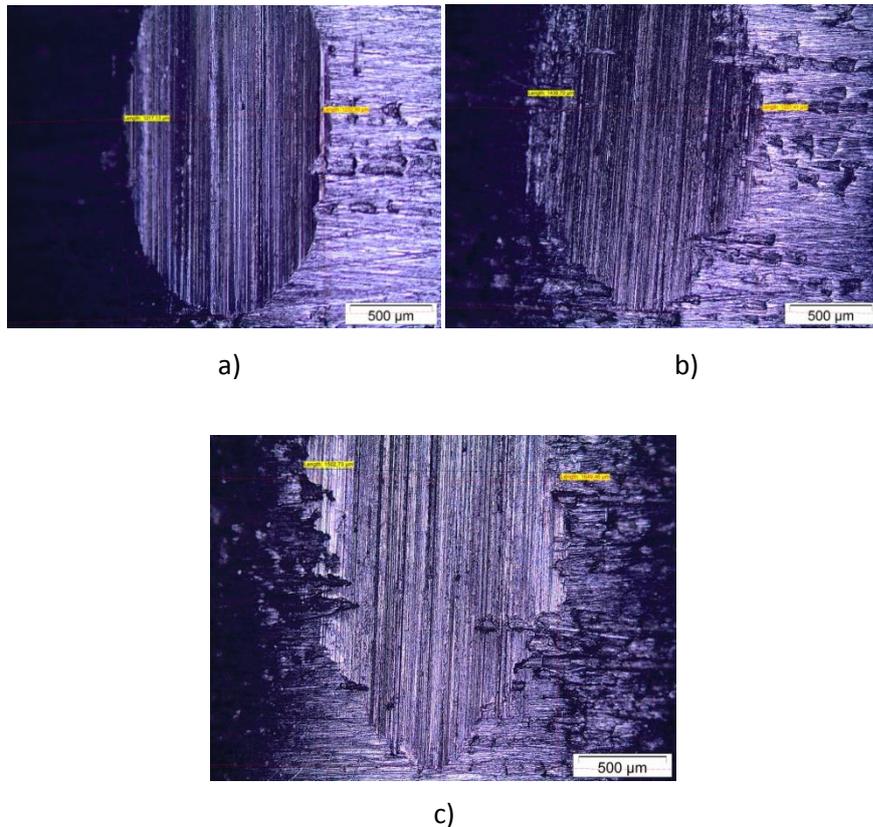


Fonte – Autoria própria.

No início da carga de 150 N, a temperatura atinge seu maior valor e a partir deste momento começa a decair, resultante da diminuição da força de atrito por conta do desgaste e pela deformação da fita isolante usada para ajuste da folga da bancada. A diminuição da força de atrito é denotada pela queda na curva de força normal. É interessante notar que a partir do patamar de 140 N, a curva de força apresenta uma espessura maior por conta de pequenos picos com amplitude de cerca de 3 N. Possivelmente, a carga de ruptura não estaria muito longe. Entretanto, por limitações da célula de carga, não foi possível fazer esta verificação.

Não houve rompimento de película em nenhum dos ensaios de rotação de 15 Hz do óleo SAE 20W50 API SJ. O teste 2 precisou ser interrompido ainda no patamar de força de 130 N, pois a temperatura estava subindo a níveis perigosos para a célula de carga que trabalha ao máximo de 70°C. Uma vez que existe uma diferença de temperatura entre o corpo de prova e a célula de carga, que verificou-se experimentalmente ser de aproximadamente 10 °C, decidiu-se interromper o ensaio assim que a temperatura passou dos 75°C. As marcas de desgaste ampliadas em microscópio estão mostradas na Figura 68.

Figura 68 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 15 Hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



Fonte – Autoria própria.

A Tabela 15 mostra as dimensões medidas nos três testes realizados para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.

Tabela 15 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.

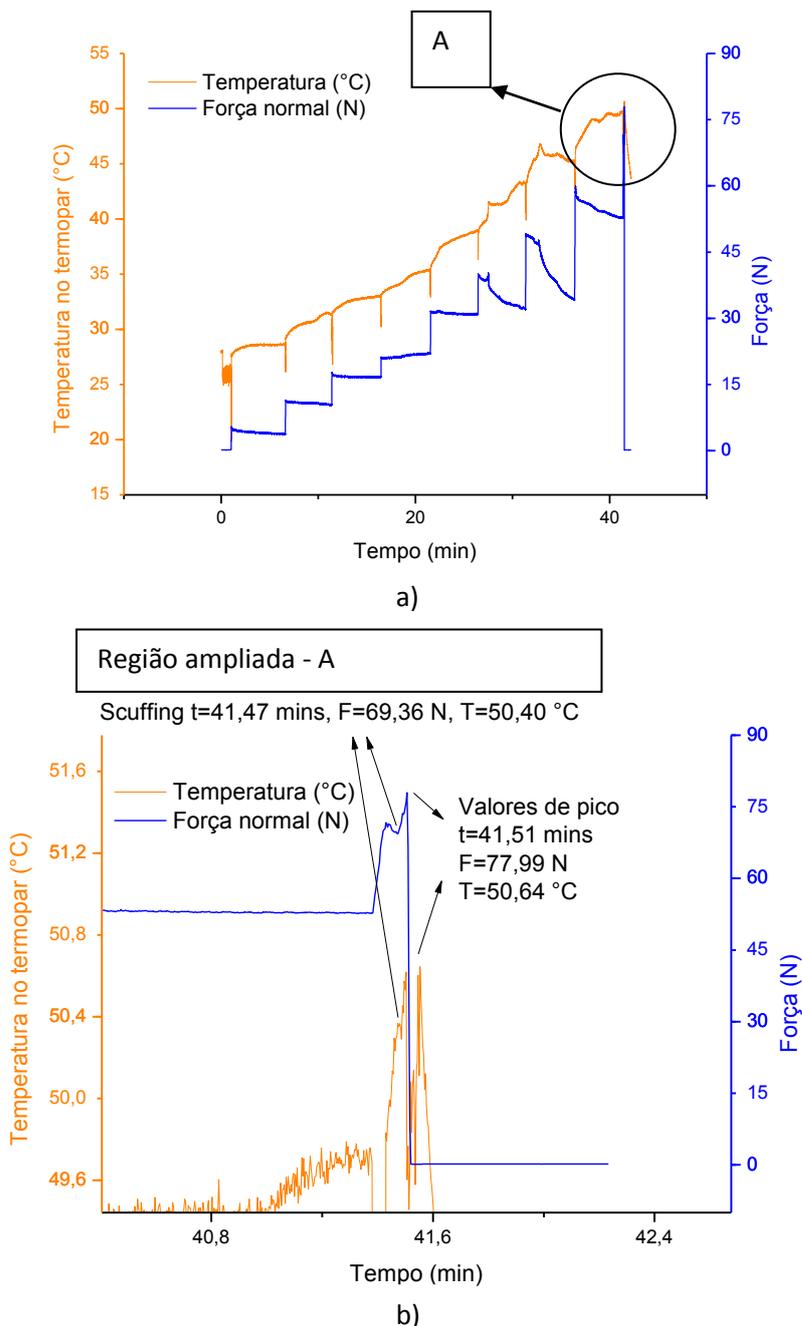
Teste	Dimensão medida (μm)
1	1217,13
2	1439,70
3	1502,73
Média	$1386,52 \pm 150,04$

Fonte – Autoria própria.

A média dos valores das dimensões dos eixos menores das elipses de desgaste foi de $1386,52 \pm 150,04 \mu\text{m}$. O aspecto é relativamente uniforme, com poucos pits.

A Figura 69, mostra o teste 3 para o óleo SAE 20W50 API SJ na rotação de 20 Hz.

Figura 69 – Teste 3 – óleo SAE 20W50 API SJ e frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



Fonte - Autoria própria.

Os valores das variáveis medidas no momento de *scuffing* para os três testes com óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz, incluindo-se os valores médios e os respectivos desvios-padrão, estão apresentados na Tabela 16.

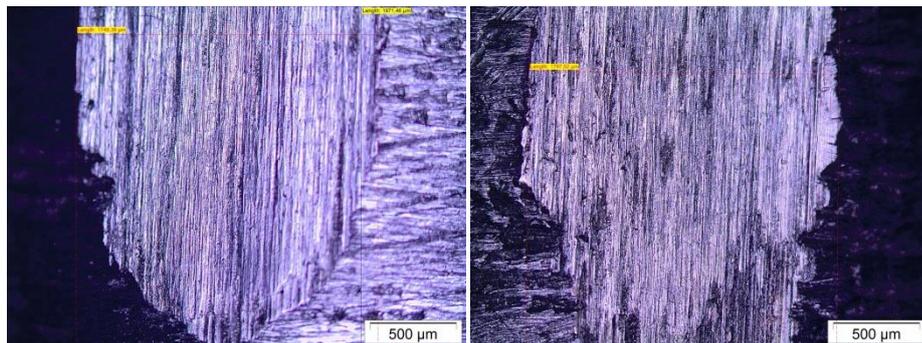
Tabela 16 – Variáveis medidas no momento de *scuffing* para os testes com óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz.

Teste	Carga de <i>scuffing</i> (N)	Temperatura no momento de <i>scuffing</i> (°C)	Valor de pico de força (N)	Valor de pico de temperatura (°C)	Elevação de força (N)	Elevação de temperatura (°C)
1	71,17	48,52	87,58	48,93	16,41	0,41
2	69,01	46,70	78,34	47,56	9,33	0,86
3	69,36	50,37	77,99	50,64	8,63	0,27
Média	69,85 ± 1,16	48,53 ± 1,84	81,30 ± 5,44	49,04 ± 1,54	11,46 ± 4,30	0,51 ± 0,31

Fonte – Autoria própria.

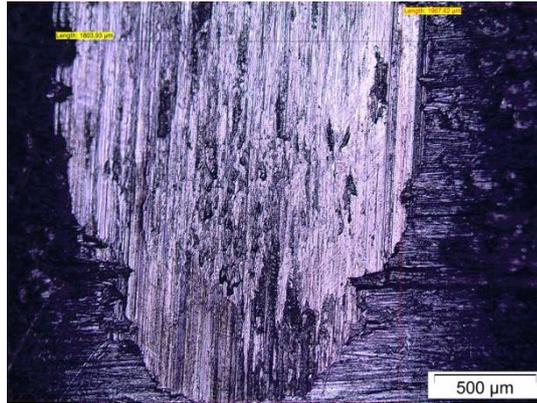
A carga de *scuffing* média para os três primeiros testes do óleo SAE 20W50 API SJ com rotação de 20 Hz ficou em $69,85 \pm 1,16$ N. A temperatura média neste momento no interior do corpo de prova foi de $48,53 \pm 1,84$ °C. Os valores de pico médios de força e de temperatura foram de $81,30 \pm 5,44$ N e de $49,04 \pm 1,55$ °C, respectivamente, gerando uma elevação média de $11,46 \pm 4,31$ N de força e de $0,52 \pm 0,31$ °C de temperatura no momento de *scuffing*. As marcas de desgaste ampliadas em microscópio estão mostradas na Fig. 70.

Figura 70 – Marcas de desgaste dos testes com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 20 Hz ampliadas 50x. A) Teste 1 b) Teste 2 c) Teste 3.



a)

b)



c)

Fonte – Autoria própria.

A Tabela 17 mostra as dimensões medidas nos três testes realizados para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz.

Tabela 17 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste para o óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz.

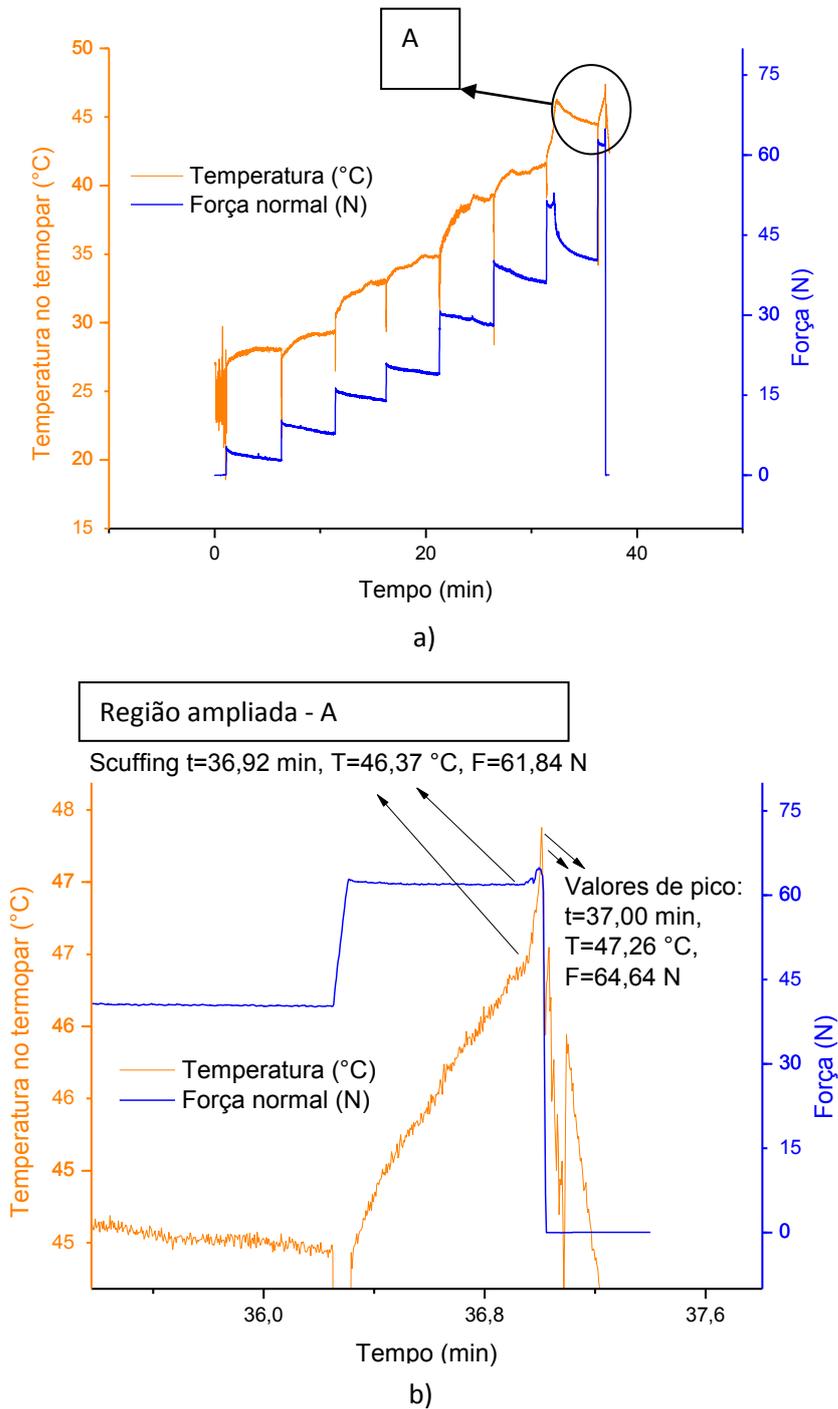
Teste	Dimensão medida (μm)
1	1749,38
2	1797,52
3	1803,93
Média	$1783,61 \pm 29,82$

Fonte – Autoria própria.

A média das dimensões dos eixos menores das elipses de desgaste foi de $1783,61 \pm 29,82 \mu\text{m}$. O aspecto das superfícies apresenta algumas crateras, indicando arrancamento do material resultante do rompimento total da película lubrificante.

O teste no qual houve acompanhamento termográfico em vídeo está mostrado na Figura 71.

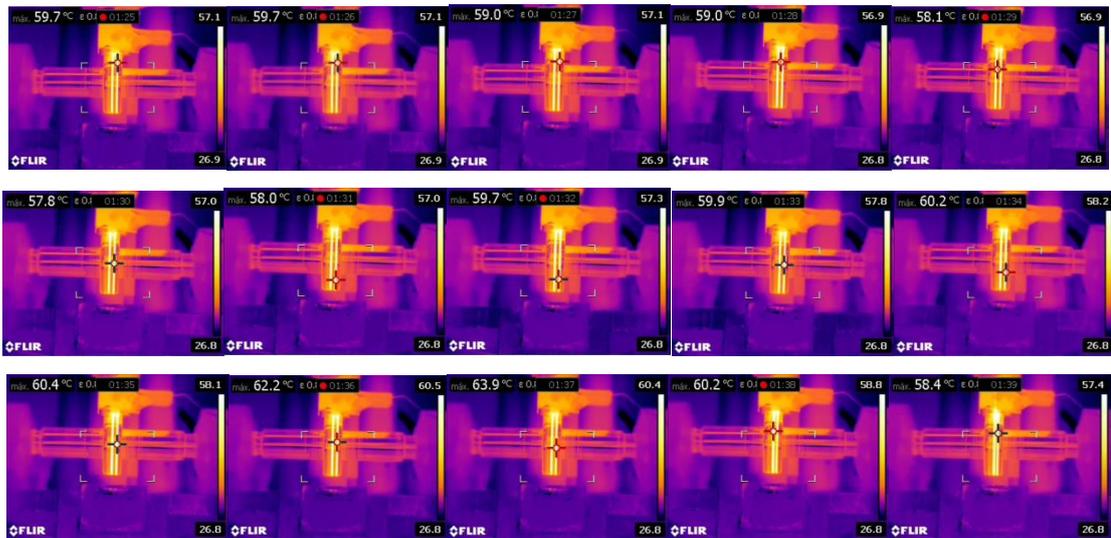
Figura 71 – Teste 4 – óleo SAE 20W50 API SJ em frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final (Teste com vídeo de Termografia).



