



**PPGEM**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**ANÁLISE DA LUBRICIDADE DO BIODIESEL BRASILEIRO  
DE ÉSTERES ETÍLICOS DE SOJA E GIRASSOL**

**ALINE CRISTINA MENDES DE FARIAS**

**NATAL -RN, 2011**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**ANÁLISE DA LUBRICIDADE DO BIODIESEL BRASILEIRO  
DE ÉSTERES ETÍLICOS DE SOJA E GIRASSOL**

**ALINE CRISTINA MENDES DE FARIAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Orientador:** Prof. Dr. João Telésforo Nóbrega de Medeiros

**Co-Orientador:** Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa

**Natal - RN**

**2011**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DA LUBRICIDADE DO BIODIESEL BRASILEIRO DE  
ÉSTERES ETÍLICOS DE SOJA E GIRASSOL**

**ALINE CRISTINA MENDES DE FARIAS**

**Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**JOÃO TELÉSFORO NÓBREGA DE MEDEIROS – Orientador**



**PPGEM**



Seção de Informação e Referência  
Catalogação da Publicação na Fonte. UFRN / Biblioteca Central Zila Mamede

Farias, Aline Cristina Mendes de.

Análise da lubricidade do biodiesel brasileiro de ésteres etílicos de soja e girassol / Aline Cristina Mendes de Farias. – Natal, RN, 2011.

141f. : il.

Orientador: João Telésforo Nóbrega de Medeiros.

Co-orientador: Cleiton Rubens Formiga Barbosa.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Centro de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Lubricidade – Dissertação. 2. Biodiesel – Dissertação. 3. Diesel – Dissertação. 4. HFRR – Dissertação. 5. Desgaste – Dissertação. I. Medeiros, João Telésforo Nóbrega de. II. Barbosa, Cleiton Rubens Formiga. III. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. IV. Título.

RN/UF/BCZM

CDU 621.89

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a Deus, pelo presente da vida e as oportunidades concedidas e, aos meus pais, **Francisca Canindé Mendes da Silva** e **Francisco de Sales Dantas da Silva**, à minha irmã **Cleani Mendes de Farias**, e à minha querida família por compartilharem cada momento importante da minha vida, através do apoio, compreensão e confiança.

## AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, educador e pai acadêmico, o Prof. Dr. **João Telésforo Nóbrega de Medeiros**, pelos ensinamentos na área de tribologia e filosofia de vida, pela oportunidade de crescimento científico e pessoal advindos a partir do convite para meu ingresso na base de pesquisa Grupo de Estudos de Tribologia e Integridade Estrutural – GET, pelos conselhos, credibilidade, incentivos constante à pesquisa e apoios científico e também financeiro, os quais foram muito importantes para mim e promoveram a conclusão deste trabalho.

Ao Prof. Dr. **Cleiton Rubens Formiga Barbosa**, por sua co-orientação e incentivos à publicação e ao MSc. **Manoel Fernandes de Oliveira Filho**, do IFRN, pelas discussões e esclarecimentos durante a realização deste trabalho.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior – **CAPES**, à Pró-Reitoria de Pós-Graduação – **PPG** e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – **PPGEM** da Universidade Federal do Rio Grande do Norte – **UFRN**, pelo apoio financeiro.

Aos membros da banca, os Professores Dr. **Efrain Pantaleón Matamoros**, Dra. **Salete Martins Alves**, da UFRN, Dra. **Ruthilene Catarina Lima da Silva**, da UNP, Dr. **Roberto Silva de Sousa** e MSc. **Manoel Fernandes de Oliveira Filho**, do IFRN, pelas discussões e críticas que ajudaram no aperfeiçoamento da minha pesquisa.

À Doutoranda MSc. **Janaina Silva de Santana** e à MSc. **Jaciana Silva de Santana** pelo companheirismo, amizade e colaboração na execução de trabalhos conjuntos. Aos graduandos em engenharia mecânica **Jarbas Santos Medeiros** e **Ruy Dias Alves da Silva Neto**, pela ajuda no desenvolvimento experimental e aos demais participantes da Base de Pesquisa GET, pelos eventuais questionamentos e colaborações no trabalho.

Ao Prof. Dr. **Eduardo Lins de Barros Neto**, ao doutorando MSc. **Manoel Reginaldo Fernandes** e ao Eng. **Israel de Medeiros**, do Laboratório de Tecnologia de Tensoativos e de Processos de Separação do Núcleo Tecnológico Industrial – NTI/ UFRN, pelo fornecimento dos combustíveis utilizados no desenvolvimento do trabalho, diversos ensaios para caracterização físico-química dos fluidos estudados, principalmente a realização de ensaios de molhabilidade e tensão superficial.

Aos professores do Departamento de Engenharia de Materiais, Dra. **Neyde Tomazin Floreoto**, Dr. **Rubens Maribondo do Nascimento**, Dr. **Antônio Eduardo Martinelli**, Dr. **José Daniel Diniz Melo** e ao saudoso Dr. **Luciano Bet**, por proporcionarem a fundamentação do conhecimento em Engenharia de Materiais, a promissora área-mãe na qual fui formada. Ao prof. Dr. **Luiz Guilherme Meira de Souza**, da UFRN, pelos incentivos ao desenvolvimento de soluções renováveis e sociais.

Ao Prof. MSc. **Luís Pedro de Araújo**, ao Eng. **Raiff Costa Ramalho**, do Laboratório de Metrologia do NTI/ UFRN, ao Prof. **Wanderson Santana da Silva** e graduando em engenharia de materiais **Igor Jefferson Cabral Araújo** e aos técnicos do Laboratório da Oficina Mecânica: **Zezinho**, **Elmar**, **Frazão** e **Chicão**, por auxiliarem no uso de equipamentos necessários à pesquisa.

Ao Prof. Dr. **Clodomiro Alves Jr.** e doutorando MSc. **Haroldo Reis Alves de Macêdo**, do Laboratório de Processamento de Materiais por Plasma da UFRN, pela cooperação nas análises de Microscopia Óptica e ensaios de Microdureza.

Ao Prof. Dr. **Djalma Ribeiro da Silva**, doutorando MSc. **Danilo Cavalcante Braz** e aos técnicos **Artejose Revoredo da Silva** e **Kleison Leopoldino** pelas análises nos equipamentos de Microscopia de Força Atômica (MEV) e Eletrônica de Varredura (MFA) e disponíveis no NEPGN/ UFRN.

À Secretária Lic. **Délia Maria de Melo** e à Dra. **Rosângela Lula de Medeiros**, pela amizade, carinho e apoio demonstrados a mim e demais integrantes do Laboratório do GET.

A todos os que, direta ou indiretamente, contribuíram para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho, o meu melhor MUITO OBRIGADA!

## RESUMO

*Combustível* é um material usado para produzir calor ou energia mecânica através de um processo de queima e *lubricidade* é a capacidade de reduzir atrito. Este trabalho se constitui na avaliação da lubricidade de oito combustíveis, renováveis e fósseis, utilizados em motores que operam ciclo Diesel, por meio de ensaios acelerados em uma bancada HFRR, de acordo com a norma ASTM D 6079-04. Em cada ensaio de 75 minutos, lubrificado por um combustível de cada vez, com seis repetições, uma esfera (diâmetro  $6,00 \pm 0,05$  mm,  $R_a 0,05 \pm 0,005$   $\mu\text{m}$ , aço AISI 52100,  $E = 210$  GPa,  $HRC 62 \pm 4$ ,  $HV_{0,2} 631 \pm 47$ ) deslizava sobre um disco plano (aço AISI 52100,  $HV_{0,05} 184 \pm 10$ ,  $R_a 0,02 \pm 0,005$   $\mu\text{m}$ ), em um movimento alternado de 1 mm de curso sob carga normal de 2 N, à frequência de 50 Hz. As assinaturas dos sinais do coeficiente de atrito, percentual do filme lubrificante formado, aquecimento do contato e Nível de Pressão Sonora (NPS [dB]) foram registradas por sensores acoplados à placa de aquisição de dados e ao sistema HFRR. Os combustíveis diesel apresentaram molhabilidade com ângulo de contato de  $7,0 \pm 3,5^\circ$ ; os combustíveis biodiesel B5, B20 e B100, obtidos por transesterificação etílica de óleo de soja, apresentaram, respectivamente, ângulos de contato de  $7,5 \pm 3,5^\circ$ ,  $13,5 \pm 3,5^\circ$  e  $19,0 \pm 1,0^\circ$ , enquanto a água destilada,  $78,0 \pm 6,0^\circ$  e os combustíveis biodiesel B5, B20 e B100, obtidos por transesterificação etílica de óleo de girassol apresentaram, respectivamente, ângulos de  $7,0 \pm 4,0^\circ$ ,  $8,5 \pm 4,5^\circ$  e  $19,5 \pm 2,5^\circ$ , todos obtidos quando em contato com discos planos de aço AISI 52100. Constatou-se a formação de filmes lubrificantes com diferentes espessuras, medidos por seu percentual através da técnica da resistência de contato, sugerindo desde os regimes de lubrificação limítrofe à lubrificação hidrodinâmica. Todos os combustíveis analisados neste trabalho promoveram na esfera escaras de desgaste com diâmetros  $d_e$  (WSD) inferiores a 400  $\mu\text{m}$ . Os menores valores de escara foram constatados nas esferas lubrificadas pelas misturas B100, B20 e B5 de girassol e B20 e B5 de soja ( $d_e < 215$   $\mu\text{m}$ ).