Fonte - Autoria própria.

Na Figura 72, tem-se os instantes do vídeo termográfico feito neste ensaio até o momento de ruptura total da película lubrificante, mostrando os últimos 15 segundos da evolução da temperatura na mesma.

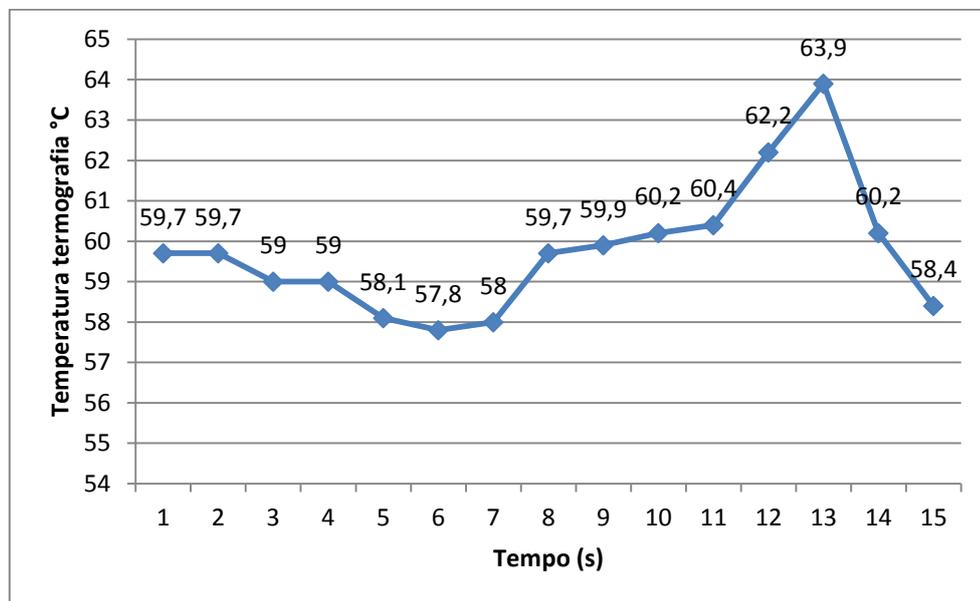
Figura 72 – Instantes do vídeo termográfico do teste 4 do óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 20 Hz.



Fonte – Autoria própria.

A evolução dos valores de temperatura apresentados na Figura 72 está mostrada também graficamente na Fig. 73.

Figura 73 – Curva de temperatura do vídeo de Termografia – SAE 20W50 API SJ (20 Hz).



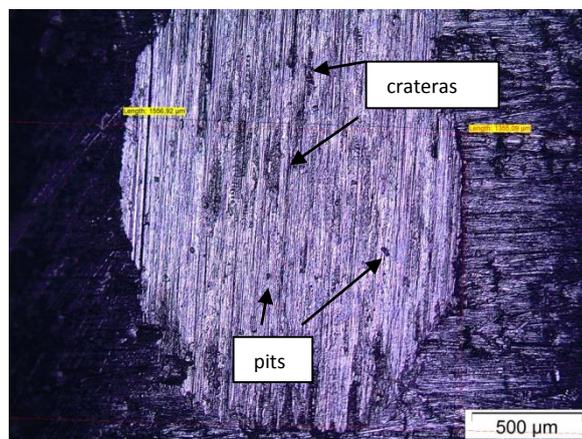
Fonte – Autoria própria.

A carga de *scuffing* deste teste foi de 61,84 N e a temperatura medida no corpo de prova pelo termopar foi de 46,37 °C, valores menores do que a média. A elevação de força foi de 2,79 N e a de temperatura foi de 0,89 °C. Apesar da

elevação na força ter se apresentado bem menor que a média, a elevação de temperatura verificada pelo termopar se mostrou compatível com a dos demais resultados. Desde o momento do início da gravação do vídeo de termografia até o momento de ruptura, ocorreu um pico de 4,2 °C, 4,7 vezes maior do que o pico registrado pelo termopar no interior do corpo de prova.

A marca de desgaste ampliada em microscópio está mostrada na Fig. 74.

Figura 74 – Marca de desgaste do teste 4 com óleo SAE 20W50 API SJ e rotação de 20 Hz ampliadas 50x.



Fonte – Autoria própria.

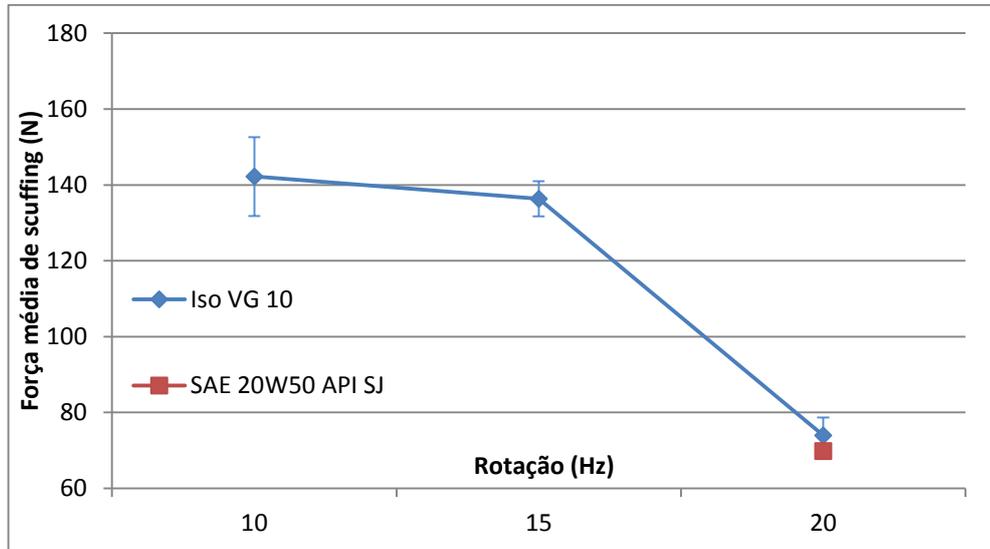
A dimensão do menor eixo da elipse de desgaste neste teste foi de 1556,92 μm, menor que a média dos testes anteriores. A superfície de desgaste apresentou crateras e *pits* denotando o rompimento total da película lubrificante.

4.3 Análises e discussões finais dos resultados

As Figuras 75, 76, 77, 78, 79 e 80, resumem os dados médios obtidos de todos os testes.

A Figura 75 mostra a carga média de *scuffing* para os testes realizados de acordo com o óleo e a rotação.

Figura 75 – Carga média de *scuffing* de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.

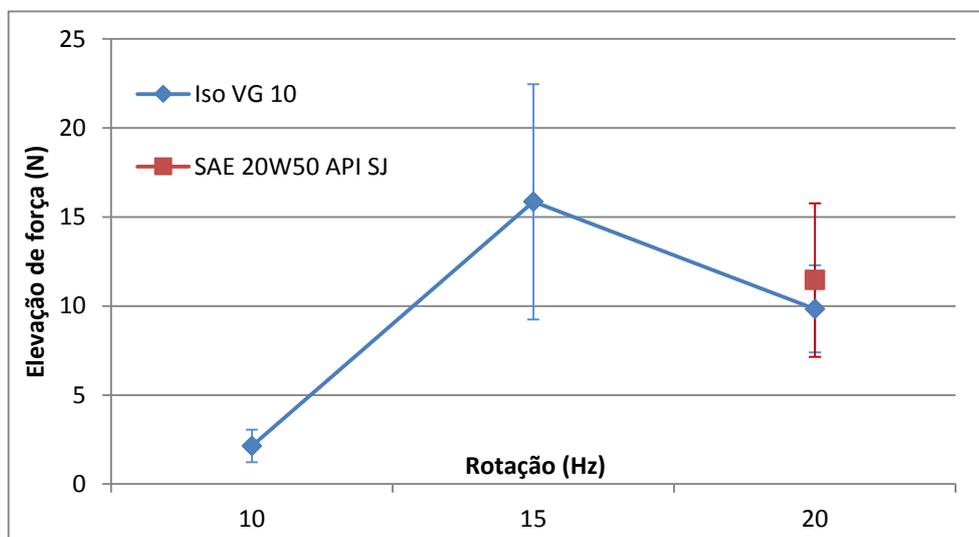


Fonte – Autoria própria

Pela Figura 75, percebe-se que a carga de *scuffing* diminui com o aumento da rotação e, por conseguinte, da velocidade de deslizamento. Isto está associado às elevadas taxas de cisalhamento que o filme lubrificante é submetido.

Na Figura 76, têm-se os valores de elevação de força desde o momento de início de *scuffing* até o pico mais alto atingido de acordo com o tipo de óleo e rotação.

Figura 76 – Elevação da força normal resultante do *scuffing* de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.

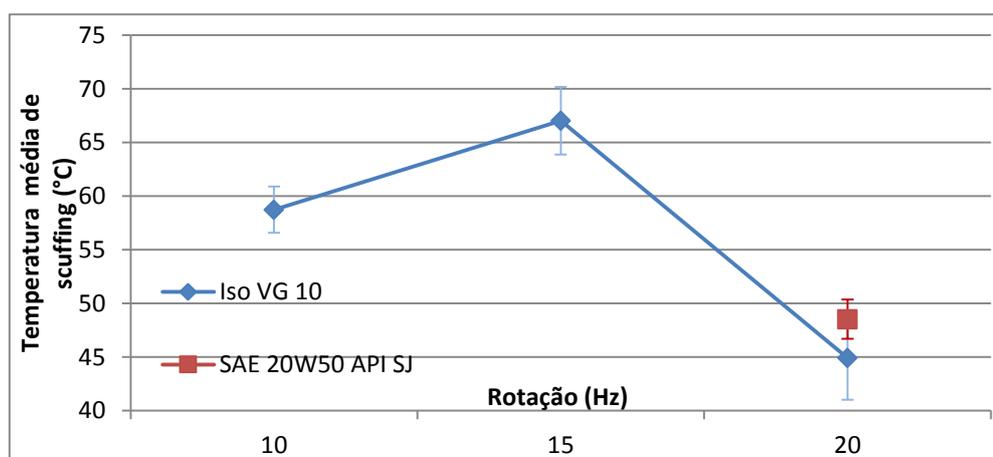


Fonte – Autoria própria

O óleo ISO VG 10 teve uma grande dispersão nos seus valores de elevação de força na rotação de 15 Hz. Verificações maiores são necessárias para entender as razões destas dispersões já que as cargas médias de *scuffing* deste óleo na rotação de 15 Hz foram as que ficaram mais próximas.

A Figura 77 mostra a temperatura média medida no momento de *scuffing* pelo termopar para todos os testes válidos feitos.

Figura 77 – Temperatura média do interior do corpo de prova no momento de *scuffing* de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.

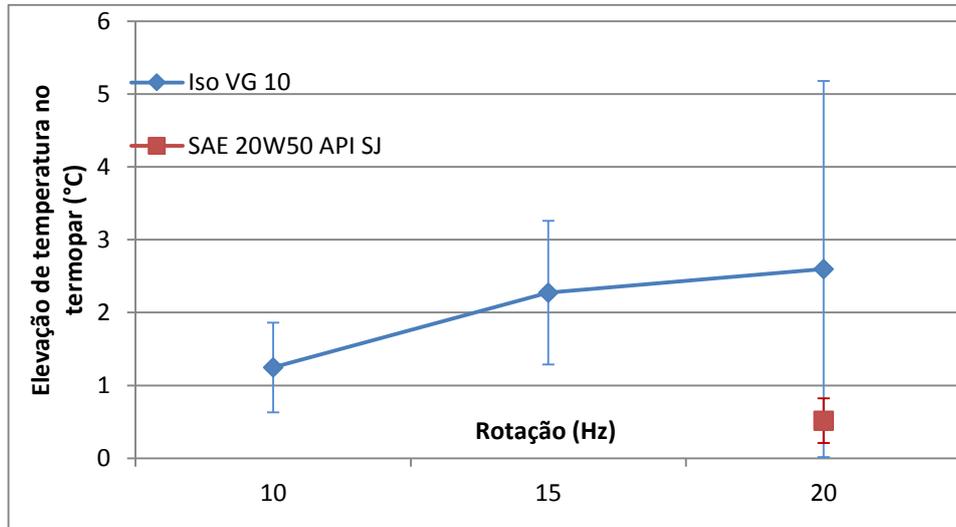


Fonte – Autoria própria.

Analisando a Figura 77, nota-se que a temperatura média do óleo ISO VG 10 no momento de *scuffing* sofre um aumento quando se compara os valores dos testes em rotação de 10 e 15 Hz. Isso acontece porque a velocidade de deslizamento é maior entre as superfícies na rotação de 15 Hz e as cargas de *scuffing* ficaram muito próximas, o que denota uma condição de proximidade entre os tempos de duração da película lubrificante. Deste modo, mais calor é gerado por atrito na rotação de 15 Hz. Entretanto, ocorre uma queda acentuada quando se verifica o valor médio para o teste com 20 Hz. Pode-se perceber que a carga de *scuffing* cai significativamente para esta rotação. Com isso, o tempo de duração da película também cai bastante e não dá tempo da película e nem do corpo de prova aquecer tanto quanto nos outros testes.

A Figura 78 mostra a elevação da temperatura no interior dos corpos de prova resultante do *scuffing* de acordo com o óleo e a rotação para os testes realizados.

Figura 78 – Elevação da temperatura no interior do corpo de prova resultante do *scuffing* de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.

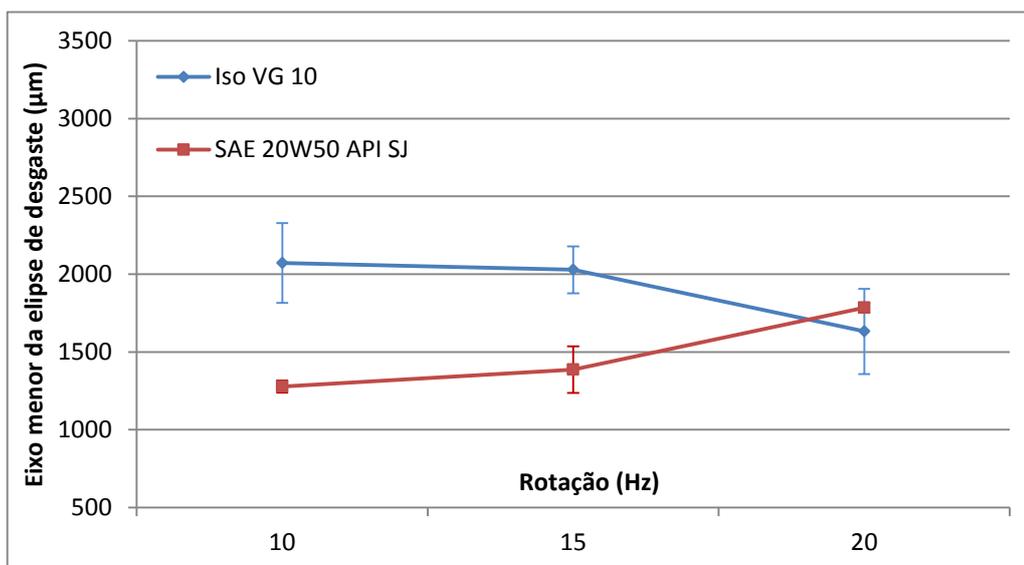


Fonte – Autoria própria.

Os valores de elevação de temperatura resultantes do *scuffing* apresentaram grande dispersão de valores, mas não chegaram a ser muito maiores que 5 °C.

A Figura 79 apresenta os valores médios com os desvios-padrão das dimensões das elipses de desgaste obtidos nos experimentos.

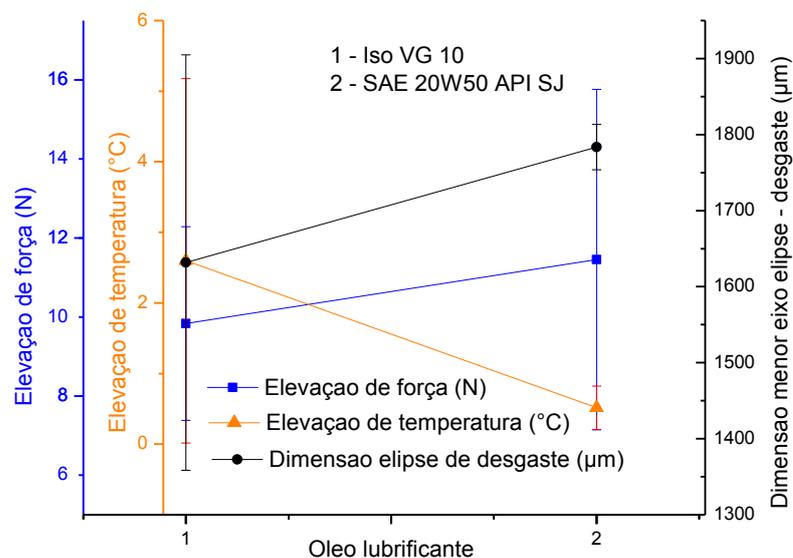
Figura 79 – Dimensões dos menores eixos das elipses de desgaste de acordo com o tipo de óleo e rotação para os testes realizados.