**Palavras-chave:** HFRR; Lubricidade; Diesel; Biodiesel; Desgaste.



## ABSTRACT

*Fuel is a material used to produce heat or power by burning, and lubricity is the capacity for reducing friction.* The aim of this work is evaluate the lubricity of eight fossil and renewable fuels used in Diesel engines, by means of a HFRR tester, following the ASTM D 6079-04 Standard. In this conception, a sphere of AISI 52100 steel (diameter of  $6,00\pm 0,05$  mm, Ra  $0,05\pm 0,005$   $\mu\text{m}$ , E = 210 GPa, HRC  $62\pm 4$ , HV<sub>0,2</sub>  $631\pm 47$ ) is submitted to a reciprocating motion under a normal load of 2 N and 50 Hz frequency to promote a wear track length of  $1.1\pm 0.1$ mm in a plan disc of AISI 52100 steel (HV<sub>0,05</sub>  $184\pm 10$ , Ra  $0,02\pm 0,005$   $\mu\text{m}$ ). The testing extent time was 75 minutes, 225,000 cycles. Each one test was repeated six times to furnish the results, by means of intrinsic signatures from the signals of the lubricant film percentage, friction coefficient, contact heating, Sound Pressure Level, SPL [dB]. These signal signatures were obtained by two thermocouples and a portable decibelmeter coupled to a data acquisition system and to the HFRR system. The wettability of droplet of the diesel fuel in thermal equilibrium on a horizontal surface of a virgin plan disc of 52100 steel, Ra  $0,02 \pm 0,005$   $\mu\text{m}$ , were measured by its contact angle of  $7,0 \pm 3,5^\circ$ , while the results obtained for the biodiesel B5, B20 and B100 blends originated by the ethylic transesterification of soybean oil were, respectively,  $7,5 \pm 3,5^\circ$ ,  $13,5 \pm 3,5^\circ$  e  $19,0 \pm 1,0^\circ$ ; for the distilled water,  $78,0 \pm 6,0^\circ$ ; the biodiesel B5, B20 and B100 blends originated by the ethylic transesterification of sunflower oil were, respectively,  $7,0 \pm 4,0^\circ$ ,  $8,5 \pm 4,5^\circ$  e  $19,5 \pm 2,5^\circ$ . Different thickness of lubricant film were formed and measured by their percentage by means of the contact resistance technique, suggesting several regimes, since the boundary until the hydrodynamic lubrication. All oils analyzed in this study promoted the ball wear scars with diameters smaller than 400  $\mu\text{m}$ . The lowest values were observed in the scar balls lubricated by mixtures B100, B20 and B5 of sunflower and B20 and B5 of soybean oils (WSD < 215  $\mu\text{m}$ ).

**Keywords:** Diesel; Biodiesel; Wear; Lubricity; HFRR.

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 1** – Variação da massa específica, (a) a 20 °C e (b) a 40 °C, de dezenas de composições de biodiesel de óleo de soja com LSD e HSD, (SUAREZ *Et Al.*, 2009) ..... 6
- Figura 2** – Variação da viscosidade cinemática, (a) a 20 °C e (b) a 40 °C, composições de biodiesel de óleo de soja por pirólise e metanólise com LSD e HSD, (SUAREZ *Et Al.*, 2009)..... 8
- Figura 3** – Representação esquemática do ângulo de contato formado..... 9
- Figura 4** – Tensão superficial pela razão de mistura de biodiesel, (YANG *Et Al.*, 2008)..... 11
- Figura 5** – Variação do ângulo de contato em função da rugosidade do aço inoxidável, (RIBEIRO DA SILVA, 2003)..... 12
- Figura 6** – Força de atrito  $F$ , necessária para causar movimento por (a) rolamento ou (b) deslizamento, (HUTCHINGS, 1992) ..... 13
- Figura 7** – Diagrama esquemático do modelo de Coulomb para o atrito por deslizamento. Superfície rugosa com geometria dente de serra, (HUTCHINGS, 1992) ..... 14
- Figura 8** – Contatos (a) conforme; (b),(c) não-conformes (b) esfera-plano (c) esfera-esfera ..... 15
- Figura 9** – (a) Contato esfera-plano sob carga compressiva  $F$ ; (b) geometria e dimensão da área de contato  $a$  e deflexão; (c) distribuição da pressão máxima ( $P_{máx}$ ) e média ( $P_{média}$ )..... 16
- Figura 10** – Diagrama mostrando o processo de desgaste por deslizamento em função da temperatura, [Adaptado de JIANG *Et Al* (1995) *Apud* MORÉ FARÍAS (2004)] ..... 18
- Figura 11** – Associação de fatores que afetam os mecanismos de deformação e adesão do atrito, [Aadaptado de MYSHKIN *Et Al.* (1998) *apud* MEDEIROS (2002)] ..... 19
- Figura 12** – Imagens, obtidas por MEV, da falha do bico injetor diesel: (a) macrofratura típica após seu secçãoamento e (b) ampliação da área do dano por cavitação, (ASI, 2006)..... 19
- Figura 13** – Diferentes situações possíveis para a resistência ao desgaste de corpos-de-prova esféricos e contracorpos planos, (ASTM G133, 2010) ..... 20

<b>Figura 14</b> – Relação dureza e taxa de desgaste, [ASHBY (1999) <i>Apud</i> LIMA DA SILVA (2010)] .....	<b>22</b>
<b>Figura 15</b> – Redução do contato direto entre asperezas pelas camadas de moléculas lubrificantes, cujo final do grupo polar da cadeia liga-se às superfícies, (HUTCHINGS, 1992) .....	<b>23</b>
<b>Figura 16</b> – Contato esfera-plano sob condições de LEH: (a) ponto de contato sem aplicação de carga; (b) área de contato devido à carga normal; (c) distorção elástica da esfera influenciadas pela carga e deslizamento aplicados, (HUTCHINGS, 1992) .....	<b>24</b>
<b>Figura 17</b> – Mancais sob condições de lubrificação hidrodinâmica, (HUTCHINGS, 1992).....	<b>25</b>
<b>Figura 18</b> – Curva de Stribeck: Regimes de lubrificação no deslizamento lubrificado de metais em função de $\lambda$ , (Adaptado de HUTCHINGS, 1992).....	<b>25</b>
<b>Figura 19</b> – Escara de desgaste (a) e coeficiente de atrito (b) obtidos por HFRR a 60 °C, 50 % de umidade, de sistemas lubrificados com biocombustíveis, (SUAREZ <i>Et Al.</i> , 2009).....	<b>29</b>
<b>Figura 20</b> – Geometria dos contatos circular, quadrado e linear, [Adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (2006)] .....	<b>32</b>
<b>Figura 21</b> – Perfis de temperatura por atrito a baixo e elevado <i>números de Peclet</i> , [Adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (2006)].....	<b>32</b>
<b>Figura 22</b> – Comparação entre imagens de atomizações calculada e experimental de diversas condições de injeção (PI=120 MPa, PA=2 MPa, após 1 ms da injeção), (PARK <i>Et Al.</i> , 2009).....	<b>33</b>
<b>Figura 23</b> – Coeficiente de atrito (FC) no regime permanente (após <i>running-in</i> =1.000 s), com a temperatura para diferentes concentrações de biodiesel de palma, (HASEEB <i>Et Al.</i> , 2010).....	<b>34</b>
<b>Figura 24</b> – Variação da escara de desgaste (mm) com a temperatura para diferentes concentrações de biodiesel de palma, (HASEEB <i>Et Al.</i> , 2010) .....	<b>34</b>
<b>Figura 25</b> – Propagação de uma onda de som, (Adaptado de SEPA, 2004) .....	<b>35</b>
<b>Figura 26</b> – Pressão de onda senoidal versus no tempo, (Adaptado de SEPA, 2004) .....	<b>36</b>
<b>Figura 27</b> – Representação e nomenclatura adotadas para sinais acústicos no domínio do tempo, (MEDEIROS, 2002).....	<b>37</b>
<b>Figura 28</b> – Geometria do par esfera-plano do ensaio HFRR .....	<b>38</b>
<b>Figura 29</b> – Bancada HFRR para avaliação de lubrificidade de combustíveis.....	<b>40</b>