Fonte – Autoria própria

Analisando a Figura 79, tem-se que o óleo ISO VG 10 apresenta um decréscimo nos valores de dimensão de desgaste com o aumento da rotação. Isto está diretamente relacionado com a diminuição da carga de *scuffing* e com o aumento das taxas de cisalhamento associadas às maiores velocidades de deslizamento. O mesmo comportamento, porém, não se verifica no outro óleo. O SAE 20W50 API SJ apresenta um aumento nas dimensões de desgaste de acordo com a rotação e valores menores do que para o óleo ISO VG 10 nas rotações de 10 e 15 Hz. Isso acontece porque não ocorreu *scuffing* para este óleo nas duas primeiras rotações, ou seja, os aditivos antidesgaste deste óleo funcionaram melhor do que para o óleo ISO VG 10. Uma abordagem mais detalhada dos desempenhos dos óleos na última rotação de 20 Hz, onde todos os óleos romperam as películas está apresentada na Fig. 80.

Figura 80 – Elevação da força normal, temperatura e dimensão do eixo menor da elipse de desgaste resultante do *scuffing* de acordo com o tipo de óleo na rotação de 20 Hz.



Fonte – Autoria própria.

Analisando a Figura 80, percebe-se que a evolução da curva representativa da dimensão do desgaste (preto) é semelhante à evolução da curva de elevação de força (azul), onde ambas aumentam seus respectivos valores médios de acordo com o tipo de óleo no sentido do menos viscoso até o mais viscoso. Isso sugere uma proporcionalidade entre a dimensão do desgaste e a elevação de força. Para a

bancada de testes desenvolvida, a utilização de um óleo mais viscoso nos testes de rotação de 20 Hz levou a maiores elevações de força. Não é possível extrapolar este comportamento para outros sistemas mecânicos à partir destes dados, mas desde que este comportamento se mantenha, a elevação de força resultante de um possível rompimento de película pode servir como parâmetro na hora de decidir qual lubrificante se utilizar em um equipamento. É preciso mais testes neste sentido, uma vez que a quantidade de amostras testadas foi pouca e o desvio padrão dos valores mostrou-se elevado e os óleos testados possuem especificações diferentes (óleos com mesmas especificações poderiam ter comportamentos semelhantes).

O óleo SAE 20W50 API SJ apresentou a menor elevação de temperatura, $0,52 \pm 0,31$ °C. Este óleo apresentou também a menor carga de *scuffing* para a rotação de 20 Hz. Avaliando-se a película por meio da Termografia, verificou-se que a elevação de temperatura durante o *scuffing* em um teste com o óleo SAE 20W50 API SJ foi de 4,2 °C. Independente do tipo de óleo e rotação, a elevação da força de atrito no momento de *scuffing* resulta em uma elevação da temperatura na interface de contato associada à condução de calor, que por sua vez é transferido para a película lubrificante por meio de convecção. A película então passa a trocar calor com o ambiente tanto por meio de convecção quanto por radiação térmica. Assim, percebe-se a viabilidade da aplicação da termografia para a determinação do rompimento de uma película lubrificante em casos onde a avaliação de temperatura direta da mesma seja possível.

A semelhança de comportamento dos óleos SAE 20W50 API SJ e ISO VG 10 na rotação de 20 Hz em termos de carga e temperatura de *scuffing*, pode estar associada ao fato de que para o regime de lubrificação limite, o atrito é essencialmente independente da viscosidade do fluido lubrificante, dependendo apenas das propriedades físico-químicas do filme molecular, como afirma Profito, (2010). Entretanto, o mesmo comportamento não se repete nas rotações mais baixas. Os aditivos utilizados em ambos os óleos podem ser a explicação para esta diferença, mas seriam necessárias avaliações físico-químicas neste sentido para ter certeza. Ambos os óleos possuem propriedades anti-desgaste.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Diante dos resultados apresentados e discutidos, conclui-se que a metodologia de ensaio utilizada permitiu visualizar em ambiente controlado de laboratório o fenômeno de *scuffing* e verificar o desempenho tribológico dos dois óleos utilizados.

A bancada de ensaios proposta funciona e é capaz de analisar diferentes tipos de óleo, velocidades de deslizamento e combinações de materiais em uma situação de atrito cisalhante, mas devido à célula de carga utilizada, apresentou limitações de aplicação de força normal.

Os perfis de temperatura obtidos possuem um comportamento semelhante ao de alguns trabalhos da literatura, apresentando elevações bruscas no momento de *scuffing* e podem ser usados para a caracterização do rompimento de uma película lubrificante. A Termografia pode ser usada para avaliar a temperatura das películas do ponto de vista qualitativo e quantitativo até a ruptura das mesmas, desde que a metodologia de emissão de termogramas descrita nas normas seja respeitada.

O *scuffing* foi melhor visualizado na frequência de rotação de 20 Hz, uma vez que os dois óleos utilizados tiveram ruptura das películas nos testes nesta rotação.

Os aditivos antidesgaste do óleo SAE 20W50 API SJ funcionaram bem para as frequências de rotação de 10 e 15 Hz, porém, para a frequência de 20 Hz, não fizeram tanta diferença, dado que este óleo teve carga de ruptura de película (*scuffing*) para esta rotação muito próxima da carga de *scuffing* do óleo ISO VG 10. Além disso, as dimensões de desgaste avaliadas (menor eixo das elipses de desgaste) mostraram menores valores para o óleo 20W50 API SJ nas rotações de 10 e 15 Hz, mas valores próximos ao do óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

- Refazer estes testes em uma máquina com uma célula de carga de capacidade maior.
- Verificar a relação entre a elevação de força normal resultante do rompimento de película e as características físico-químicas dos óleos para possível inclusão deste parâmetro no projeto de sistemas termomecânicos.
- Fazer testes em um número maior de repetições para melhorar a representatividade estatística.
- Fazer a análise da composição química dos óleos para verificar suas influências nas cargas de *scuffing*.
- Tentar adaptar esta metodologia de testes termográficos a uma condição de um elemento de máquina que trabalhe com películas lubrificantes expostas, como em engrenagens abertas ou sistemas de transmissão por correntes.

REFERÊNCIAS

ACHARYA , U. Rajendra et al.. Diagnosis of response and non-response to dry eye treatment using infrared thermography images. **Infrared Physics & Technology**, vol 67, p. 497-503, Malaysia, Sep., 2014.

ALVES, Fernando Ribeiro. **Desenvolvimento de um tribômetro, tipo cilindro sob disco, para ensaios tribológicos em formulações com óleos vegetais**. Ilha Solteira. 2014. 132 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos sólidos.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS – ASTM D2782-02. **Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Timken Method)**. 12 p. 2014.

ANTON PAAR. **Tribometers**. Disponível em: <<http://www.anton-paar.com/?eID=documentsDownload&document=56956&L=19>>, Acessado em 14 de março de 2017.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 15424**: 2006 - Ensaios não destrutivos - Termografia – Terminologia . Rio de Janeiro, 2006. 4 p..

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 15572**: Ensaios não destrutivos— Termografia — Guia para inspeção de equipamentos elétricos e mecânicos. Rio de Janeiro, 2013. 8 p..

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 15718**: 2009 - Ensaios não destrutivos — Termografia — Guia para verificação de termovisores . Rio de Janeiro, 2009. 5 p..

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 16292**: 2014 - Ensaios não destrutivos — Termografia — Medição e compensação da temperatura aparente refletida utilizando câmeras termográficas . Rio de Janeiro, 2014. 5 p..

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 5462**: 1994 – Confiabilidade e Manutenibilidade. Rio de Janeiro, 1994. 37 p..

AUSHERMAN JR, Vernon Knox. **Infrared temperature mapping in elasto-hydrodynamic lubrication**. 1975. 64 p. Thesis (Master degree in Mechanical Engineering) – Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA.

AXÉN, Niklas; HOGMARK, Sture; JACOBSON, Staffan. **Friction and Wear measurement techniques**. 18 p. [S.L.] Ed. CRC Press LLC, 2001.

BOBZIN, K. et al.. Friction reduction of highly-loaded rolling-sliding contacts by surface modifications under elasto-hydrodynamic lubrication. **Wear**, vol 328-329, p. 217–228, Germany, Feb., 2015.

BOWMAN, W. F.; STACHOWIAK, G. W.. A review of scuffing models. **Tribology Letters** vol 2, Perth, Australia, p.113-131, mar, 1996.

BRIOSCHI, Marcos leal. **A história da termografia**. [S.L.], [198-?].

BRIOSCHI, Marcos leal. **Metodologia de normalização de análise do campo de temperaturas em imagem infravermelha humana**. Tese (Doutorado em engenharia mecânica), 115 f., Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2011.

CAMPOS, Diogo Carlos Melo de Pinho. **Implementação de técnicas e ferramentas para manutenção preditiva na Colep**. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto - Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. Porto, 2011. 103 p.

CARAMALHO, Alberto. **25 anos em termografia**. 1 ed. Portugal: Bubok, 2012. 474 p..

CAVALCANTE, Ielena Eulália Matias. **Estudo cinético e reológico de graxas lubrificantes submetidas á degradação térmica oxidativa**. Dissertação (Mestrado em Química), 109 f., Universidade Federal da Paraíba – UFPB, João Pessoa, Agosto de 2012.

CHEN , Huahui et al.. Friction and wear behaviour of in-situ transformed Cf/Al₂O₃ composite under different lubrication conditions. **Wear** 332-333, p. 918–925, Jan, 2015.

CHRZANOWSKI, Krzysztof. **Non-contact Thermometry: Measurement Errors**. Número da edição. Warsaw, Poland: Research & Development Treatises, 2001. Vol 7.

COZZA, Ronaldo Câmara. **Estudo do comportamento do coeficiente de desgaste e dos modos de desgaste abrasivo em ensaios de desgaste micro-abrasivo**. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo, 2006. 192 p.

SILVA, Francisca Cibele. **Estudo de falhas mecânicas em elemento de máquina por meio da Termografia: o caso dos rolamentos rígidos de uma carreira de esferas sem blindagem**. 2016, 116f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, Estado da Paraíba, 2016.

DAMIENS, B. et al. Starved Lubrication of Elliptical EHD Contacts. **Journal of Tribology**, Lyon, France, Vol. 126, Número do Fascículo, p. 105 - 111, Jan. 2004.

EDWARDS, David J.; HOLT, Gary D.; HARRIS, F.C.. Predictive maintenance techniques and their relevance to construction plant. **Journal of Quality in Maintenance Engineering**, Vol. 4 Iss 1, University of Wolverhampton, Wolverhampton, UK 1998, pp. 25 – 37.

ELMAIAN, A. et al. Automotive friction induced noises. **Acoustics 2012**, Nantes Conference, France, 2012.

ENTHOVEN, J. C. e SPIKES, H. A.. Temperature Profiling of EHD Contacts prior to and during Scuffing. **Dissipative Processes in Tribology** / D. Dowson et al. (Editors) 1994 Elsevier Science B.V.

FERNANDES, J. **Segurança nas Vibrações sobre o Corpo Humano**. [S.l.]: Unesp, 2000. Disponível em: <<http://www.feb.unesp.br/jcandido/vib/index.htm>>. Acesso em: 26 de maio, 2016.

FITCH, Jim. The Hidden dangers of Lubricant Starvation. **Machinery Lubrication**, Noria Corporation, Aug, 2012. Disponível em: <<http://www.machinerylubrication.com/Read/29040/lubricant-starvation-dangers>> Acessado em: 18 de agosto de 2016.

FLIR. **Flir E-Series Data Sheet**. Disponível em: <http://www.flir.com/uploadedFiles/Thermography_USA/Products/Product_Literature/flir-e-series-datasheet.pdf> , Acessado em: 20 de Julho de 2016.

GARCIA, Marcos Batista. **Características do desgaste de anéis de pistão com diferentes tecnologias de tratamentos superficiais**. 2003. 157 f. Dissertação

(Mestrado em Ciências na Área de Tecnologia Nuclear - Materiais) - Instituto de Pesquisa Energética e Nuclear – Autarquia associada à Universidade de São Paulo, São Paulo.

GEBRETSADIK , Daniel W.; , HARDELL, Jens; PRAKASH, Braham. Friction and wear characteristics of different Pb-free bearing materials in mixed and boundary lubrication regimes. **Wear**, vol 340-341, p.63–72, Sweden, Jun. 2015.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2008.

GIRUX, 2014. **Análise de falhas em motores**. Disponível em: <<http://www.fabricaquimica.com.br/apostilas/analisedefalhaemmotores.pdf>> Acessado em : 11 de agosto de 2014.

HABCHI, W. et al.,. Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Using a Newtonian/Generalized Newtonian Lubricant. **Tribological Letters**, vol 30, p. 41–52, mar, 2008.

HERSHBERGER, J. et al.. Evidence of scuffing initiation by adiabatic shear instability. **Wear**, vol 258, p. 1471–1478, USA, Dec, 2004.

HUDA, Nazmul; TAIB, Soib. Application of infrared thermography for predictive/preventive maintenance of thermal defect in electrical equipment. **Applied Thermal Engineering** vol 61, p. 220-227, Malaysia, Aug., 2013.

IBOS, L. et al.. Investigation of the directional emissivity of materials using infrared thermography coupled with a periodic excitation. **Quantitative Infrared Thermography – QIRT**. 7 p., 2016.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 5ª Ed., 698 p., LTC Editora, Rio de Janeiro, RJ, 2003.

IPIRANGA. **Lubrificação básica**. 67 p., [201-?]. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgzIEAJ/lubri-basica-ipiranga>>, Acessado em 12 de julho de 2015.

KUMAR, Rajesh; KUMAR, Punit; GUPTA, Munish. Starvation Effects in Elasto-Hydrodynamically Lubricated Line Contacts. **International Journal of Advancements in Technology**, Haryana, India, Vol. 1, No 1, p 73-84, June, 2010.

LABDAMP. **Metodologia geral para emissão de laudos preditivos por meio de termografia.** Disponível em:

<<https://www.facebook.com/labdamp/photos/a.534675203269071.1073741825.385234801546446/647742658628991/?type=1&theater>> Acessado em 10 de agosto de 2014.

LABORATÓRIO DE ERGONOMIA E ENGENHARIA DE SEGURANÇA DO TRABALHO – LEEST. **Normas da ABNT sobre Termografia.** Disponível

em: <<https://www.facebook.com/photo.php?fbid=731917246950402&set=g.796823430358292&type=1&theater>>, Acessado em 20 de agosto de 2016.

LEITE, Ricardo Vinícius de Melo; MARQUES, Paulo Villani. **Estudo Comparativo da Resistência ao Desgaste Abrasivo do Revestimento de Três Ligas Metálicas Utilizadas na Indústria, Aplicadas por Soldagem com Arames Tubulares.** Artigo originalmente apresentado no 5º COBEF, Belo Horizonte, MG, Abril de 2009.

LUNDBERG, Jan. Lubrication of machine elements during combined squeeze and sliding motion. **Wear**, vol 169, p. 161-166, Luled, Sweden, may, 1993.

MARINS, João Carlos Bouzas et al.. Thermal body patterns for healthy Brazilian adults (male and female). **Journal of Thermal Biology**, vol. 42, p. 1-8, Brazil, Mar., 2014.

MOBLEY, K.; HIGGINS, L. R.; WIKOFF, D. J. **Maintenance Engineering Handbook**, 7 ed., New York: McGraw-Hill, 2008.

NANOVEA. **Tribometers.** Disponível em: <<http://nanovea.com/wp-content/themes/wp-nanovea/brochures/tribometers.pdf>>, Acessado em 14 de março de 2017.

NEHME, Gabi; MOURHATCHA Ramoun; ASWATHA, Pranesh B.. Effect of contact load and lubricant volume on the properties of tribofilms formed under boundary lubrication in a fully formulated oil under extreme load conditions. **Wear** 268, 1129–1147, United States, 2010.

NEIS, P. D.; KRUIZE, G. A. S.; FERREIRA, N.F. Relation between the temperature of the disc measured with thermocouple and by thermography using a reduced scale dynamometer In: **20 th International Congress of Mechanical Engineering**, Nov. de 2009, Gramado, RS, Brasil.

Olympus. **Olympus BX-51**. Disponível em: <<http://webstore.diaginc.com/Olympus-BX51-Microscope-p/ws-bx51-0169.htm>>, Acessado em: 10 de janeiro de 2017

OSWALDO FILIZOLA. **DynaView Standard**. Disponível em: <<http://oswaldofilizola.com.br/dynaviewstd.html>>, Acessado em: 25 de agosto de 2016.

PERIN, Aryston Luiz. **Desenvolvimento de um equipamento para medição de emissividade**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), 132 f., Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, jan. 2009.

PROFITO, Francisco José. **Modelagem unidimensional do regime misto de lubrificação aplicada a superfícies texturizadas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 193 f., São Paulo, 2010.

RADI, Polyana Alves; *et al.* **TRIBOLOGIA, CONCEITOS E APLICAÇÕES**. Anais do 130 Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA / 2007. Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil, Outubro, 01 a 04, 2007.

ROSA, Edison da. **Análise de resistência mecânica (Mecânica da fratura e fadiga)**. Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. Disponível em: <<http://grante.ufsc.br/download/Fadiga/FADIGA-Livro-Edison-da-Rosa.pdf>>. Acessado em: 10 de agosto de 2014.

ROSENKRANZ, Andreas et al.. Correlation between solid–solid contact ratios and lubrication regimes measured by a refined electrical resistivity circuit. **Wear** 320 (2014) 51–61, p. 51-61, Aug, 2014.

SALISBURY, John W.; D'ARIA, Dana M.; SABINS JR., Floyd F.. Thermal Infrared Remote Sensing of Crude Oil Slicks. **Remoting Sensing of Environment**, New York, NY, nov., 8. 1993. 45, 225-231.

SCROUBELOS, George and TATAKIS, Avgoustis. **IR Thermography in Maintenance**. Maintworld, jul, 2013. Disponível em: <<http://www.maintworld.com/Applications/IR-Thermography-in-Maintenance>>. Acessado em: 29 de abril de 2016.

SERRA. **Mecânico Lubrificador**. CST Arcelor Brasil, 185p. [S.L.], 2006. Disponível em: <<http://www.abraman.org.br/Arquivos/77/77.pdf>>, Acessado em 10 de agosto de 2016.

SHIGLEY, Joseph E. **Elementos de Máquinas**. Tradução de Edival Ponciano de Carvalho, vol. 2, p.349-673, Ed. LTC- Livros Técnicos e Científicos S.A. Rio de Janeiro – RJ, 1984.

SILVANO, Sérgio Miguel Barradas. **Medição de emissividade de superfícies à temperatura ambiente**. 2014. 59 f.. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade de Aveiro, Aveiro, Portugal.

SIPCIKOĞLU, Barış İshak et al.. The Investigation of Friction and Wear Characteristic of Cast Iron against Manganese Phosphate Coated and Austempered Compressor Crankshaft. Faculty of Mechanical Engineering, **FME Transactions** vol 43, p. 186 - 190, Belgrade, Istanbul, Turkey, Jun, 2015.

SOUSA, Luís Filipe Rodrigues de. **Aplicação de Termografia no Estudo do Isolamento Térmico de Edifícios**. Dissertação (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, Portugal, 2010.

SULLIVAN , G. P. et al. Chapter 6 Predictive Maintenance Technologies. In: Sullivan , G. P. et al. **Operations & Maintenance Best Practices: A Guide to Achieving Operational Efficiency**. Pacific Northwest National Laboratory for the Federal Energy Management Program U.S., Department of Energy, Aug. 2010, ch 6, p. 1-35.

TEIXEIRA, Guilherme Gonçalves Dias. **Confiabilidade metrológica em termografia aplicada em sistemas elétricos**. Dissertação (Mestrado na área de Engenharia Mecânica), 164 f., Universidade Federal De Minas Gerais – UFMG, Belo Horizonte, 2012.

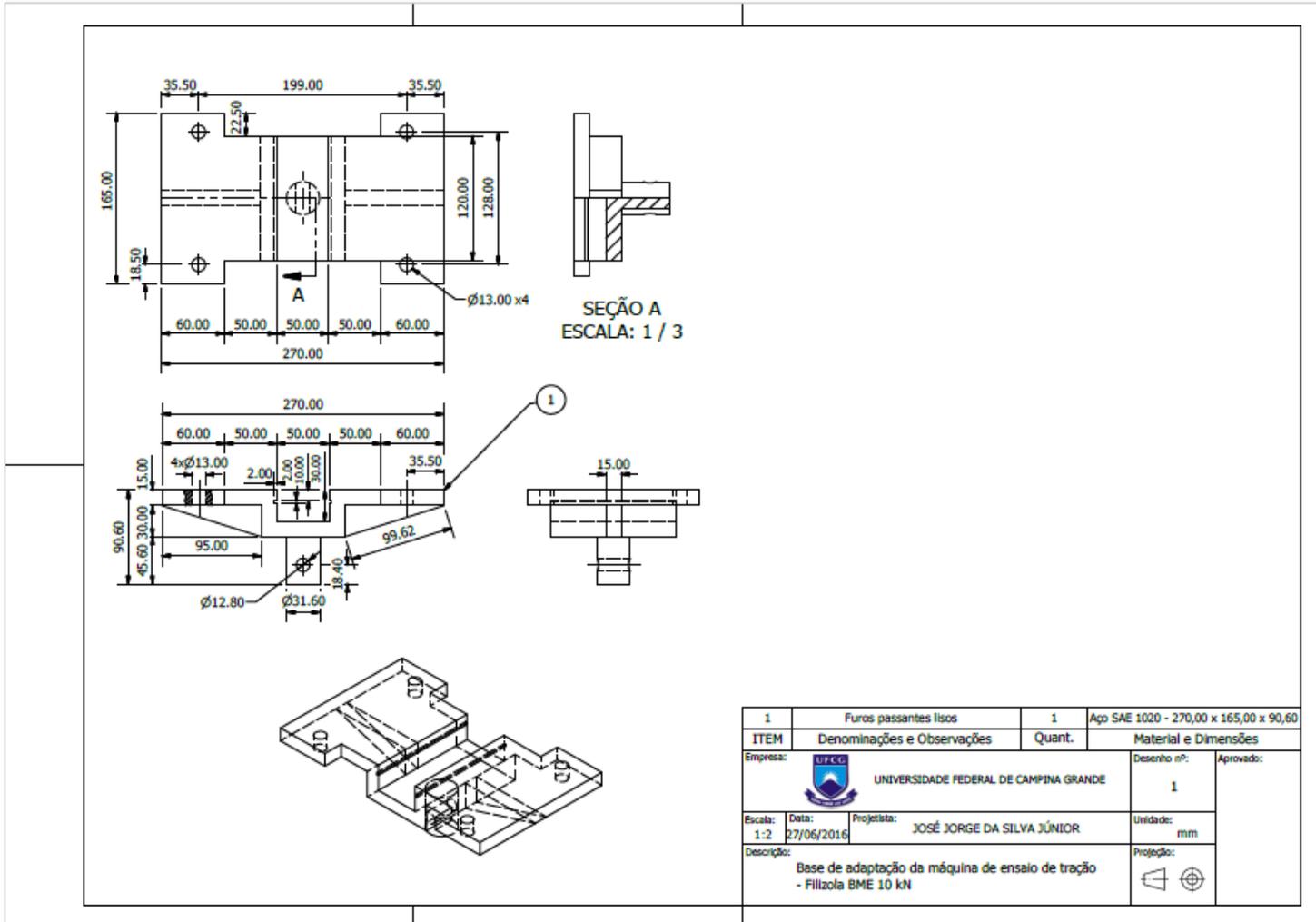
TESAR, J.; MARTAN J.; SKALA, J..The influence of emissivity on measured temperature in dependence on spectral range of IR camera detector and its approximate calculation. **Quantitative Infrared Thermography**. Pilsen, Czech Republic, 2016.

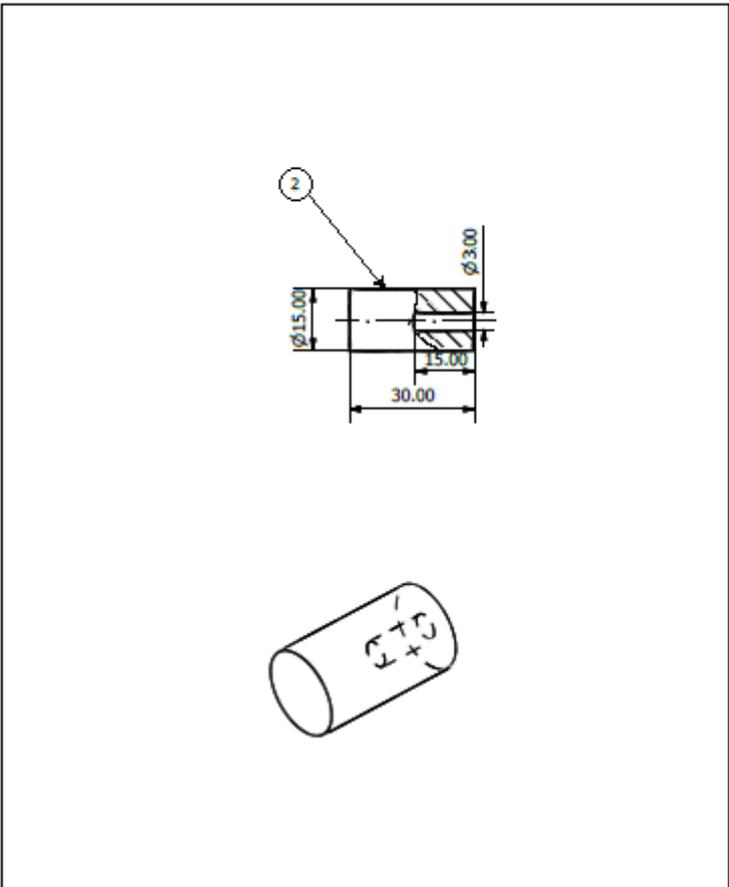
WANG, Y. et al.. Scuffing resistance of coated piston skirts run against cylinder bores. **Wear**, vol 259, p. 1041–1047, USA, Feb, 2005.

WOJCIECHOWSKI, Ł. et al. Fundamentals of ductile cast iron scuffing at the boundary lubrication regime. **Tribology International**, Poland, vol. 90, p. 445-454, may, 2015.

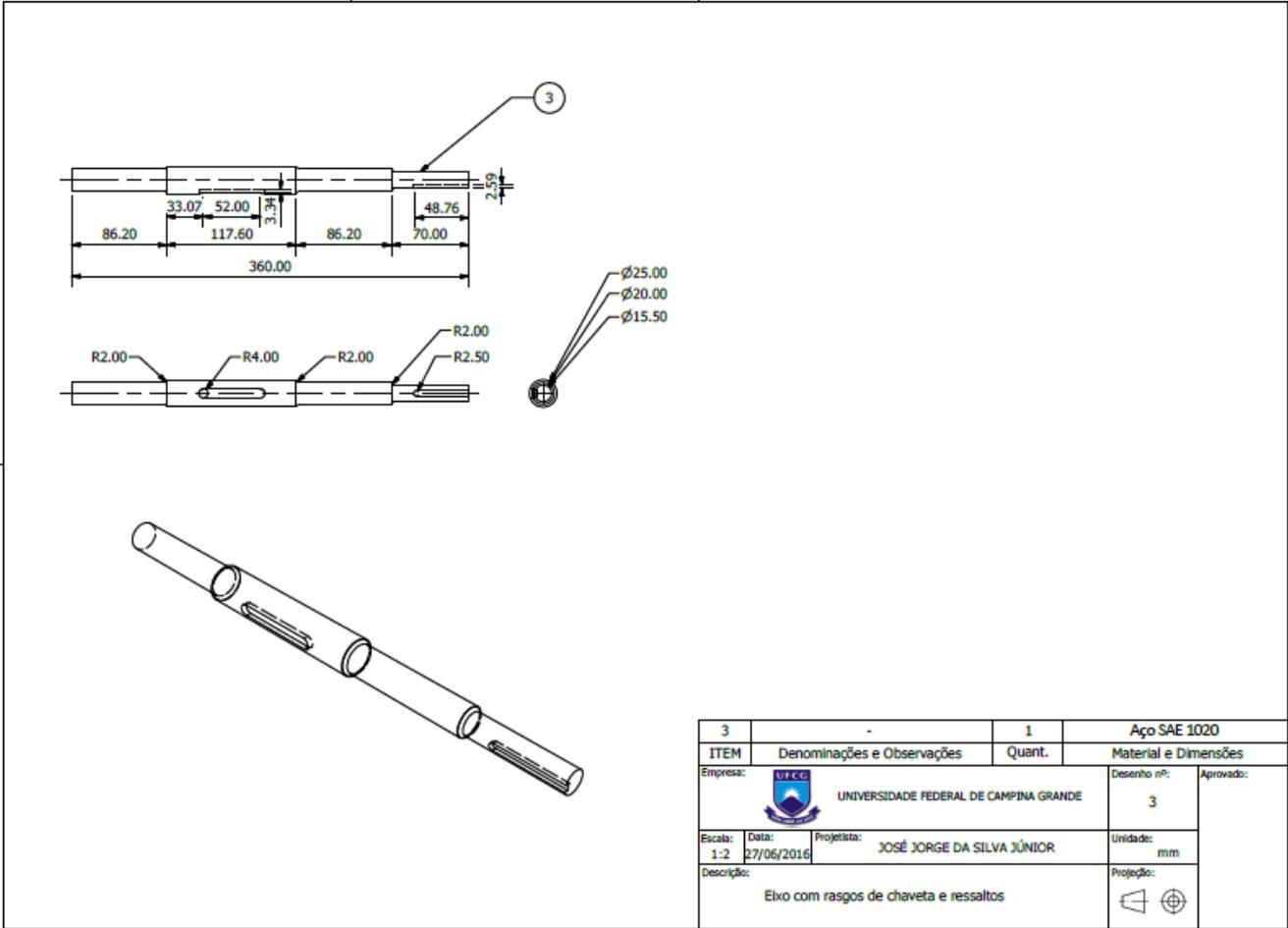
WOLFF, Robert. The influence of surface roughness texture on the temperature and scuffing in sliding contact. **Wear**, vol 143, p. 99-118, Poland, Sep, 1991.

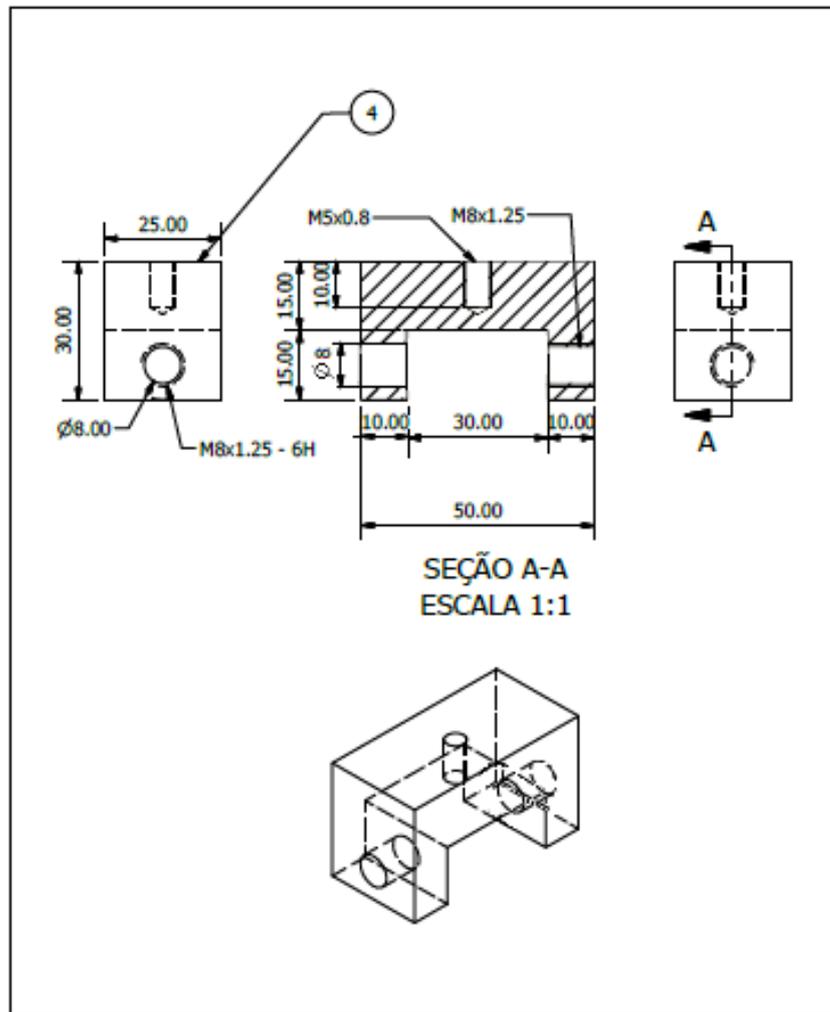
APÊNDICE A – Desenhos técnicos dos componentes projetados.