<b>Figura 30</b> – Posicionamento do (a) disco e (b) da esfera aos (c) suportes no HFRR.....	<b>41</b>
<b>Figura 31</b> – Configuração esquemática da unidade mecânica HFRR .....	<b>42</b>
<b>Figura 32</b> – HFRR com (a) placa de aquisição e (b) disposição dos termopares mecânica.....	<b>43</b>
<b>Figura 33</b> – Gráficos de microdureza Vickers para discos ( $HV_{0,05}$ ) e esferas ( $HV_{0,2}$ ) a serem ensaios com (a) B0-Diesel e com (b) Diesel Comum.....	<b>45</b>
<b>Figura 34</b> – Gráficos de microdureza Vickers para discos ( $HV_{0,05}$ ) e esferas ( $HV_{0,2}$ ) a serem ensaiados com (a) B5-S, (b) B20-S, (c) B100-S, (d) B5-G, (e) B20- G e (f) B100-G .....	<b>46</b>
<b>Figura 35</b> – Ensaio de molhabilidade: (a) goniômetro Krüss; (b) formação da gota – tensão superficial; e (c) gota despendida sobre a superfície – ângulo de contato .....	<b>47</b>
<b>Figura 36</b> – Ângulo de contato obtido dos fluidos com os discos de aço polido .....	<b>48</b>
<b>Figura 37</b> – Tensão superficial para os fluidos analisados .....	<b>48</b>
<b>Figura 38</b> – Taxa de desgaste para (a) esfera e (b) disco após de ensaio de lubricidade HFRR .....	<b>49</b>
<b>Figura 39</b> – Escara de desgaste de esferas (WSD) para os combustíveis analisados .....	<b>50</b>
<b>Figura 40</b> – Legenda da ordem dos ensaios identificados por cores distintas .....	<b>52</b>
<b>Figura 41</b> – Ensaio com B0-Diesel: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme e, (c) Temperatura do contato – $T_c$ .....	<b>53</b>
<b>Figura 42</b> – Ensaio com Diesel Comum: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS .....	<b>53</b>
<b>Figura 43</b> –Ensaio com B5-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS (ensaio n°4, 5, 6 e 7) .....	<b>54</b>
<b>Figura 44</b> – Ensaio com B20-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS .....	<b>55</b>
<b>Figura 45</b> – Ensaio com B100-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme e (c) Aquecimento do contato.....	<b>55</b>
<b>Figura 46</b> – Ensaio com B5-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS .....	<b>56</b>
<b>Figura 47</b> – Ensaio com B20-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS .....	<b>57</b>
<b>Figura 48</b> – Ensaio com B100-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS .....	<b>57</b>

<b>Figura 49</b> – Contracorpo na condição recebida: (a), (b) superfície polida, ampliações 100 X e 1000 X .....	<b>59</b>
<b>Figura 50</b> – Referencial topológico para a <i>escara do desgaste do disco</i> , com base nas horas do relógio: os arcos <b>2_3_4</b> e <b>8_9_10</b> se situam no fim de curso da esfera em seu movimento alternado de 1 mm sobre a face plana e retificada do disco; em destaque, a <i>zona de contato O_12_1</i> .....	<b>59</b>
<b>Figura 51</b> – Ensaio a seco nº1: aspectos (a) topográfico e (b) composicional da escara de desgaste.....	<b>60</b>
<b>Figura 52</b> – Ensaio a seco, nº01: (a), (b) <i>zona de contato 8_9_10</i> lateral da escara de desgaste para o disco nº1 ensaiado a seco com esfera nº1 e identificação dos pontos A e B .....	<b>60</b>
<b>Figura 53</b> – Ensaio a seco nº1: espectros EDX para os pontos (a) A e (b) B da Fig. 52(b). .....	<b>61</b>
<b>Figura 54</b> – (a)Aspectos gerais da escara de desgaste do disco nº1 lubrificado com B0-Diesel; e ampliação das <i>zonas de contato</i> (b) central <b>O</b> , (c) frontal <b>2_3_4</b> , e (d) lateral <b>5_6_7</b> .....	<b>61</b>
<b>Figura 55</b> – <i>Zona de contato 2_3_4</i> do disco nº1 lubrificado com B0-Diesel: (a), (b) são ampliações dos pontos indicados na Fig. 54(d) .....	<b>62</b>
<b>Figura 56</b> – <i>Zona de contato O</i> : (a), (b) aspectos topográficos e composicional de grãos alongados devido ao movimento alternado sob carga da esfera sobre disco nº1 lubrificado com B0-Diesel.....	<b>62</b>
<b>Figura 57</b> – <i>Zona de contato 2_3_4</i> :(a), (b) aspectos topográficos e composicional mostrando as partículas identificadas pelos pontos A, B, C e D na superfície do disco lubrificado com B0-Diesel nº1 .....	<b>63</b>
<b>Figura 58</b> – Espectros EDX de A, B, C e D presentes na <i>zona de contato 2_3_4</i> , Fig. 57.....	<b>63</b>
<b>Figura 59</b> – (a)Aspectos gerais da escara de desgaste do disco nº7 lubrificado com Diesel comum; e ampliação das <i>zonas de contato</i> (b) central <b>O</b> , (c) frontal <b>2_3_4</b> , e (d) lateral <b>5_6_7</b> .....	<b>64</b>
<b>Figura 60</b> – <i>Zonas de contato O</i> e <b>2_3_4</b> do disco nº7 lubrificado com Diesel comum: (a), (b) são ampliações dos pontos A e B indicados nas Fig.s 59(b) e 59(c), respectivamente .....	<b>65</b>
<b>Figura 61</b> – (a) <i>Zona de contato 2_3_4</i> da escara de desgaste do disco nº7 com identificação dos pontos A, B e C e (b) seus respectivos espectros EDX.....	<b>65</b>

<b>Figura 62</b> – (a)Aspectos gerais da escara de desgaste do disco n°3 lubrificado com B5-S; ampliação da <i>zona de contato</i> (b) frontal 2_3_4, (c,d) central O e (e,f) 5_6_7 lateral.....	<b>66</b>
<b>Figura 63</b> – Escara de desgaste, disco n°3, na <i>zona de contato 8_9_10</i> : (a) ampliação destacando os pontos A e B e (b) a ampliação da fronteira desta zona indicada em (a).....	<b>67</b>
<b>Figura 64</b> – Espectros EDX: (a) e (b) indentificação dos respectivos pontos A e B.....	<b>67</b>
<b>Figura 65</b> –Escaras de desgaste lubrificadas com, à esquerda, B20-S (disco n°4) e com B100-S (disco n°7) à direita. As <i>zonas de contato</i> ampliadas são indicadas por (c,d) O, (e,f) 2_3_4 e (g,h) 5_6_7.....	<b>68</b>
<b>Figura 66</b> – (a)Aspectos gerais da escara de desgaste do disco n°1 lubrificado com B5-G; e ampliação das <i>zonas de contato</i> (b) central O, (c) frontal 2_3_4, e (d) lateral 5_6_7.....	<b>69</b>
<b>Figura 67</b> – Escaras de desgaste lubrificadas com, à esq., B20-G (disco n°2) e com B100-G (disco n°4) à direita. As <i>zonas de contato</i> ampliadas são indicadas por (c,d) O, (e,f) 2_3_4 e (g,h) 5_6_7.....	<b>70</b>
<b>Figura 68</b> – <i>Footprints</i> do contato esfera-disco plano sob carga de 2 N e amplitude 1 mm a 50 Hz .....	<b>81</b>
<b>Figura 69</b> – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B0-Diesel e (à dir.) Diesel Comum.....	<b>82</b>
<b>Figura 70</b> – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B5-S e (à dir.) B5-G.....	<b>83</b>
<b>Figura 71</b> – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B20-S e (à dir.) B20-G.....	<b>84</b>
<b>Figura 72</b> – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B100-S e (à dir.) B100-G.....	<b>85</b>
<b>Figura 73</b> – Microscópio de Força Atômica: (a) foto do MFA e (b) esquema de funcionamento no modo contato [Adaptado de SRIVASTAVA (2009)].....	<b>86</b>
<b>Figura 74</b> – Esquema de avaliação da escara de desgaste dos discos no modo contato. Localização do apalpador (a) centro da escara, (b) borda transversal e (c) borda lateral da escara .....	<b>86</b>
<b>Figura 75</b> – Superfície do disco n°2 esão a seco (UR 46,0±3,5 %): (a) condição recebida (região não desgastada), (b) borda frontal e (c) borda lateral da escara.....	<b>87</b>
<b>Figura 76</b> – Superfície lubrificada com B0-Diesel n°1: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>87</b>

<b>Figura 77</b> – Superfície lubrificada com Diesel comum n°1: (a) centro e bordas (b) frontal e (c) lateral .....	<b>88</b>
<b>Figura 78</b> – Superfície lubrificada com B5-S n°3: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral .....	<b>89</b>
<b>Figura 79</b> – Superfície lubrificada com B20-S n°4: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>89</b>
<b>Figura 80</b> – Superfície lubrificada com B100-S n°7: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>90</b>
<b>Figura 81</b> – Superfície lubrificada com B5-G n°1: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>91</b>
<b>Figura 82</b> – Superfície lubrificada com B20-G n°7: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>91</b>
<b>Figura 83</b> – Superfície lubrificada com B100-G n°6: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral.....	<b>92</b>
<b>Figura 84</b> – Perfis dos discos (1) e (2) ensaiados a seco .....	<b>93</b>
<b>Figura 85</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B0-Diesel.....	<b>96</b>
<b>Figura 86</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com Diesel Comum.....	<b>97</b>
<b>Figura 87</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B5-S.....	<b>98</b>
<b>Figura 88</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B20-S.....	<b>99</b>
<b>Figura 89</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B100-S.....	<b>100</b>
<b>Figura 90</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B5-G .....	<b>101</b>
<b>Figura 91</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B20-G .....	<b>102</b>
<b>Figura 92</b> – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B100-G .....	<b>103</b>
<b>Figura 93</b> – Esquema do sistema de injeção (adaptado de MARCIÁN <i>Et Al.</i> , 2006).....	<b>105</b>
<b>Figura 94</b> – Bico injetor do sistema <i>common-rail</i> .....	<b>105</b>
<b>Figura 95</b> – Matérias-primas utilizadas para produção de biodiesel no Brasil, (ANP, 2011).....	<b>109</b>
<b>Figura 96</b> – Reação de transesterificação do óleo vegetal.....	<b>110</b>
<b>Figura 97</b> – Evolução do biocombustível no Brasil, (ANP, 2010).....	<b>112</b>
<b>Figura 98</b> – Área de contato real de superfícies rugosas, (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).....	<b>116</b>
<b>Figura 99</b> – Tensões de contato entre asperezas, [adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (1996)] .....	<b>116</b>