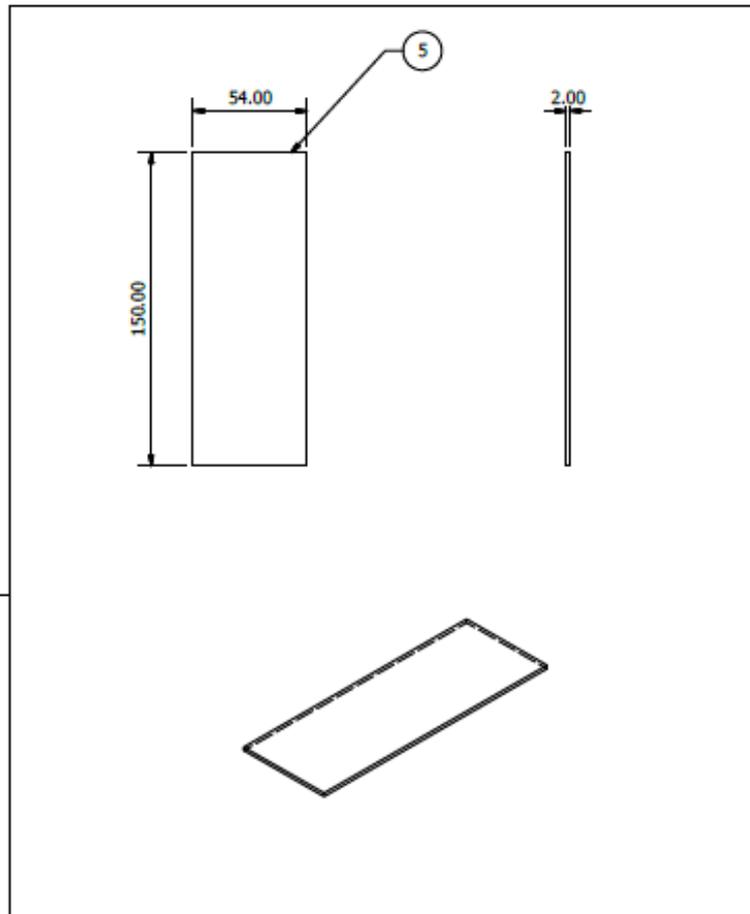
2	-	1	Aço SAE 1045 - 30.00 x 15.00
ITEM	Denominações e Observações	Quant.	Material e Dimensões
Empresa:	 UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE	Desenho nº:	2
Escala:	Data:	Projetista:	Unidade:
1:1	27/06/2016	JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR	mm
Descrição:	corpo de prova cilíndrico		Projeção:
			



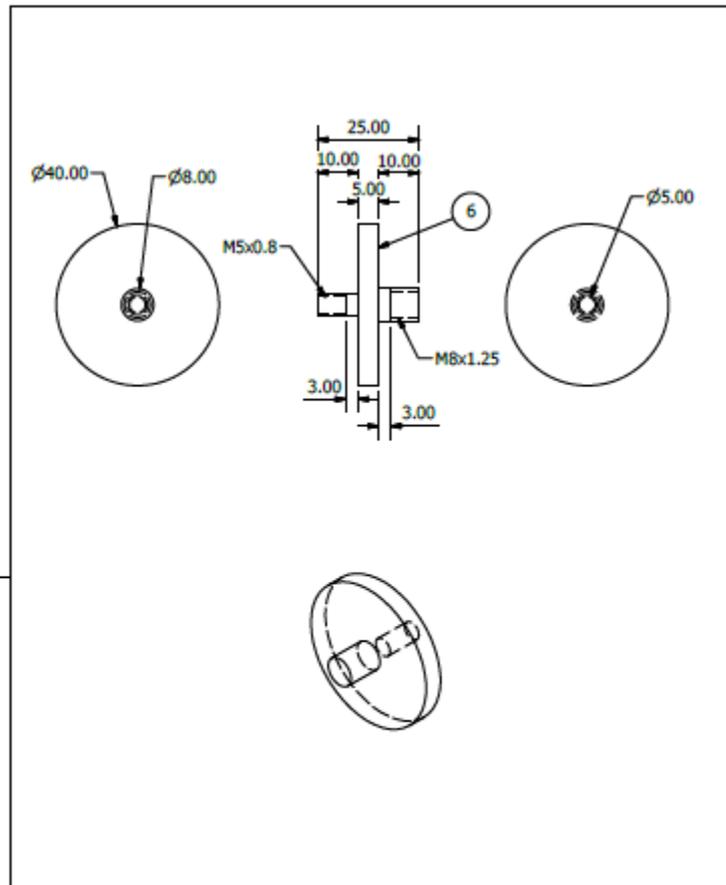


SEÇÃO A-A
ESCALA 1:1

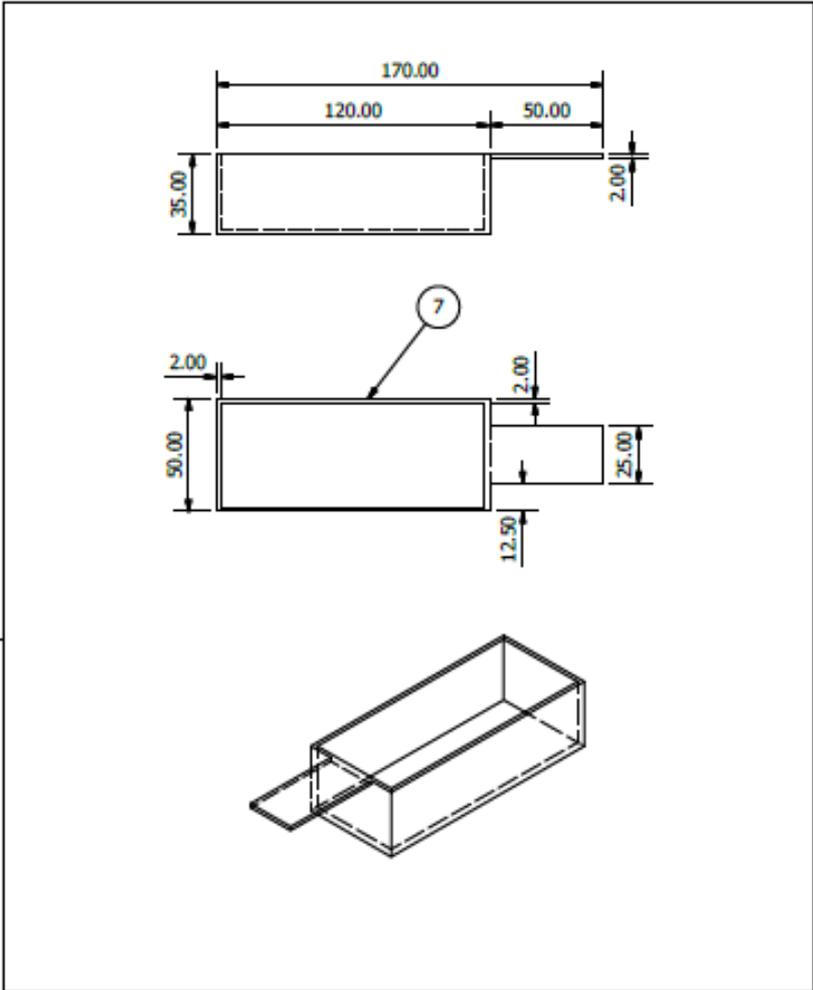
4	-	1	Aço SAE 1020 - 50.00 x 30.00 x 25.00
ITEM	Denominações e Observações	Quant.	Material e Dimensões
Empresa:  UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE		Desenho nº: 4	Aprovado:
Escala: 1:1	Data: 27/06/2016	Projetista: JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR	Unidade: mm
Descrição: Suporte do corpo de prova cilíndrico para adaptação na bme			Projeção: 



5		1	Aço SAE 1020 - 150,00 x 54,00 x 2,00	
ITEM	Denominações e Observações	Quant.	Material e Dimensões	
Empresa:  UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE			Desenho nº: 5	Aprovado:
Escala: 1:2	Data: 27/06/2016	Projetista: JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR		Unidade: mm
Descrição: Chapa para suporte do carter			Projeção:	



6	-	1	Aço SAE 1020 - 25.00 x 40.00
ITEM	Denominações e Observações	Quant.	Material e Dimensões
Empresa:  UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE		Desenho nº: 6	Aprovado:
Escala: 1:1	Data: 27/06/2016	Projetista: JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR	Unidade: mm
Descrição: Adaptador suporte do CP - Célula de carga		Projeção: 	

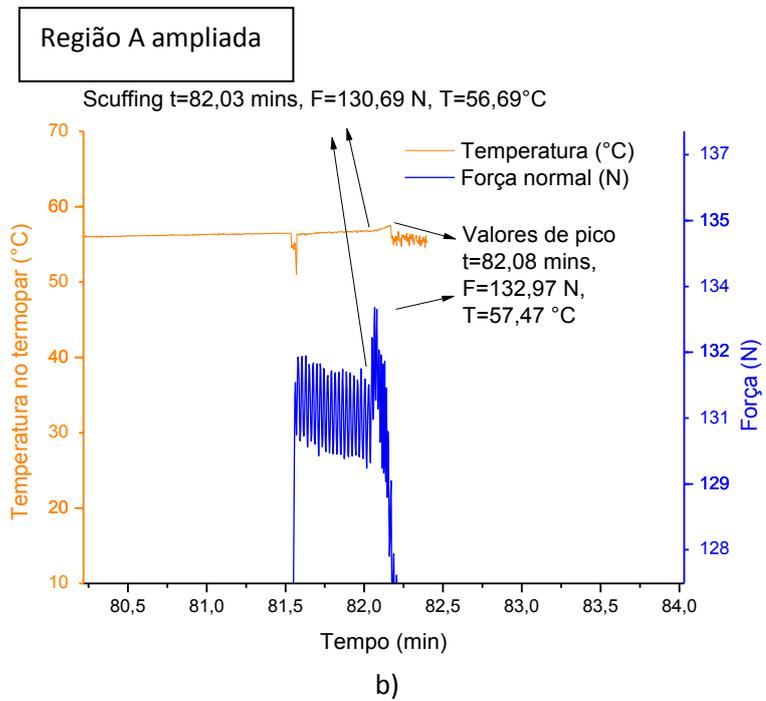
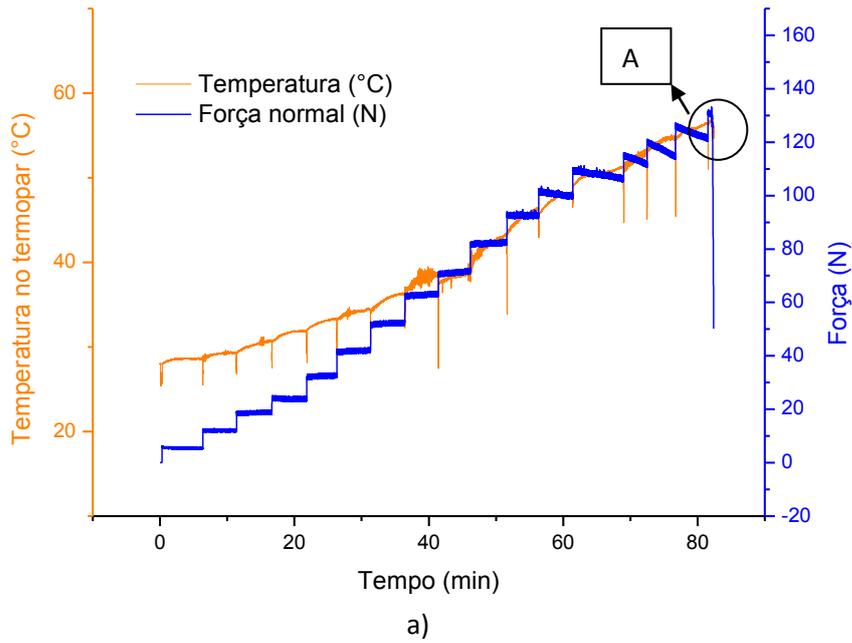


7	Reservatório feito com chapas de aço soldadas	1	Aço SAE 1020 - 35,00 x 50,00 x 170,00
ITEM	Denominações e Observações	Quant.	Material e Dimensões
Empresa:  UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE		Desenho nº:	Aprovado:
Escala:	Data:	Projetista:	Unidade:
1:2	27/06/2016	JOSÉ JORGE DA SILVA JÚNIOR	mm
Descrição:		Projeção:	
Cárter			

APÊNDICE B – Gráficos de todos os testes válidos.

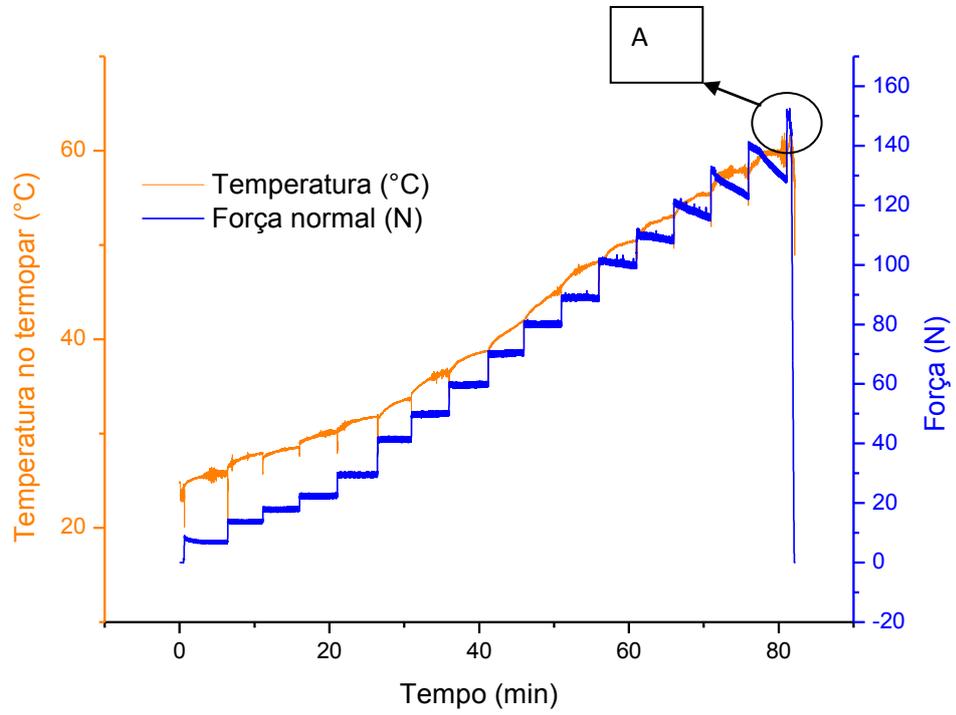
Testes no óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz.

Figura B1 – Teste1 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



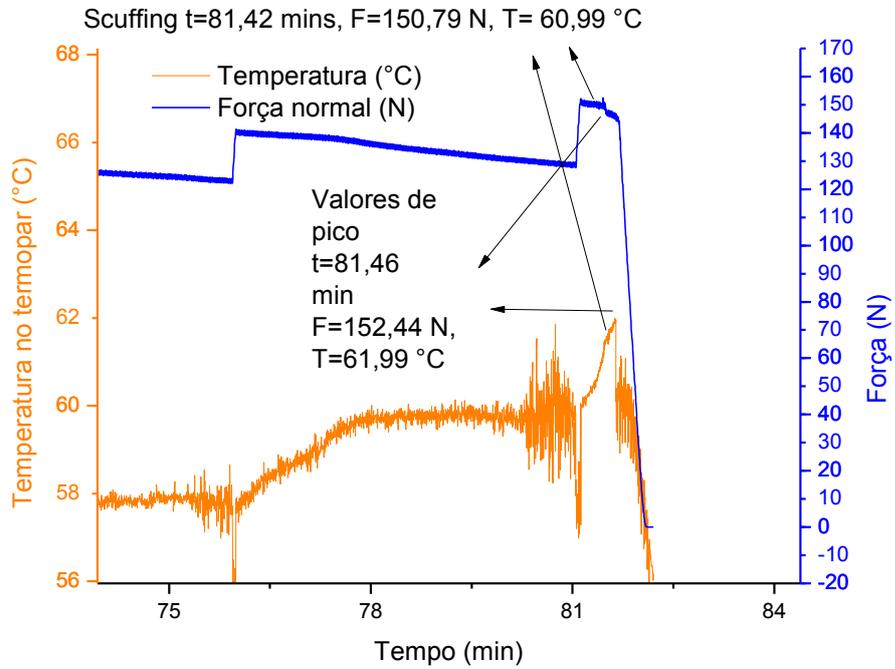
Fonte - Autoria própria

Figura B2 – Teste 2 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



a)

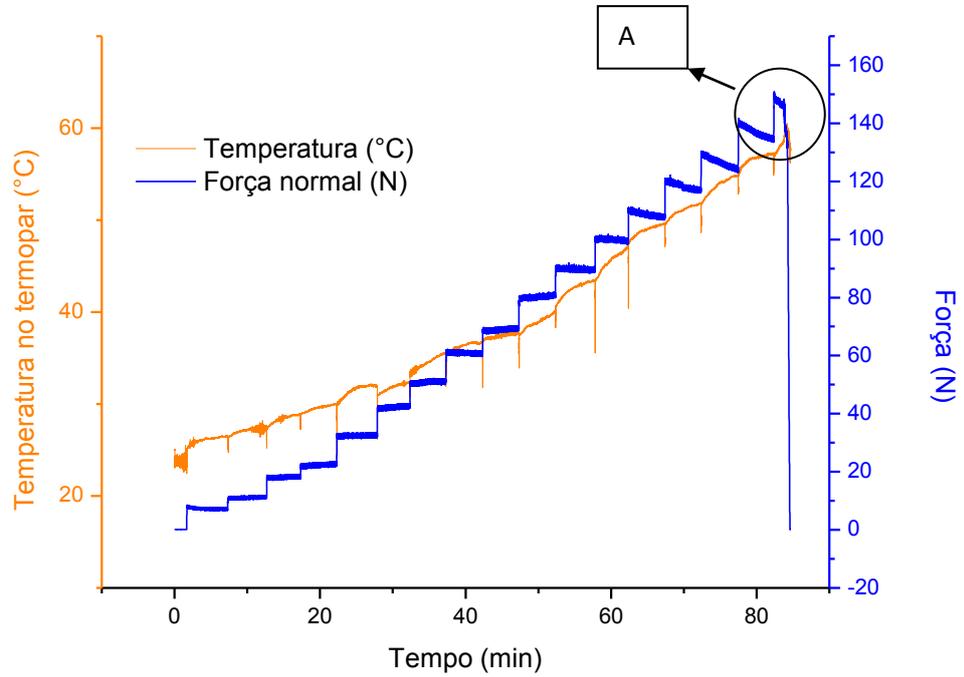
Região A ampliada



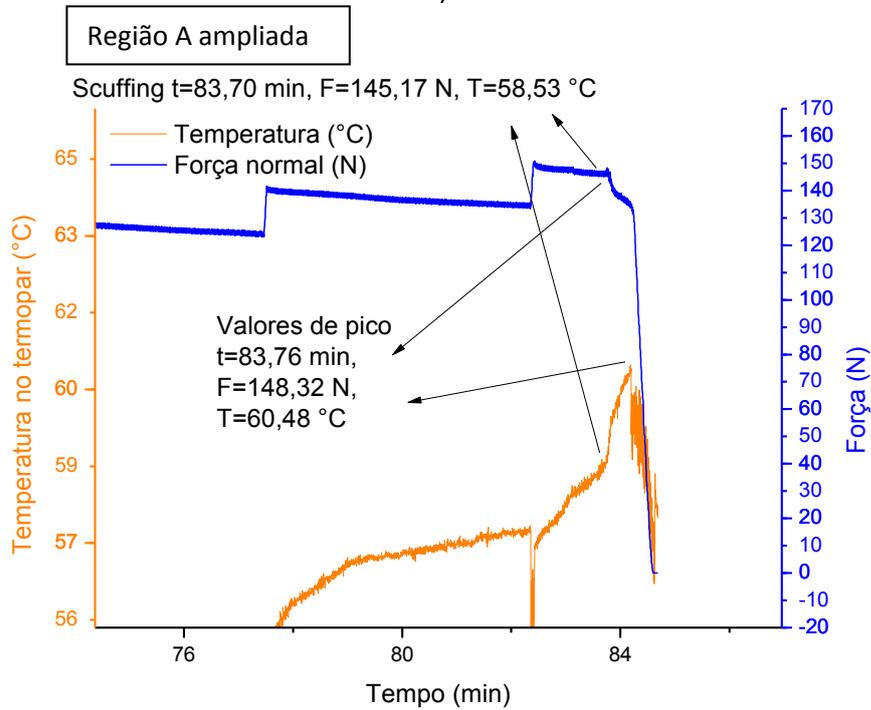
b)