<b>Figura 100</b> – O contato entre as superfícies ásperas, idealizado com níveis variados de detalhe, e um plano liso, (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996) .....	<b>117</b>
<b>Figura 101</b> – Auto-similaridade dos perfis, (Stachowiak e Batchelor, 1996) .....	<b>117</b>
<b>Figura 102</b> – Desvios de forma do perfil de uma superfície, (DIN 4760 <i>Apud</i> MEDEIROS, 2002) .....	<b>118</b>



## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Massa específica de óleos puros e seus ésteres metílicos (DEMIRBAS, 2005).....	5
<b>Tabela 2</b> – Massa específica de misturas de biodiesel, (RAMÍREZ-VERDUZCO <i>Et Al.</i> , 2011).....	6
<b>Tabela 3</b> – Viscosidade cinemática de misturas de biodiesel, (RAMÍREZ-VERDUZCO <i>Et Al.</i> , 2011) .....	7
<b>Tabela 4</b> – Propriedades físicas e químicas e lubricidade de óleos diesel e misturas com biocombustíveis obtida pela norma europeia CEC F-06-A-96, (LIN <i>Et Al.</i> , 2008).....	28
<b>Tabela 5</b> – Influência das relações molares metanol/etanol (M:E) sobre os teores de glicerol livre (FG), mono (MAG), di (DAG) e triacilglicerol (TAG), glicerol ligado (BG), glicerol total (TG), % produzido <sup>a</sup> , conversão <sup>b</sup> , e misturas de EMS/SEE, (JOSHI <i>Et Al.</i> , 2010) .....	30
<b>Tabela 6</b> – Influência da relação metanol/etanol (M:E) sobre o ponto de névoa (CP), temperatura de fluidez (CP), temperatura de entupimento do filtro a frio (CFPP), viscosidade cinemática ( $\nu$ , 40°C), número de Iodina (IV), acidez, <i>Lubricidade</i> (WSD) e índice de estabilidade oxidativa (OSI) das misturas de EMS e EES, (JOSHI <i>Et Al.</i> , 2010) .....	30
<b>Tabela 7</b> – Composição química do aço AISI 52100, (VERÁSTEGUI, 2007) .....	38
<b>Tabela 8</b> – Identificação dos combustíveis analisados .....	39
<b>Tabela 9</b> – Propriedades físico-químicas dos combustíveis estudados .....	39
<b>Tabela 10</b> – Condições de ensaio de lubricidade HFRR (ASTM D 6079-04) .....	42
<b>Tabela 11</b> – Descrição e distribuição dos termopares no sistema HFRR.....	43
<b>Tabela 12</b> – Máximos e mínimos de dados de Coeficiente de Atrito (CA), Percentual de Filme Lubrificante (FL), Aquecimento do Contato (AC) e Nível de Pressão Sonora (NPS) .....	58
<b>Tabela 13</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 73 (Ensaio a seco, n°2).....	81
<b>Tabela 14</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 75 (Ensaio a seco, n°2).....	87
<b>Tabela 15</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 76 (Lubrificado com B0-diesel, n°1).....	88

<b>Tabela 16</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 77 (Lubrificado com Diesel Comum, n°7) .....	<b>88</b>
<b>Tabela 17</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 78 (Lubrificado com B5-S, n°3).....	<b>89</b>
<b>Tabela 18</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 79 (Lubrificado com B20-S, n°4).....	<b>90</b>
<b>Tabela 19</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 80 (Lubrificado com B100-S, n°7).....	<b>90</b>
<b>Tabela 20</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 81 (Lubrificado com B5-G, n°1).....	<b>91</b>
<b>Tabela 21</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 82 (Lubrificado com B20-G, n°7).....	<b>92</b>
<b>Tabela 22</b> – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 83 (Lubrificado com B100-G, n°6).....	<b>92</b>
<b>Tabela 23</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados a seco .....	<b>93</b>
<b>Tabela 24</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B0-Diesel .....	<b>94</b>
<b>Tabela 25</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com Diesel Comum .....	<b>94</b>
<b>Tabela 26</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B5-S .....	<b>94</b>
<b>Tabela 27</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B20-S .....	<b>94</b>
<b>Tabela 28</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B100-S .....	<b>95</b>
<b>Tabela 29</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B5-G .....	<b>95</b>
<b>Tabela 30</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B20-G .....	<b>95</b>
<b>Tabela 31</b> – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B100-G .....	<b>95</b>
<b>Tabela 32</b> – Cronograma de distribuição do diesel no Brasil, (Oliveira Filho, 2011).....	<b>107</b>
<b>Tabela 33</b> – Fontes de biocombustível, (SINGH S.P. e SINGH, D., 2010) .....	<b>108</b>
<b>Tabela 34</b> – Características da especificação do biodiesel (Resolução N° 4 da ANP, 2010).....	<b>120</b>

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas;
- AISI – *American Iron and Steel Institute*;
- ANP – Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis;
- ANSI – *American National Standards Institute*;
- ASTM – *American Society for Testing and Materials*;
- CEC – *Commission of the European Communities*;
- CEN – Comitê Europeu de Normalização (*Comité Européen de Normalisation*);
- CNPE – Conselho Nacional de Política Energética;
- COBEM – Brazilian Congress of Mechanical Engineering;
- CONEM – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica;
- DIN – Instituto Alemão para Normalização (*Deutsches Institut für Normung*);
- EES – Éster Etilico de Soja (ou *SEE*);
- EMS – Éster Metílico de Soja (ou *SME*);
- EUA – Estados Unidos da América;
- GET – Grupo de Estudos da Tribologia e Integridade Estrutural;
- HFRR – *High Frequency Reciprocating Test Rig*;
- HRC – Dureza Rockwell C;
- HSD – *High Sulfur Diesel Fuel*;
- ISO – *International Organization for Standardization*;
- LEH – Regime de Lubrificação Elastohidrodinâmica;
- LH – Regime de Lubrificação Hidrodinâmica;
- LL – Regime de Lubrificação Limítrofe;
- LSD – *Low Sulfur Diesel Fuel*;
- MCI – Motor de Combustão Interna;
- MEV – Microscopia Eletrônica de Varredura;
- MFA - Microscopia de Força Atômica Eletrônica (*AFM – Atomic Force Microscope*);
- MIT – Ministério de Inovação Tecnológica;
- MO – Microscopia Óptica;
- NBR – Denominação de Norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas;
- NC – Número de Cetano;
- NPS – Nível de Pressão Sonora;

NTI – Núcleo Tecnológico Industrial;

NUPEG II – Núcleo de Pesquisa em Petróleo e Gás II;

PA – Pressão Ambiente;

PETROBRAS – Petróleo Brasileiro S.A.;

PI – Pressão de Injeção de Combustível;

PMS – Ponto Morto Superior;

PNPB – Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel;

PPM – Partes por Milhão (em peso);

PPMW – Partes por Milhão em Massa;

RT – Regulamento Técnico;

S1100 – Diesel com Teor de Enxofre de 1100 ppm;

S1800 – Diesel com Teor de Enxofre de 1800 ppm;

S50 – Diesel com Teor de Enxofre de 50 ppm;

S500 – Diesel com Teor de Enxofre de 500 ppm;

SEE – *Soybean Ethyl Ester*;

SEPA – *Scottish Environment Protection Agency*;

SME – *Soybean Methyl Ester*;

ULSD – *Ultra-Low Sulfur Diesel Fuel*;

UN-RNCE – Unidade de Negócios Rio Grande do Norte e Ceará;

UR – Umidade Relativa do ar;

WDS – Diâmetro da Escara de Desgaste (*Wear Scar Diameter*).

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. MOTIVAÇÃO .....	1
1.2. OBJETIVOS .....	2
1.2.1. Objetivo geral .....	2
1.2.2. Objetivos específicos .....	2
1.3. CONTRIBUIÇÃO CIENTÍFICA .....	3
<b>2. REVISÃO DE LITERATURA .....</b>	<b>4</b>
2.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	4
2.2. PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DO BIODIESEL .....	5
2.2.1. Massa Específica .....	5
2.2.2. Volatilidade e Viscosidade .....	7
2.2.3. Número de Cetano .....	8
2.2.4. Molhabilidade: Tensão Superficial e Ângulo de Contato .....	9
2.3. A CIÊNCIA TRIBOLÓGICA: DEFINIÇÃO E IMPORTÂNCIA TECNOLÓGICA .....	12
2.3.1. Atrito por Deslizamento ( <i>Hutchings, 1992</i> ) .....	13
2.3.2. Contato entre Superfícies .....	15
2.3.3. A Teoria do Contato de Hertz.....	15
2.3.4. Mecanismos de Desgaste.....	17
2.3.5. Modelagem do Desgaste.....	20
2.3.6. Desgaste e Dureza .....	22
2.3.7. Lubrificação e Regimes de Lubrificação ( <i>Hutchings, 1992</i> ).....	23
2.4. A PROPRIEDADE <i>LUBRICIDADE</i> .....	26
2.5. INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA NO CONTATO LUBRIFICADO.....	31
2.6. INFLUÊNCIA DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA – NPS [DB] .....	35
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>38</b>
3.1. MATERIAIS .....	38
3.1.1. Par Tribológico Esfera-Disco .....	38
3.1.2. Combustíveis .....	39
3.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	40
3.2.1. Analisador de Lubricidade HFRR – <i>High Frequency Reciprocating Test Rig</i> .....	40
3.2.2. Rugosidade e Ondulação dos Contracorpos de Aço AISI 52100 .....	44
3.2.3. Ensaio de Microdureza Vickers de Aço AISI 52100 .....	45

3.2.4. Molhabilidade: Ângulo de Contato e Tensão Superficial .....	46
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>48</b>
4.1. MOLHABILIDADE E TENSÃO SUPERFICIAL DOS COMBUSTÍVEIS .....	48
4.2. LUBRICIDADE <i>HFRR</i> DOS COMBUSTÍVEIS.....	49
4.2.1. Taxa de Desgaste .....	49
4.2.2. Diâmetro Médio da Escara de Desgaste – <i>WSD</i> .....	50
4.2.3. Atrito, Filme Lubrificante, Temperatura e Nível de Pressão Sonora .....	51
4.3. ANÁLISE DO DESGASTE POR MEV E EDS.....	59
4.3.1. Disco Usado no Ensaio a Seco .....	60
4.3.2. Disco Usado no Ensaio Lubrificado com B0-Diesel.....	61
4.3.3. Disco do Ensaio Lubrificado com Diesel Comum .....	64
4.3.4. Disco do Ensaio Lubrificado com B5-S, B20-S e B100-S.....	66
4.3.5. Disco do Ensaio Lubrificado com B5-G, B20-G e B100-G.....	69
<b>5. CONCLUSÕES.....</b>	<b>71</b>
<b>SUGESTÕES .....</b>	<b>73</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>74</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>81</b>
<b>Número de Peclet e Pressão Máxima de Contato Obtidos por <i>Footprint</i>.....</b>	<b>81</b>
<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>82</b>
<b>Imagens das Escaras de Desgaste das Esferas Obtidas por MO.....</b>	<b>82</b>
ESCARAS DE DESGASTE: ENSAIOS COM B0-DIESEL E DIESEL COMUM (FIG. 69) .....	82
ESCARAS DE DESGASTE: ENSAIOS COM B5-S E B5-G (FIG. 70).....	83
ESCARAS DE DESGASTE: ENSAIOS COM B20-S E B20-G (FIG. 71).....	84
ESCARAS DE DESGASTE: ENSAIOS COM B100-S E B100-G (FIG. 72).....	85
<b>APÊNDICE C .....</b>	<b>86</b>
<b>Imagens das Escaras de Desgaste dos Discos Obtidas por MFA (<i>AFM</i>).....</b>	<b>86</b>
<b>APÊNDICE D .....</b>	<b>93</b>
<b>Resultados de Rugosidade e Ondulação .....</b>	<b>93</b>
<b>ANEXO 1 104</b>	
<b>Alimentação dos Motores do Ciclo Diesel .....</b>	<b>104</b>
A1.1. ALGUMAS CARACTERÍSTICAS DA COMBUSTÃO NO MOTOR DIESEL.....	104
A1.2. SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO E O BICO INJETOR DIESEL .....	104
A1.3. CARACTERÍSTICAS DO JATO <i>VERSUS</i> DESEMPENHO DO MOTOR DIESEL .....	106
A1.4. COMBUSTÍVEIS PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	106

A1.4.1. O Óleo Diesel .....	106
A1.4.2. Óleos Vegetais como Fonte de Biodiesel .....	107
A1.4.3. Processo de Transesterificação do Biodiesel .....	110
A1.4.4. Biodiesel e Misturas Diesel-Biodiesel.....	111
A1.5. MEIO AMBIENTE E O EFEITO ESTUFA.....	113
<b>ANEXO 2</b>	<b>115</b>
<b>Topografia Superficial, Rugosidade e Áreas de Contato Real e Aparente .....</b>	<b>115</b>
<b>ANEXO 3</b>	<b>120</b>
<b>Características da Especificação do Biodiesel.....</b>	<b>120</b>

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Motivação

A lubricidade minimiza as perdas por atrito. Segundo o dicionário Merriam-Webster, o termo é conhecido desde o Século XV. Neste Século XXI, em Engenharia de Sistemas de Mobilidade, busca-se maximizar a eficiência energética da conversão da energia química, disponibilizada por um combustível renovável, em energia mecânica. Busca-se fazer com que um sistema motor, utilizando um litro de combustível renovável, percorra a máxima distância ou obtenha o máximo rendimento na conversão de energia.

Assim, necessitam-se crescentemente de pesquisas por (1) Tribologia, (2) materiais e (3) soluções que minimizem a poluição ambiental e que suportem as condições críticas que ocorrem nas câmaras de combustão. Segundo o metrologista inglês Whitehouse (2001), isso é uma função da combinação entre os principais fenômenos físicos envolvidos, as folgas relativas associadas, as velocidades e o *status quo* da vida de sistemas – ou seja, uma função da resposta tribológica de tais sistemas.

Neste cenário se insere o desempenho de um bico injetor automotivo, hoje sujeito às mudanças de composição das misturas de combustíveis diesel, biodiesel e diesel-biodiesel. Os processos de interação fluido – estrutura e de atomização do combustível, normalmente à alta pressão na câmara de combustão (sistema de injeção direta) de um motor de combustão interna (MCI), torna os bicos injetores sujeitos a vários tipos de danos como corrosão, cavitação e erosão, promovendo condições para a sua falha (ASI, 2006). Oliveira Filho (2011) acrescentou a esses mecanismos o *desgaste adesivo*, o entupimento progressivo dos bicos.

Necessita-se, portanto, quantificar e classificar os valores do coeficiente de atrito e as taxas de desgaste dos materiais dos bicos em função da sua vida em serviço, das combinações de pressões-velocidades relativas fluido-bico, dos regimes de lubrificação atuantes e vinculados à carga, aos desvios de forma e textura da superfície, à natureza e à espessura do filme fluídico interposto neste componente automotivo.

O Brasil se encontra na vanguarda, no mundo, neste escopo. Com a criação do Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel – PNPB e a aprovação da Lei 11.097/05, que estabelecia o percentual obrigatório de 5 % de adição do biodiesel ao diesel desde janeiro de 2010, exigiu-se por parte do PNPB, a realização de ensaios em motores para validar o uso da mistura B5, assegurando ao consumidor final a manutenção da garantia de veículos.



Segundo o MIT (2009), os resultados dessas avaliações têm sido importantes para subsidiar decisões para o desenvolvimento do programa.

## 1.2. Objetivos

O ponto de vista tribológico implica na avaliação científica do atrito, desgaste, lubrificação e vida de sistemas físicos. Nesse âmbito, uma questão: *Como se modificam a natureza e o desgaste dos materiais constituintes dos bicos injetores ao se adicionar diferentes percentuais de biocombustível ao combustível convencional?*

A resposta a essa indagação envolve diversas etapas. Principia por demandar um estudo conclusivo concernente à investigação da propriedade *lubricidade dos combustíveis* biodiesel, associada a outras respostas de um sistema tribológico (desgaste, atrito, percentual de filme lubrificante, temperatura e nível de pressão sonora) medidas, por exemplo, durante a realização de ensaios de lubricidade em bancada como a HFRR (*High Frequency Reciprocating Test Rig*).

### 1.2.1. Objetivo geral

Avaliar a lubricidade de misturas de biodiesel à base de óleos vegetais de soja e de girassol.

### 1.2.2. Objetivos específicos

- realizar *ensaios tribológicos de lubricidade HFRR* utilizando-se diesel comum (5% de biodiesel, 1800 ppm de enxofre), diesel puro (1200 ppm de enxofre), biodieseis (ésteres etílicos de soja e girassol) e blendas de 5 % (B5), 20 % (B20) e 100 % (B100) destes biodieseis;
- Associar a *rugosidade superficial e microdureza* dos materiais ensaiados com os resultados de lubricidade e nível de pressão sonora;
- Analisar a morfologia do desgaste dos contracorpos (discos) após ensaios de lubricidade através de Microscopia Eletrônica de Varredura.