Fonte - Autoria própria

Figura B3 – Teste 3 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



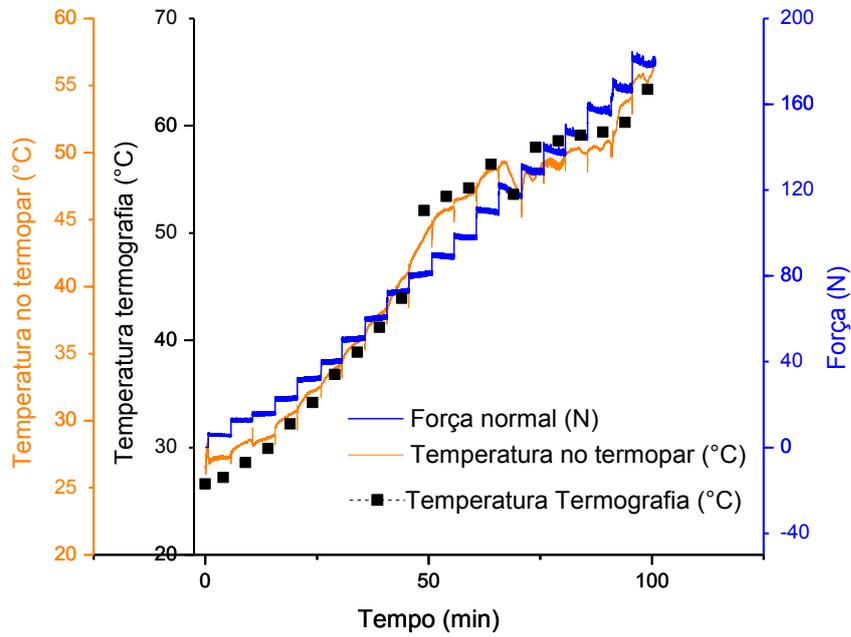
a)



b)

Fonte - Autoria própria

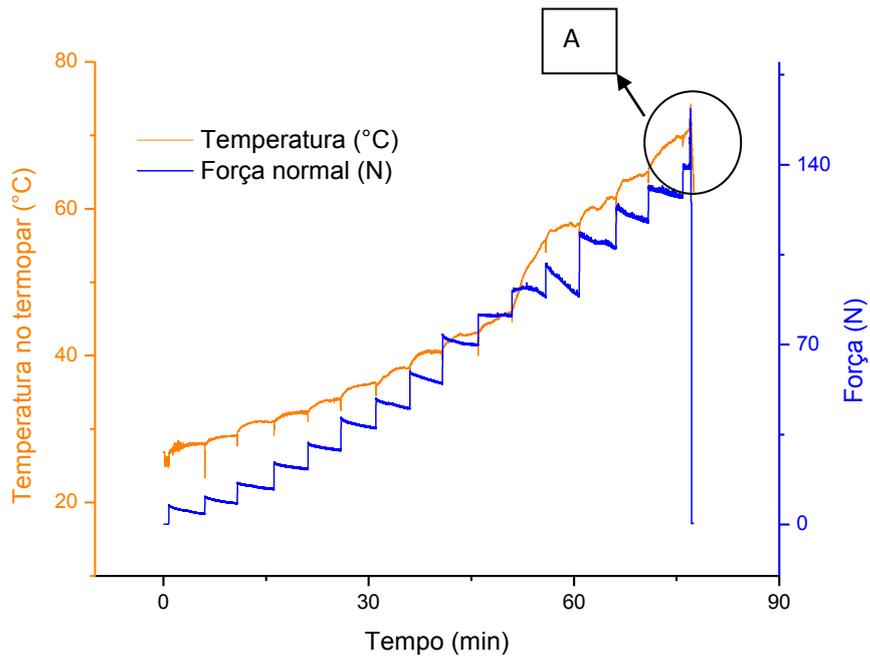
Figura B4 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 10 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final (Termografia).



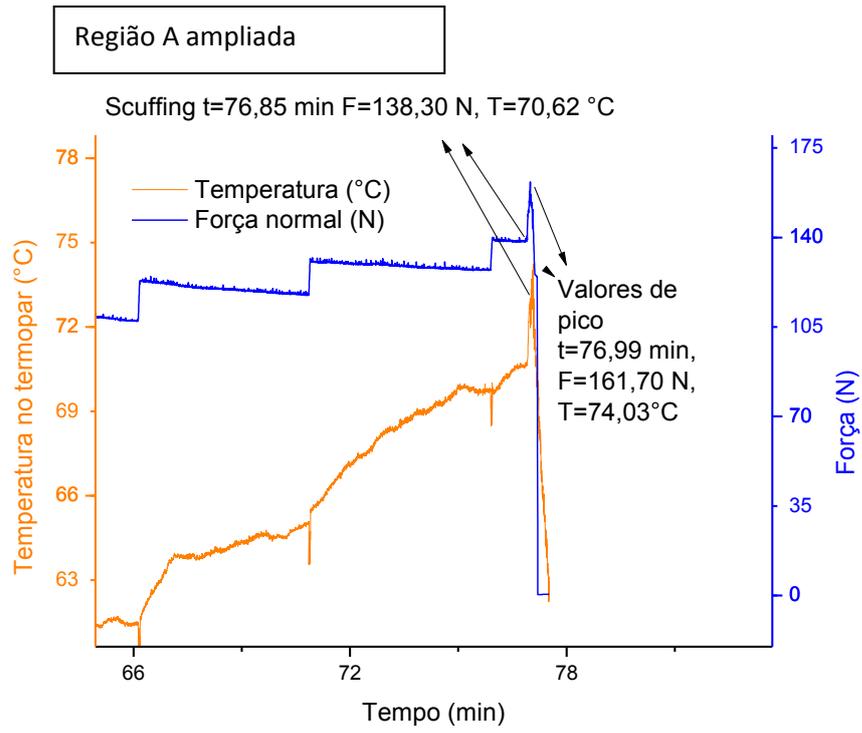
Fonte – Autoria própria.

Testes no óleo ISO VG 10 com rotação de 15 Hz.

Figura B5 – Teste 1 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

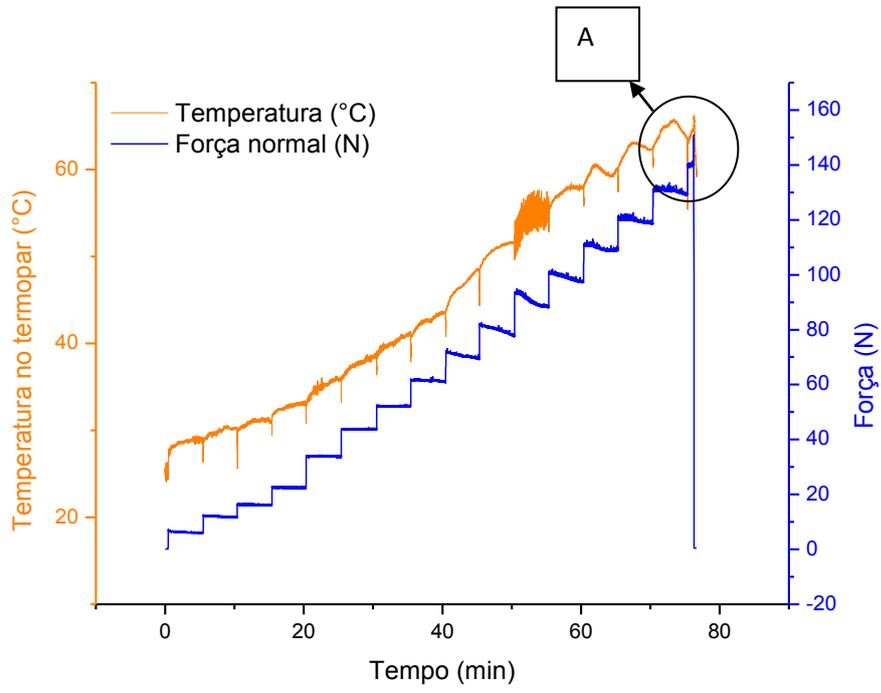


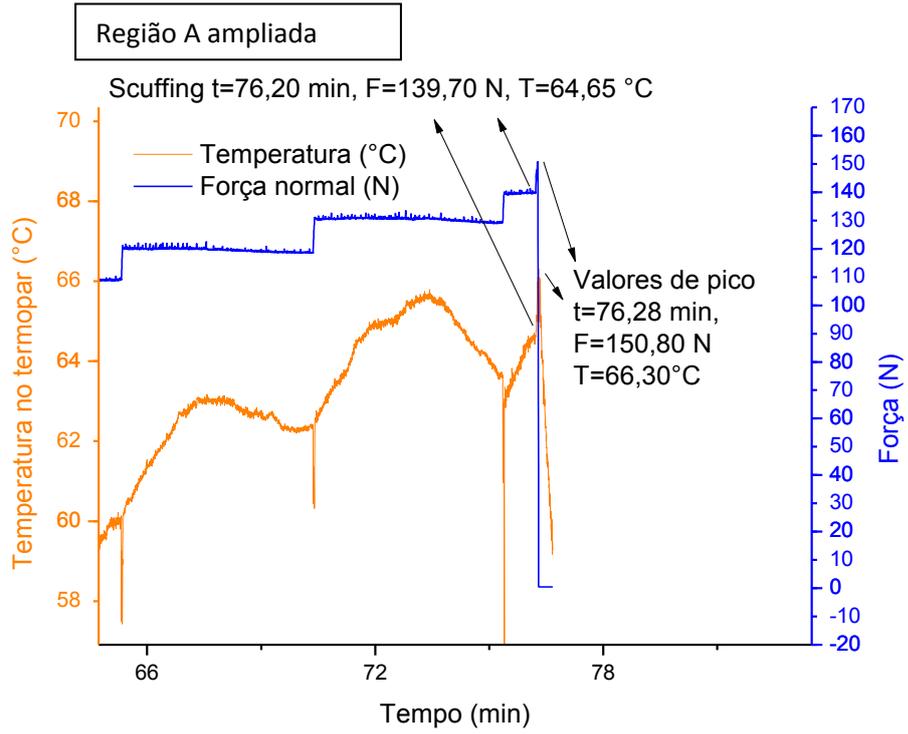
a)



Fonte - Autoria própria

Figura B6 - Teste 2 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

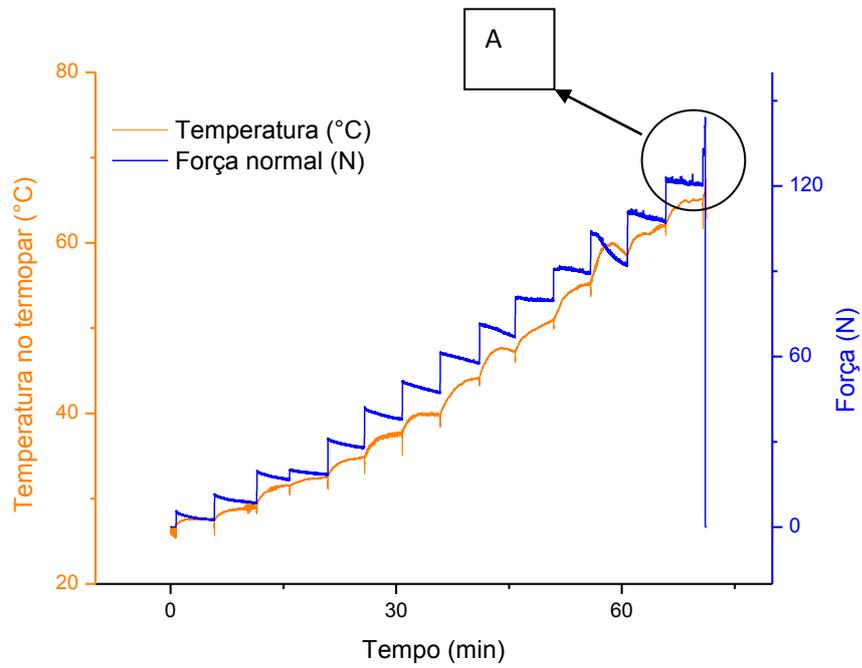




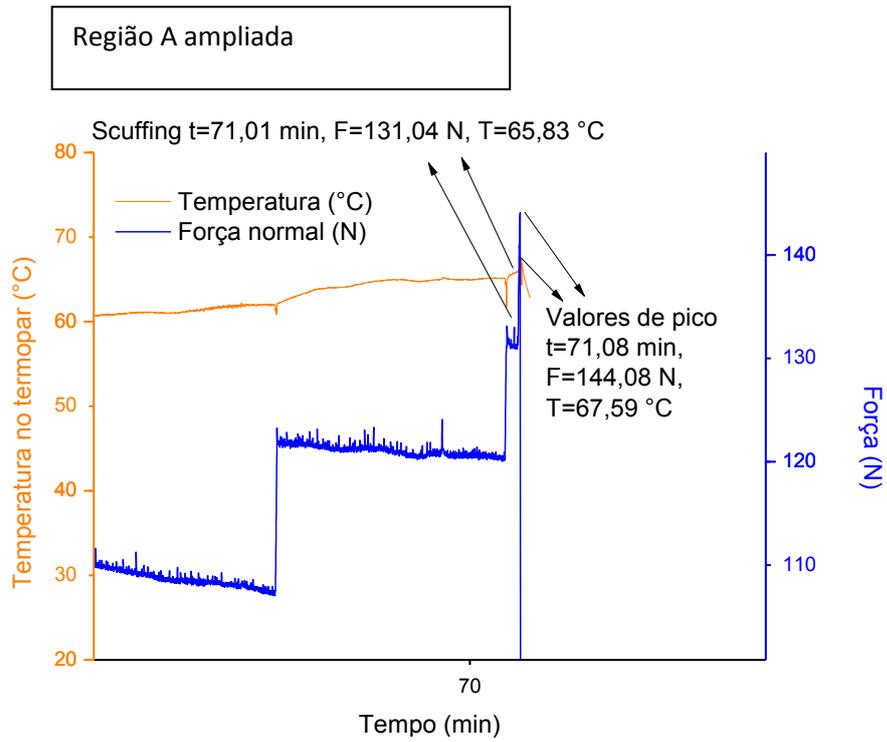
b)

Fonte – Autoria própria.

Figura B7 - Teste 3 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 15 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.



a)

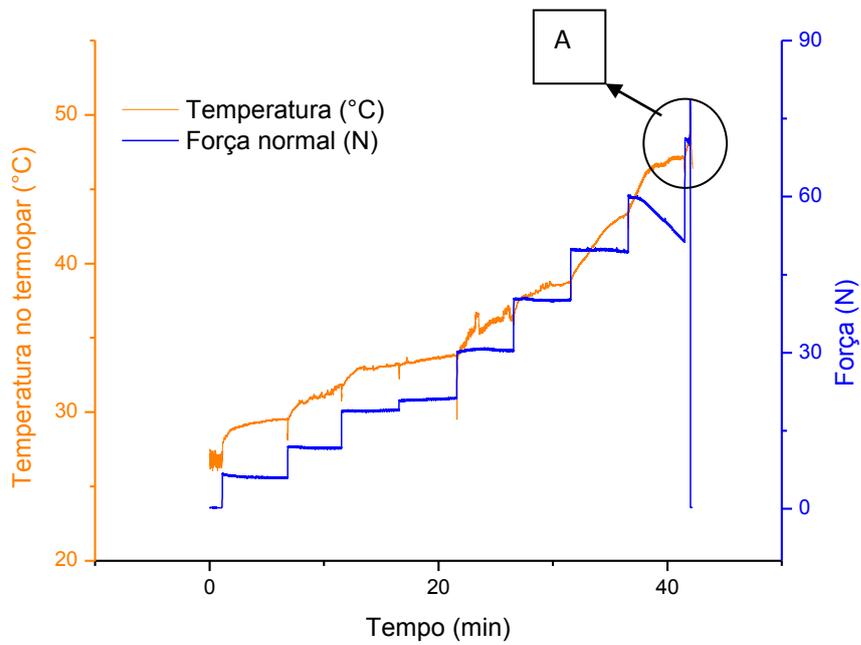


b)

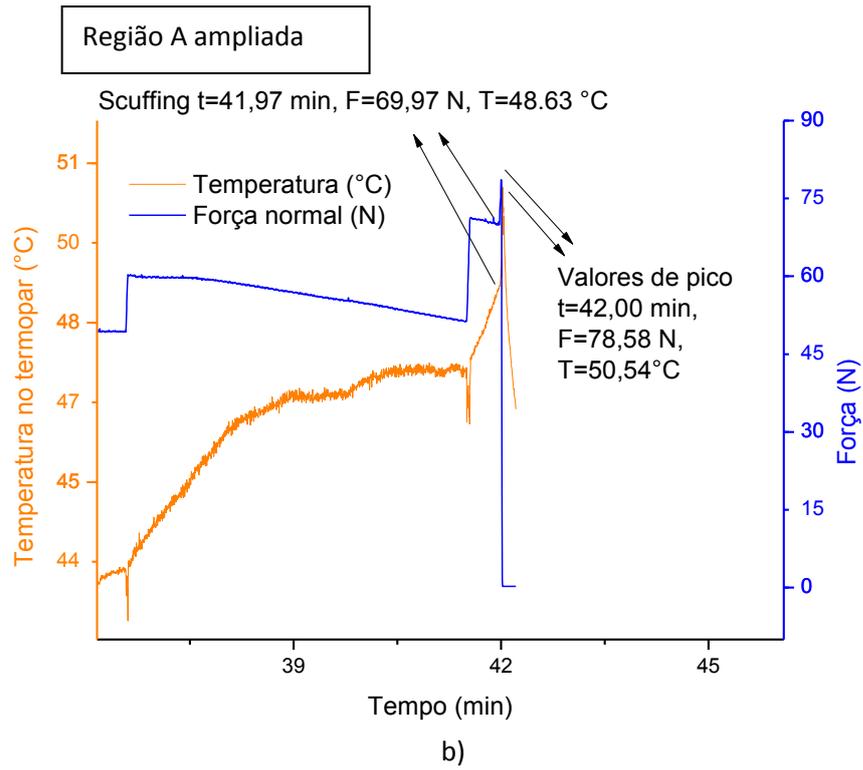
Fonte – Autoria própria.

Testes com óleo ISO VG 10 e rotação de 20 hz

Figura B8 – Teste 1 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

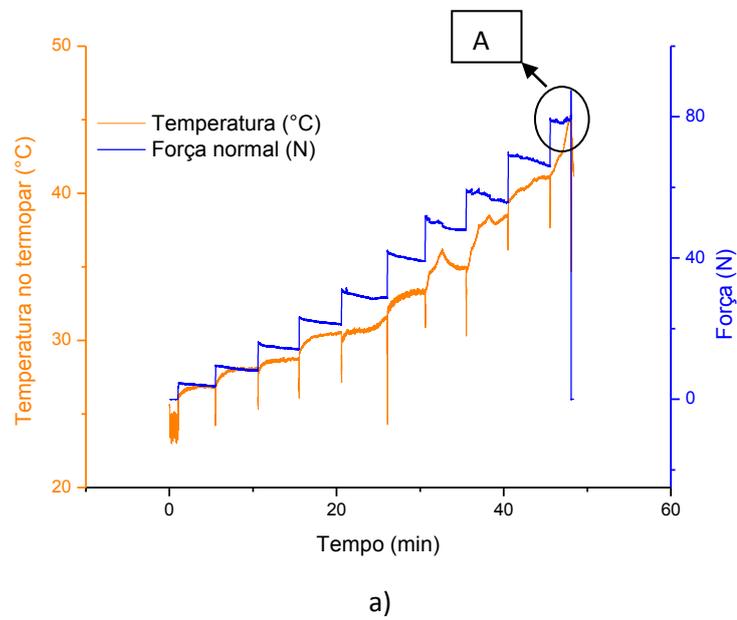


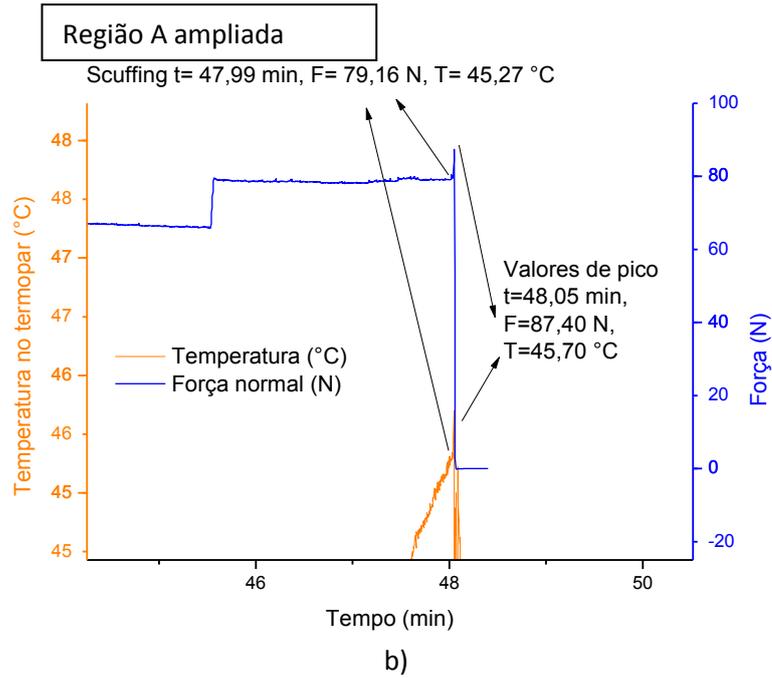
a)



Fonte – Autoria própria

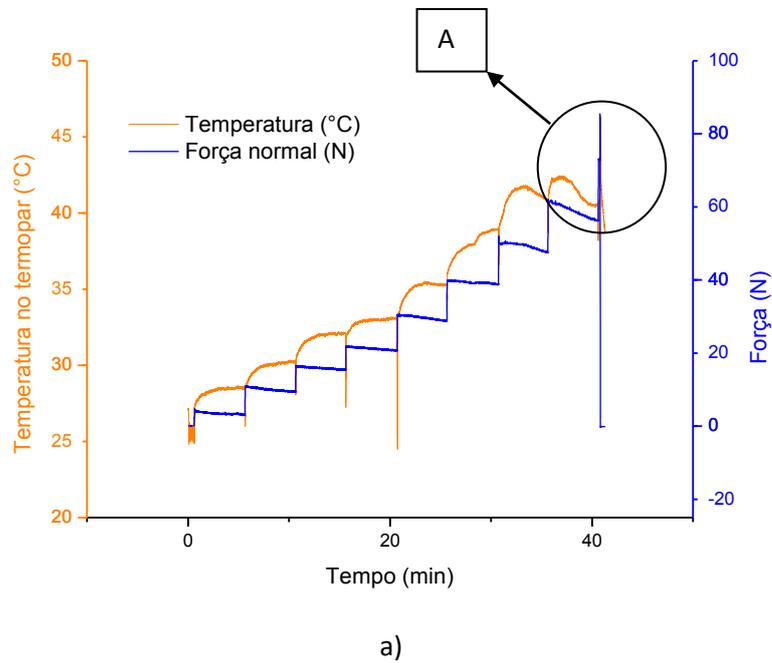
Figura B9 – Teste 2 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

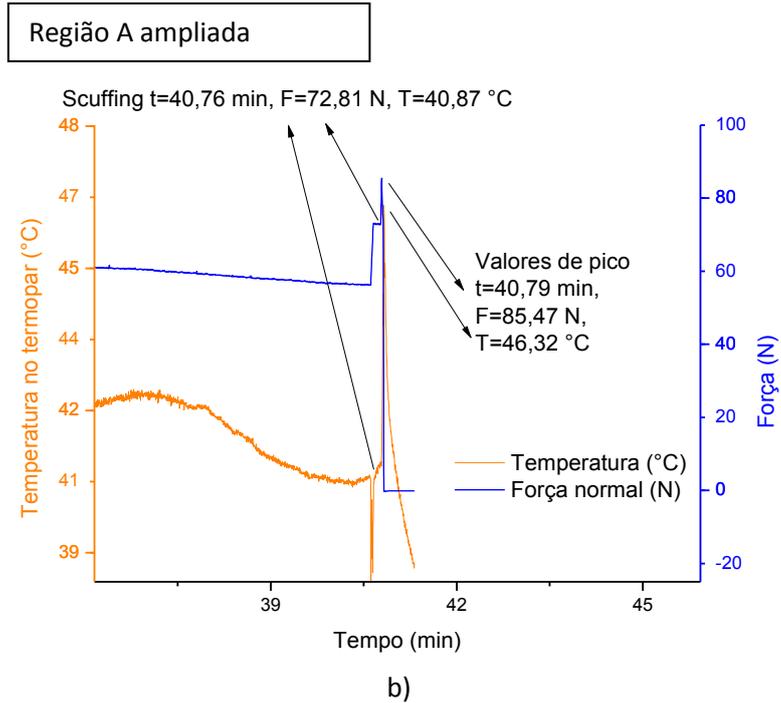




Fonte – Autoria própria

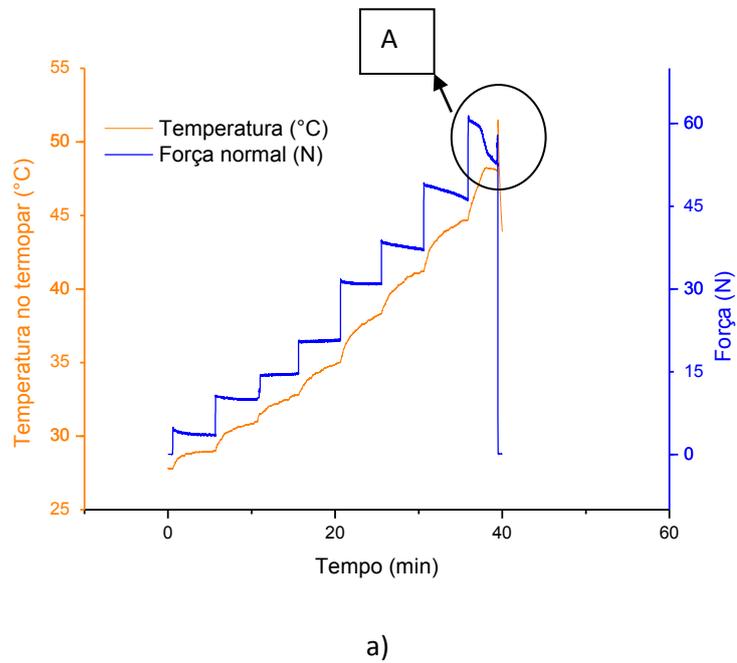
Figura B10 – Teste 3 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz. a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

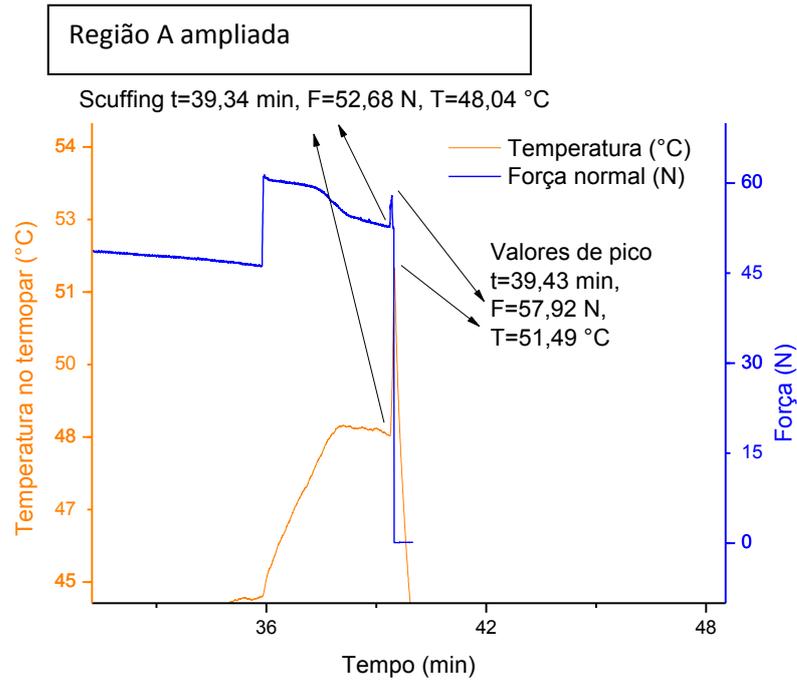




Fonte – Autoria própria.

Figura B11 – Teste 4 – óleo ISO VG 10 na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final (termovideo).

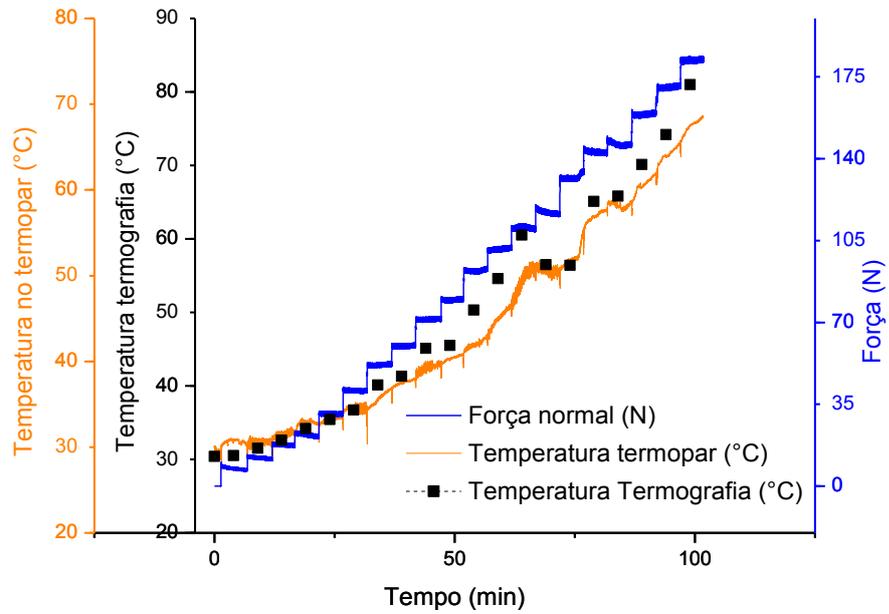




Fonte – Autoria própria

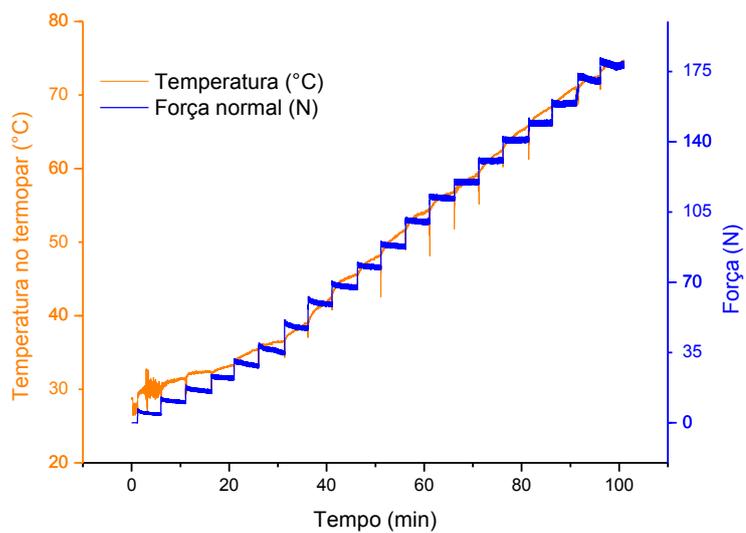
Testes com óleo SAE 20W50 API SJ em rotação de 10 Hz.

Figura B12 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz com temperaturas da Termografia.



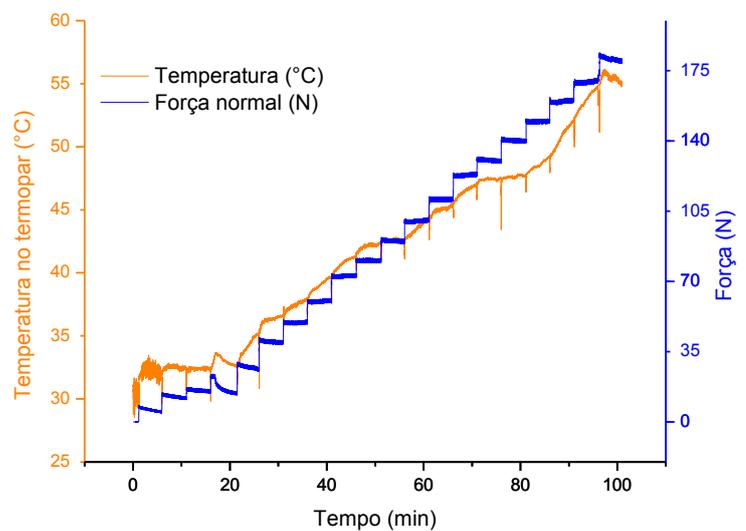
Fonte – Autoria própria.

Figura B13 – Teste 2 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz.



Fonte – Autoria própria.

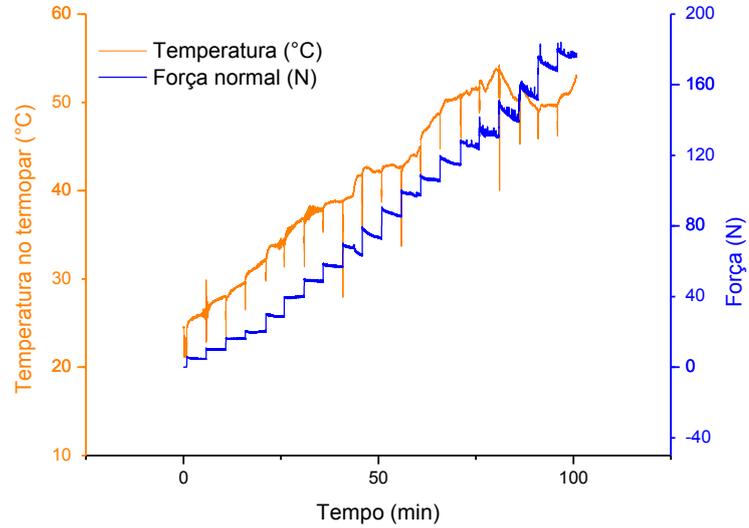
Figura B14 – Teste 3 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 10 Hz.



Fonte – Autoria própria.