### 1.3. Contribuição Científica

Em Natal – RN, Brasil, a Base de Pesquisa **Grupo de Estudos de Tribologia e Integridade Estrutural, GET – UFRN**, tem investigado as áreas de Tribologia de Polímeros e Metais e se dedicado a avaliar o desgaste ao longo do ciclo de vida de motores – trabalho de Correia de Lima (2010) – e sistemas integrados por superfícies sólidas em contatos secos e/ou lubrificados, com movimento relativo entre as mesmas – FARIAS *Et Al.* (2010a). Dentre estes, investiga-se o comportamento dos materiais de bicos submetidos a aplicações que utilizam biocombustíveis como fonte de energia – FARIAS *Et Al.* (2010b) e OLIVEIRA FILHO (2011).

Os trabalhos de Farias e colaboradores (2010a, 2010b) foram desenvolvidos e publicados nos anais do CONEM 2010 e tiveram grande importância para a consolidação das etapas parciais de desenvolvimento desta dissertação, através das discussões, reflexões e sugestões geradas, como aquelas durante o CONEM 2010, em Campina Grande, com contribuições dos doutores Francisco Evangelista, da Petrobras UN-RNCE, e Marcelo Bezerra Grilo, da UFCG. O estudo também rendeu publicações na Revista Holos (ISSN 1807 1600) e no 21° COBEM 2011, realizado em Natal/RN.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1. Considerações Iniciais

Rudolf Diesel, ao desenvolver o motor diesel há mais de uma centena de anos, empregou o óleo de amendoim como combustível. Ele sugeriu que os óleos vegetais poderiam ser a redenção do setor produtivo agrícola, ao se constituir no combustível para os milhões de motores diesel que seriam massificados, a partir de então. O petróleo, devido à sua ocorrência fóssil, abundância, baixo custo e independência de fornecimento em relação ao clima, substituiu, no Século XX, os óleos vegetais como combustíveis. No entanto, os combustíveis fósseis são exauríveis e os óleos renováveis uma realidade ecológica (AGARWAL *Et Al.*, 2008).

Um dos maiores desafios da indústria automobilística, neste novo século, é a obtenção de novas tecnologias de propulsores veiculares e o desenvolvimento de novos combustíveis que possam substituir os derivados de petróleo. As principais forças direcionadas para essas mudanças estão vinculadas ao desenvolvimento sustentável, mediante a racionalização dos recursos naturais disponíveis, para favorecer a sustentabilidade em todas as suas dimensões, seja ambiental, social ou econômica (MARQUES e JOSEPH, 2006).

Peralta (2000), em sua pesquisa de mestrado, avaliou o desempenho do motor diesel utilizando uma mistura ternária de diesel-álcool-óleo de rícino, caracterizando-se a sua viscosidade, poder calorífico, massa específica e tensão superficial. Tais propriedades foram comparadas com as obtidas para o óleo diesel convencional cujos resultados dos ensaios foram similares àquelas utilizando a mistura ternária, tornando-a uma fonte alternativa de combustível sem a necessidade de modificações do motor original.

Apesar dos veículos movidos a óleo diesel e a gasolina serem campeões em emissão de gases, bem como responsáveis pela exaustão acelerada das reservas de petróleo, o consumidor mundial habituou-se à praticidade do seu uso e, por esta razão, cientistas ao redor do planeta têm explorado várias alternativas de energia que tenham potencial para substituir as utilizadas nos dias atuais. As energias associadas aos biocombustíveis incluem *biomassa*, *biogás*, *álcoois primários*, *óleos vegetais e biodiesel*, dentre outras (KNOTHE *Et Al.*, 2006).

O etanol e o biodiesel são as principais apostas brasileiras de combustíveis candidatos substitutos do petróleo em MCIs. Investe-se em recursos humanos, tecnologia e esforço

nacional para dotar o país, pela primeira vez em sua história, da liderança tecnológica em um setor estratégico da economia mundial (KNOTHE *Et Al.*, 2006).

A principal importância do uso de biodiesel está relacionada à necessidade de redução da maior parte dos gases presentes nas emissões por motores, os quais também são responsáveis pelo aquecimento global. A adequação do biodiesel como combustível renovável é demonstrada através de propriedades importantes como calor de combustão; ponto de fluidez; viscosidade (cinemática); estabilidade à oxidação; e lubrificidade (KNOTHE *Et Al.*, 2006).

## 2.2. Propriedades Físico-Químicas do Biodiesel

### 2.2.1. Massa Específica

A massa específica, determinada pela medida da razão entre a massa e o volume de uma substância à temperatura e pressão especificadas, é uma importante propriedade a ser considerada para o biodiesel. Ela exerce grande influência no processo de injeção do combustível na câmara de combustão, na sua atomização e auto-ignição (DEMIRBAS, 2005). Segundo Menezes *et al.* (2006), o aumento da massa específica e viscosidade promove formação de fumaça quando um motor diesel opera com potência máxima, o que pode resultar em um aumento na razão de equivalência na câmara de combustão.

Demirbas (2005) comparou as massas específicas de alguns óleos vegetais e seus ésteres, sendo a massa específica do petrodiesel igual a  $878,8 \text{ kg/m}^3$ . Os resultados mostraram valores mais elevados para os óleos puros, conforme Tab. 1, os quais demonstram que o uso de ésteres metílicos como combustíveis para motores diesel é mais adequado do que a utilização do óleo vegetal puro.

**Tabela 1** – Massa específica de óleos puros e seus ésteres metílicos (DEMIRBAS, 2005)

Massa Específica ( $\text{Kg/m}^3$ )					
Óleos Vegetais			Ésteres Metílicos		
Algodão	Soja	Girassol	Algodão	Soja	Girassol
914,8	913,8	916,1	880,0	885,0	880,0

Segundo Demirbas (2008), o equipamento de injeção de combustível opera em um sistema cuja variável é a medição de volume. Uma elevada massa específica para o biodiesel, nesse caso, resulta em uma maior injeção de massa do combustível, devido à entrega de uma

massa ligeiramente maior de combustível no equipamento de medição de volume. Neste caso, a massa específica para o biodiesel varia entre  $0,848 \text{ g/cm}^3$  e  $0,885 \text{ g/cm}^3$  a  $38 \text{ }^\circ\text{C}$ , e este aumento na massa específica promove aumento na viscosidade de 2,8 a 5,1 cSt.

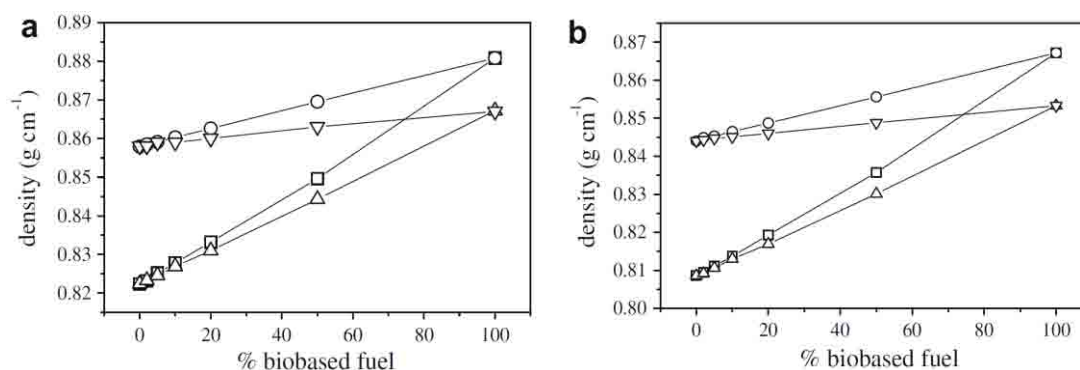
Ramírez-Verduzco *et al.* (2011) geraram dados experimentais para massa específica e viscosidade de misturas de biodiesel a partir de ésteres metílicos de óleos vegetais de amendoim e girassol e suas misturas com ULSD (5 ppmw) do mexicano em função da temperatura utilizando equações empíricas. Os resultados experimentais da massa específica de misturas apresentaram valores entre  $0,7779 \text{ g/cm}^3$  (ULSD, B0, a  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e  $0,8869 \text{ g/cm}^3$  (B100 a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Para uma dada temperatura fixa, a massa específica aumenta a cada 10 % do teor de biodiesel em torno de 1,0062 vezes; e diminui quando a temperatura aumenta.

**Tabela 2** – Massa específica de misturas de biodiesel, (RAMÍREZ-VERDUZCO *Et Al.*, 2011)

Density ( $\text{g/cm}^3$ ) of biodiesel blends.

Vol.% biodiesel	T (K)								
	293.15	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
0	0.8344	0.8273	0.8203	0.8132	0.8062	0.7992	0.7921	0.7850	0.7779
1	0.8349	0.8278	0.8209	0.8139	0.8068	0.7998	0.7927	0.7856	0.7785
5	0.8371	0.8301	0.8232	0.8163	0.8093	0.8020	0.7947	0.7876	0.7805
10	0.8397	0.8326	0.8256	0.8186	0.8115	0.8044	0.7973	0.7902	0.7831
15	0.8422	0.8351	0.8281	0.8210	0.8138	0.8067	0.7996	0.7925	0.7854
20	0.8446	0.8376	0.8305	0.8235	0.8165	0.8094	0.8023	0.7951	0.7880
60	0.8658	0.8587	0.8515	0.8444	0.8372	0.8301	0.8229	0.8157	0.8084
100	0.8869	0.8796	0.8724	0.8652	0.8579	0.8507	0.8435	0.8363	0.8288

Suarez *et al.* (2009) investigaram a influência na massa específica da temperatura e misturas LSD (15 ppm) ou HSD (50 ppm) com biocombustíveis de óleo de soja obtidos por rotas de processamento por pirólise ( $\Delta$ , misturas com LSD;  $\nabla$ , misturas com HSD) e metanólise ( $\square$ , misturas com LSD;  $\circ$ , misturas com HSD). Conforme Fig. 1, observa-se que há diferenças para os métodos de obtenção do biodiesel e que esses valores divergem para misturas de biodiesel acima de 20 %, às temperaturas de 20 e  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ; sendo os valores mais elevados os obtidos para misturas crescentes contendo HSD e B100 por metanólise. Nota-se também que o B100 da pirólise apresenta massa específica próxima a do HSD.



**Figura 1** – Variação da massa específica, (a) a  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  e (b) a  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , de dezenas de composições de biodiesel de óleo de soja com LSD e HSD, (SUAREZ *Et Al.*, 2009)

## 2.2.2. Volatilidade e Viscosidade

A volatilidade relaciona-se à viscosidade e seu aumento implica em maiores taxas de evaporação de combustível e de mistura de combustível e ar, diminuindo-se, ao mesmo tempo, a viscosidade, então o processo de mistura prossegue com rapidez crescente. Assim, quanto mais baixa a viscosidade, mais rapidamente o jato é atomizado (TAYLOR, 1971).

A viscosidade é uma medida do atrito interno ou resistência de uma substância a fluir. Quando a temperatura da substância aumenta, diminui sua viscosidade e, portanto, é capaz de fluir mais facilmente. A viscosidade afeta o funcionamento dos equipamentos de injeção de combustível, especialmente em baixas temperaturas. Uma viscosidade elevada leva a pior atomização do jato de combustível e a uma operação menos precisa dos bicos injetores de combustível (DEMIRBAS, 2008).

Ejim *et al.* (2007) descobriram que a viscosidade de misturas de biodiesel teve a maior contribuição no processo de atomização, cerca de 90%, enquanto a contribuição da massa específica foi significativamente menor, causando uma mudança de apenas 2%.

Os ésteres metílicos de ácidos graxos de óleos e gorduras foram considerados adequados ao uso como combustível em motores a diesel, uma vez que a transesterificação fornece uma viscosidade ao biodiesel similar a do óleo diesel (SINGH S.P. E SINGH, D., 2010).

Joshi e Pegg (2007) estudaram o efeito da temperatura e concentração do biodiesel na viscosidade dinâmica, observando a redução da viscosidade desde a temperatura ambiente até os respectivos pontos de fulgor para o biodiesel (éster etílico de óleo de peixe) e misturas (B80, B60, B40 e B20) com o óleo diesel da *Wilson's Fuel NS*.

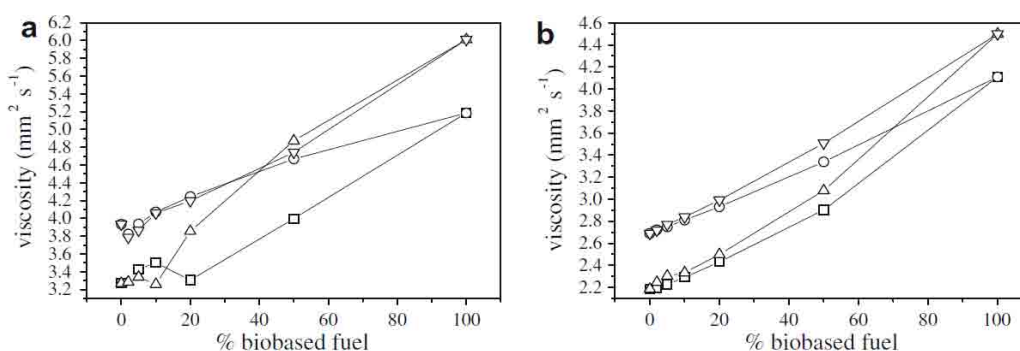
Segundo Ramírez-Verduzco *et al.* (2011), a viscosidade cinemática é dada pelo coeficiente da razão entre a viscosidade dinâmica de um fluido por sua massa específica. Seus valores, obtidos experimentalmente, ficaram no intervalo entre 1,14 mm<sup>2</sup>/s (diesel mexicano B0 a 100 °C) e 12,32 mm<sup>2</sup>/s (biodiesel B100 a 20 °C), conforme Tab. 3.

**Tabela 3** – Viscosidade cinemática de misturas de biodiesel, (RAMÍREZ-VERDUZCO *Et Al.*, 2011)

Kinematic viscosity (mm<sup>2</sup>/s) of biodiesel blends.

Vol.% biodiesel	T (K)								
	293.15	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
0	4.19	3.31	2.65	2.19	1.90	1.64	1.45	1.25	1.14
1	4.32	3.43	2.77	2.31	1.95	1.69	1.46	1.30	1.19
5	4.47	3.52	2.85	2.36	2.00	1.72	1.51	1.32	1.18
10	4.73	3.71	3.00	2.49	2.09	1.80	1.57	1.38	1.23
15	4.95	3.88	3.13	2.58	2.17	1.87	1.63	1.43	1.26
20	5.26	4.11	3.30	2.72	2.29	1.96	1.71	1.50	1.32
60	8.04	6.11	4.80	3.86	3.19	2.70	2.31	2.00	1.76
100	12.32	9.14	7.03	5.52	4.48	3.73	3.14	2.70	2.35

Suarez *et al.* (2009) também investigaram a influência na viscosidade cinemática da temperatura e misturas LSD (15 ppm) ou HSD (50 ppm) com biodiesel de óleo de soja por pirólise ( $\Delta$ , misturas com LSD;  $\nabla$ , misturas com HSD) e metanólise ( $\square$ , com LSD;  $\circ$ , com HSD). Na figura 2 nota-se que há diferenças significativas entre os valores da viscosidade cinemática, os quais diminuem com o aumento da temperatura de 20 °C para 40 °C e aumentam para o B100, de ambas as rotas de processamento, e, acima dos 40 % de biodiesel, para as misturas obtidas por pirólise, em ambas as temperaturas.



**Figura 2** – Variação da viscosidade cinemática, (a) a 20 °C e (b) a 40 °C, composições de biodiesel de óleo de soja por pirólise e metanólise com LSD e HSD, (SUAREZ *Et Al.*, 2009)

### 2.2.3. Número de Cetano

Em MCIs operando com combustível diesel, o número de cetano (NC) do combustível é uma das características mais importantes do processo de combustão. A qualidade da ignição é detectada por uma diminuição do tempo de atraso de ignição que está diretamente correlacionada a partida mais rápida a baixas temperaturas, redução das emissões de NO<sub>x</sub>, e operação mais leve do motor (Suppes *et al.*, 2001). Este parâmetro é uma função da composição e da estrutura dos hidrocarbonetos presentes no diesel. Sendo assim, o aumento dos teores de parafinas e olefinas favorecem o aumento do NC, enquanto que o aumento no teor de aromáticos promove sua redução [ZINENKO *Et Al.* (2002); TAYLOR (1971)]. A escala do NC é definida pela mistura de dois hidrocarbonetos puros de referência (n-hexadecano (C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>) e isocetano) [HEYWOOD (1988) *Apud* PARK *Et Al.* (2010)].

O biodiesel, combustível renovável e oxigenado, tem um alto índice do NC, entre 48 e 55 (PARK *Et Al.*, 2009). É interessante notar que os ésteres de óleos vegetais têm quase 20 % mais oxigênio, o que melhora o processo de combustão da mistura e reduz a emissão de negro de fumo e partículas sólidas para a atmosfera (SULEK *Et Al.*, 2010).

#### 2.2.4. Molhabilidade: Tensão Superficial e Ângulo de Contato

A molhabilidade é governada tanto pela energia livre de superfície como pela estrutura geométrica superficial. Portanto, a molhabilidade da superfície pode ser modulada pelas mudanças de um ou dois destes fatores (TANG *Et Al.*, 2010).

Bhattacharya e colaboradores (2008) descrevem a molhabilidade de um líquido como uma função das energias de superfície nas interfaces: sólido-gás, líquido-gás e sólido-líquido. A energia de superfície, através de uma interface, ou a tensão superficial na interface é uma medida da energia necessária para formar uma unidade de área de uma nova superfície na interface. As ligações intermoleculares ou forças coesivas entre as moléculas de um líquido promovem a tensão superficial.

Quando o líquido encontra-se noutra substância, geralmente há uma atração entre os dois materiais. As forças de adesão entre o líquido e a segunda substância irão competir contra as forças de coesão do líquido. Líquidos com fracas ligações coesivas e uma forte atração para outro material tenderão a se espalhar sobre o material. Enquanto líquidos com fortes ligações coesivas e forças fracas de adesão tenderão a formar uma gota quando em contato com outro material (BHATTACHARYA *Et Al.*, 2008).