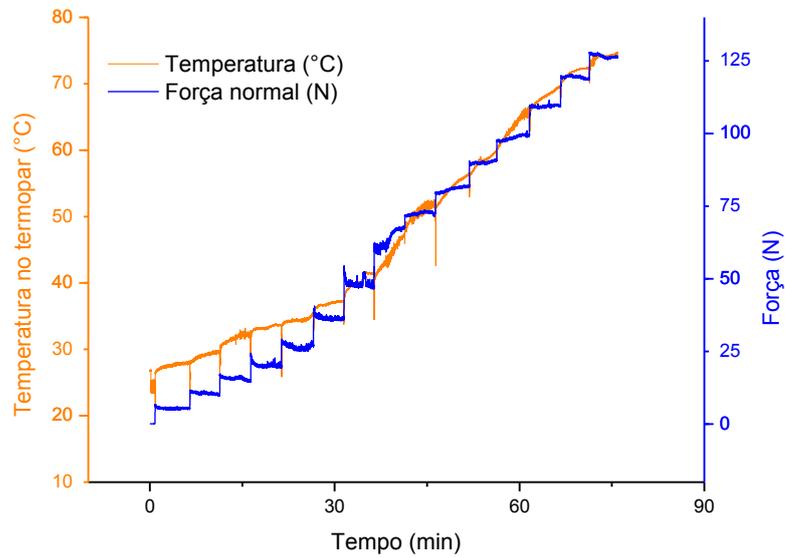
Testes SAE 20w50 API SJ em rotação de 15 Hz.

Figura B15 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.



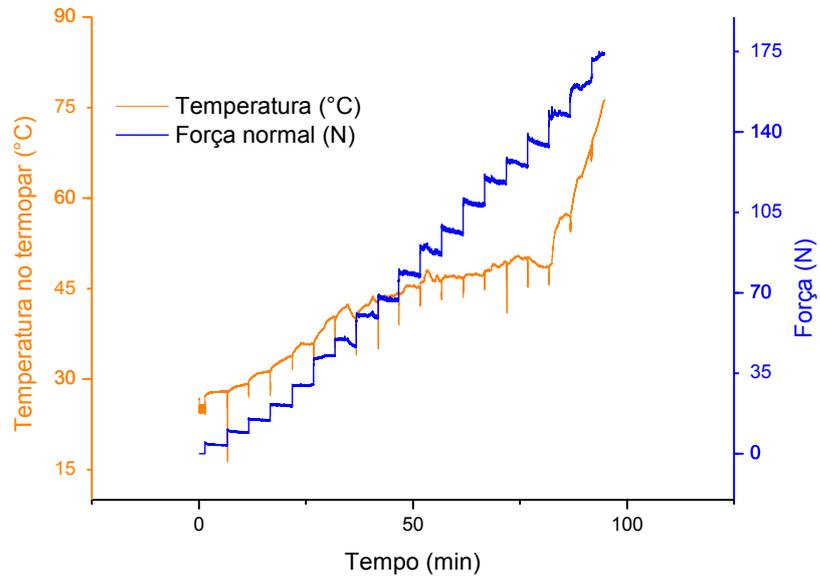
Fonte – Autoria própria.

Figura B16 – Teste 2 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.



Fonte – Autoria própria.

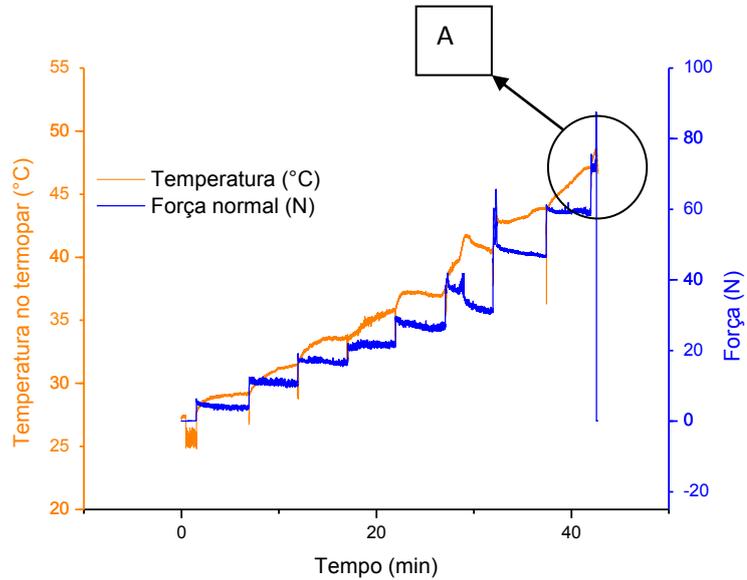
Figura B17 – Teste 3 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 15 Hz.



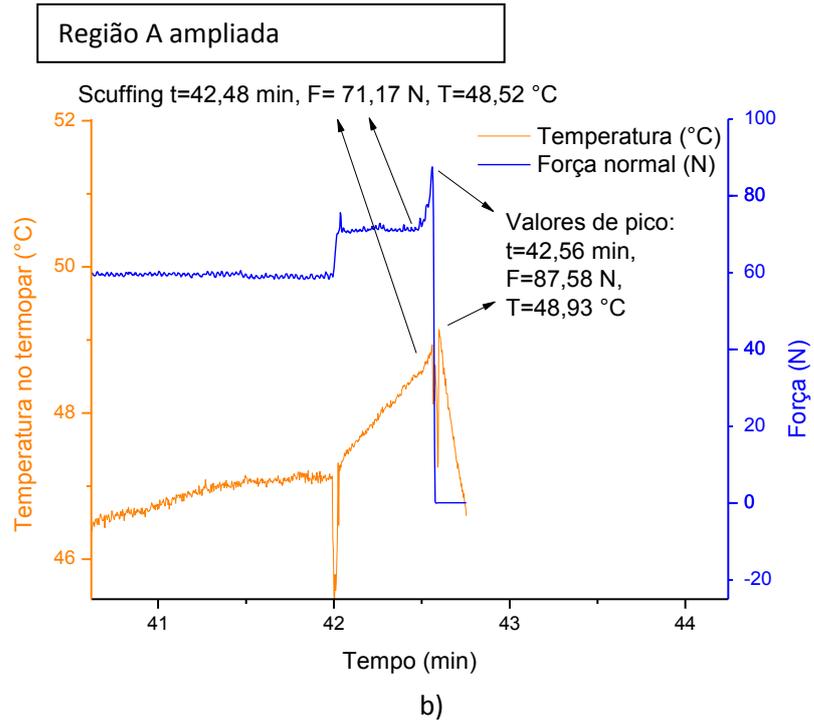
Fonte: Autoria própria.

Testes SAE 20W50 API SJ em rotação de 20 Hz.

Figura B18 – Teste 1 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

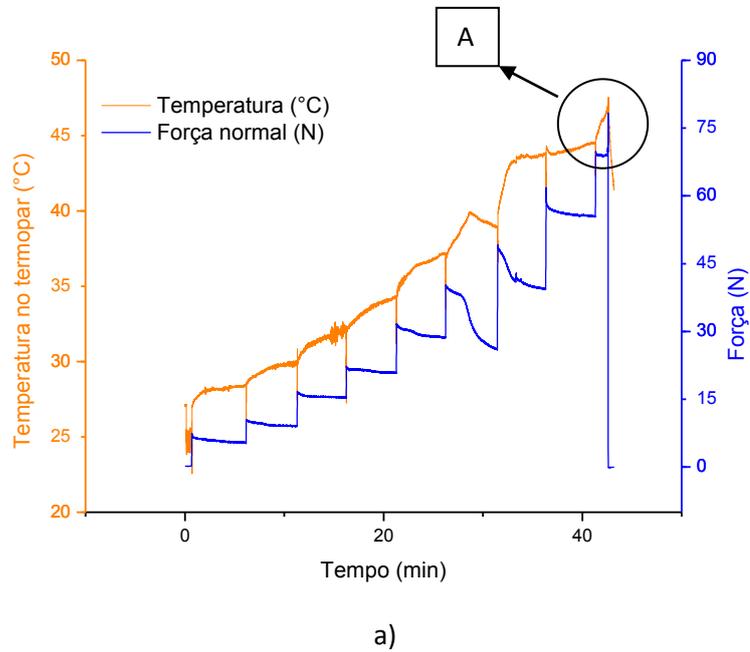


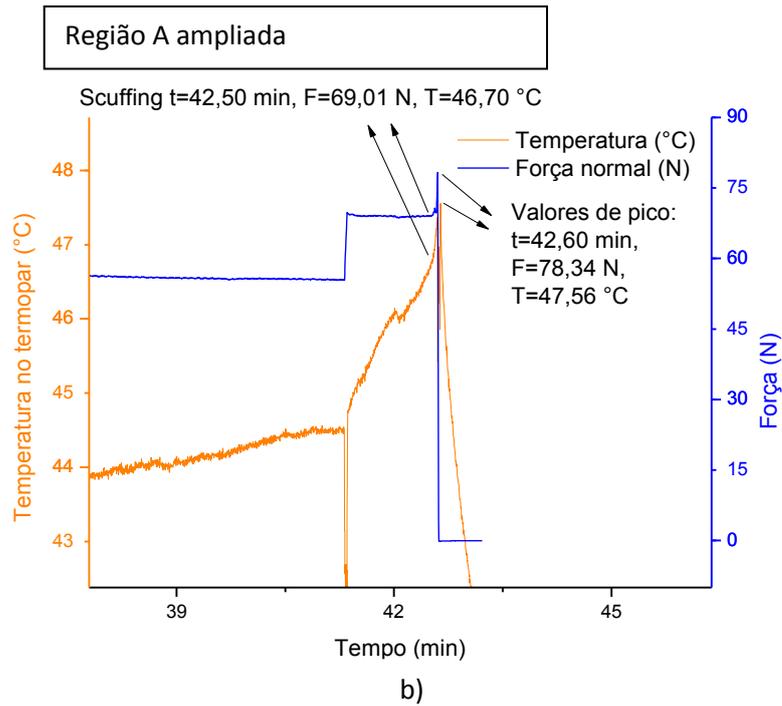
a)



Fonte - Autoria própria.

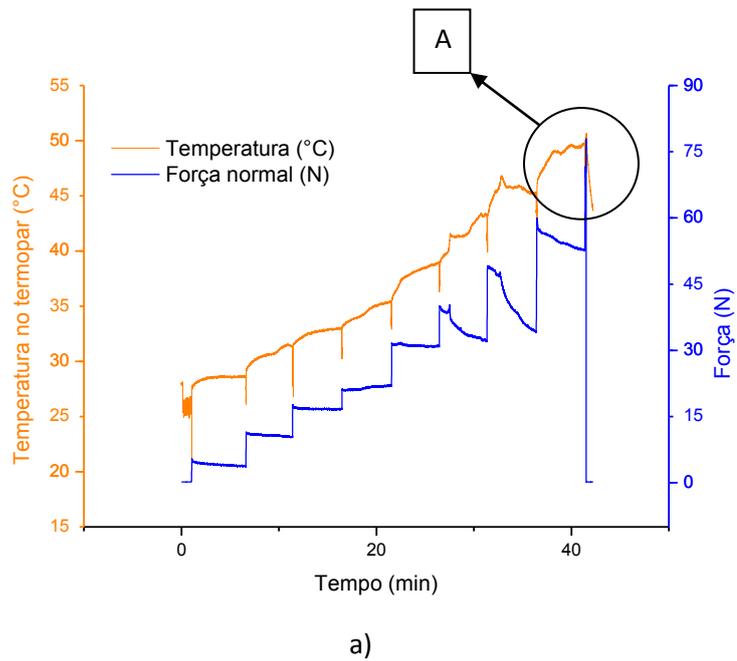
Figura B19 – Teste 2 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

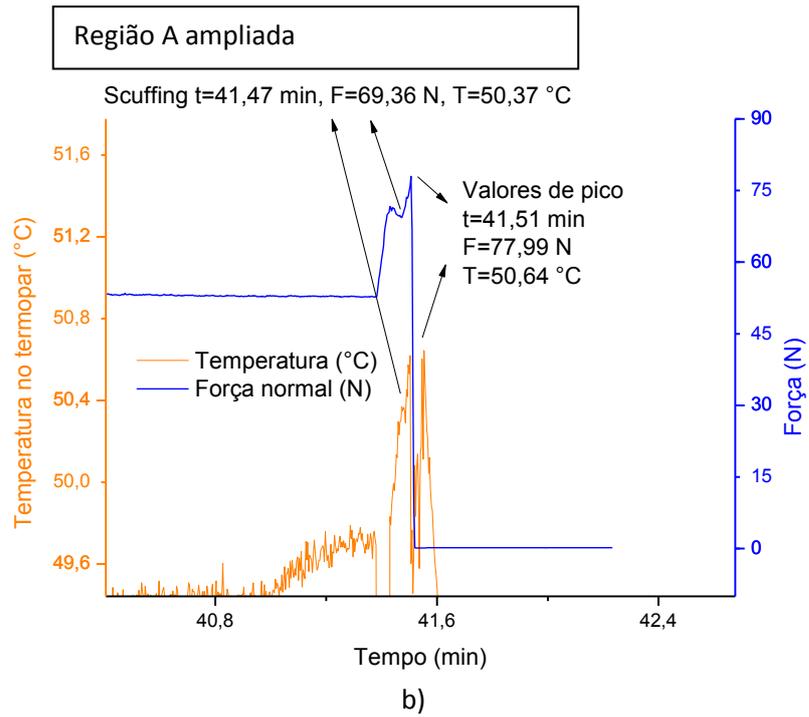




Fonte - Autoria própria.

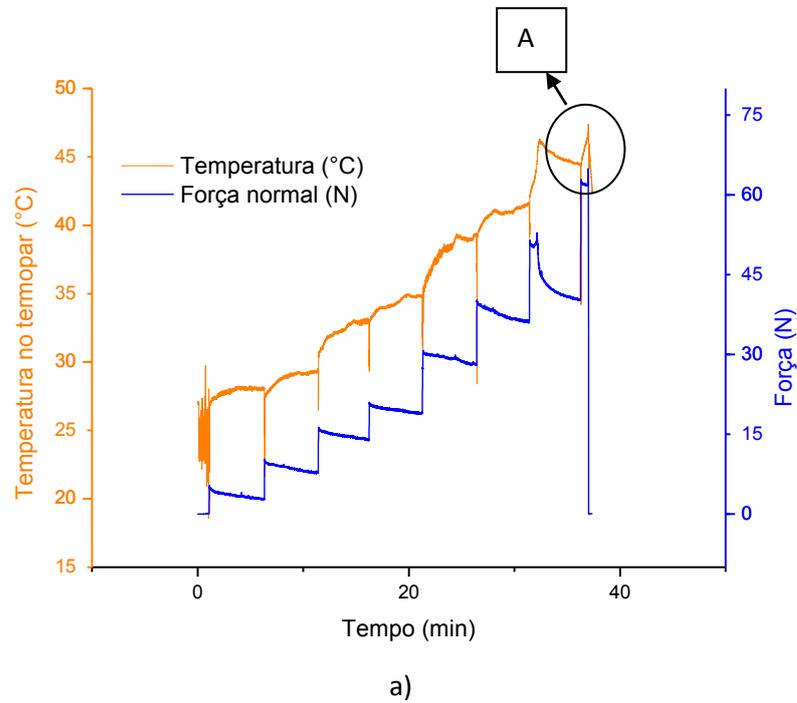
Figura B20 – Teste 3 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final.

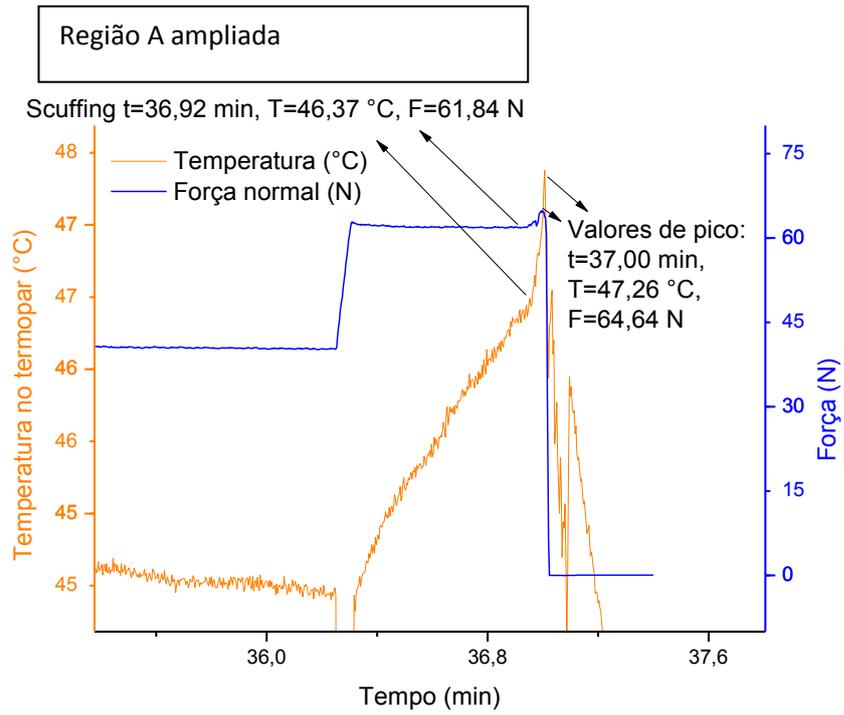




Fonte - Autoria própria.

Figura B21 – Teste 4 – óleo SAE 20W50 API SJ na frequência de rotação de 20 Hz a) Ensaio completo e b) Ampliação do momento final (Teste com vídeo de Termografia).





b)

Fonte - Autoria própria.