Uma gota de líquido em repouso sobre uma superfície plana e sólida, conforme esquema na Fig. 3, caracteriza um parâmetro geométrico pelo ângulo formado entre as duas interfaces e o contato das fases sólido, líquido e gás, isto é o ângulo de contato que determina se o líquido molha ou não uma superfície. As superfícies hidrofílicas obtêm ângulos de contato de  $0^\circ$  até  $30^\circ$ ; e quando hidrofóbicas, podem ser maior que  $90^\circ$  ( $150^\circ$  até  $180^\circ$ , altamente hidrofóbicas) (NASCIMENTO NETO *Et Al.*, 2006).



**Figura 3** – Representação esquemática do ângulo de contato formado

De acordo com Nascimento Neto *et al.* (2006) e análise da Fig. 3, se a gota repousa sobre uma superfície homogênea perfeitamente nivelada, forma-se um ângulo  $\theta$  de contato de equilíbrio entre o líquido e a superfície sólida em qualquer ponto da linha de três fases. A energia de superfície pode estar relacionada ao ângulo de contato pela Eq. 1 de Young:



$$\sigma_{sg} = \sigma_{sl} + \sigma_{lg} \cdot \cos \theta \quad (1)$$

onde  $\sigma_{sg}$  = energia superficial entre sólido e gás;  
 $\sigma_{sl}$  = energia superficial entre sólido e líquido;  
 $\sigma_{lg}$  = energia superficial entre líquido e gás; e  
 $\theta$  = ângulo de contato entre o sólido e o líquido.

O ângulo de molhabilidade do líquido sobre o sólido se ajusta por si mesmo, de modo que a soma das forças é igual a zero. Esta interrelação para o estado de equilíbrio é descrita a partir da Eq. 1 de Young, e é determinada pela Eq. 2:

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{sg} - \sigma_{sl}}{\sigma_{lg}} \quad (2)$$

Segundo Teixeira Neto *et al.* (2009), a contagem do número de gotas é uma técnica de equilíbrio que pressupõe uma velocidade infinitamente lenta de formação e desprendimento das gotas. Neste método, a força exercida pelo peso de uma gota (mg), na ponta de uma bureta, é máxima no momento exatamente anterior ao seu desprendimento da ponta. Neste momento, o peso da gota é equilibrado pela tensão superficial do líquido ( $\gamma$ ) multiplicada pelo perímetro ( $2 \cdot \pi \cdot r$ ) da extremidade da bureta.

A tensões superficial e interfacial estão relacionados com a energia livre da superfície; a diferença entre elas é que a primeira refere-se à energia livre em uma interface gás-líquido, enquanto que a última ocorre na interface entre dois líquidos imiscíveis (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

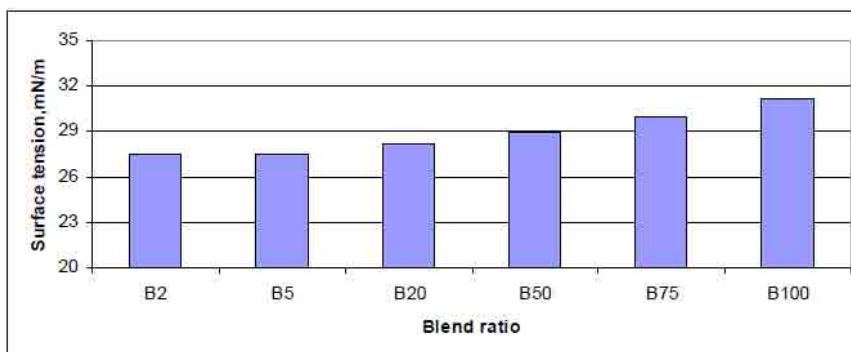
Assim, a tensão superficial de um líquido pode ser calculada pela medida da massa (m) de uma gota deste líquido, de acordo com a Eq. 3 e também pode relacionar-se à massa da gota (m) com o seu volume (V) e à massa específica do líquido ( $\rho$ ), indicado na Eq. 4:

$$\gamma = \frac{m \cdot g}{2\pi r} \quad (3)$$

$$\gamma = \frac{m \cdot g}{2\pi r} = \frac{V \cdot \rho \cdot g}{2\pi r} \quad (4)$$

Os experimentos têm confirmado que a tensão superficial de soluções de ésteres de óleo combustível aumenta com um aumento em sua concentração e de soluções 100% atinge valores que são 1,5 vezes mais baixos que os do óleo combustível (SULEK *Et Al.*, 2006). Yang *et al.* (2008), em estudo de observação dos efeitos da água e biodiesel no filtro de combustível, obtiveram valores da tensão superficial entre 25 e 31 mN/m para o éster metílico

de óleo de soja e suas misturas (B2, B5, B20, B50, B75) com o ULSD, indicado na Fig. 4. Estas misturas foram obtidas de diferentes locais (Texas, Florida, Maryland e Minnesota - EUA), enquanto que o ULSD, adquirido no Texas, ofereceu tensão superficial de 28,0 mN/m.



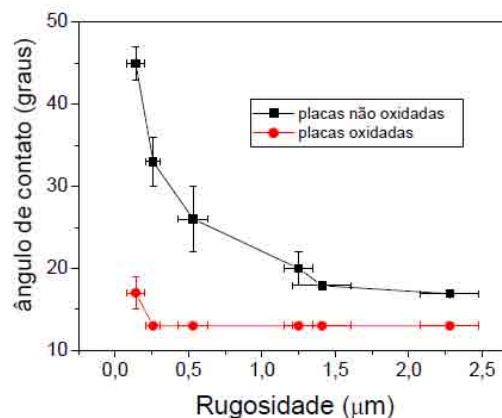
**Figura 4** – Tensão superficial pela razão de mistura de biodiesel, (YANG *Et Al.*, 2008)

O combustível diesel geralmente tem boa molhabilidade em superfícies sólidas e no caso do biodiesel, a baixa tensão superficial permitirá que o combustível molhe, espalhe e penetre nas superfícies sólidas, e assim danos químicos podem ocorrer mais facilmente nos materiais utilizados na linha de distribuição de combustível; entretanto isto também dependerá da compatibilidade dos materiais em contato com o biodiesel (YANG *Et Al.*, 2008).

Termodinamicamente, quanto maior a energia de superfície, mais reativa a superfície será. Experimentalmente, medidas de ângulo de contato com uma série de líquidos conhecidos têm sido usados para estimativa de energia de superfície de uma superfície sólida polida (BHUSHAN, 2001).

Segundo estudos de molhabilidade realizados em aço inoxidável por Ribeiro da Silva (2003), o efeito da rugosidade superficial na molhabilidade da superfície é observado através de comparação de ângulo de contato entre uma placa de aço inoxidável com superfície “*in natura*” ( $Ra\ 0,24 \pm 0,01\ \mu m$ ) e outras placas de mesmo material com diferentes valores de rugosidade. Outras características da rugosidade são abordados no Anexo 2.

Na Figura 5 observa-se que, para a superfície mais lisa do que a placa “*in natura*”, ocorre um aumento no ângulo de contato em ambas as superfícies estudadas. No caso das superfícies mais rugosas do que a placa “*in natura*”, há uma diminuição do ângulo de contato para as superfícies não oxidadas; entretanto, as superfícies oxidadas permanecem constantes no valor mínimo de ângulo de contato considerado por Ribeiro da Silva (2003). A análise da figura 5 demonstra que a redução do ângulo de contato ocorreu devido ao aumento de área superficial das placas mais rugosas. Estes resultados mostram a possibilidade de controle dos ângulos de contato, através da morfologia superfície, e da natureza química da superfície.



**Figura 5** – Variação do ângulo de contato em função da rugosidade do aço inoxidável, (RIBEIRO DA SILVA, 2003)

### 2.3. A Ciência Tribológica: Definição e Importância Tecnológica

Tribologia é definida como a ciência e tecnologia de interações entre superfícies em movimento relativo, a qual integra os estudos de atrito, desgaste e lubrificação (Hutchings, 1992). Os mecanismos desenvolvidos pelo homem funcionam quase sempre como o resultado do movimento relativo entre as superfícies e os problemas provenientes destes sistemas são geralmente tribológicos. Sendo assim, a tribologia é um campo da ciência que aplica uma análise operacional para problemas de grande significância econômica tal como confiabilidade, manutenção e desgaste de equipamentos técnicos que abrangem desde aparelhos domésticos às naves espaciais (SANTANA, 2009).

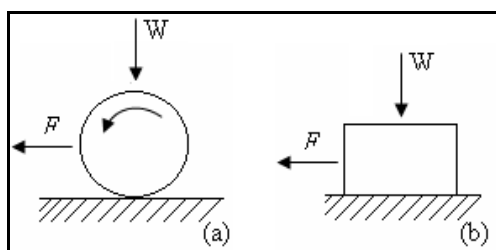
Atrito e desgaste são originados por interações microscópicas entre superfícies que deslizam e estão em contato mecânico. As respostas a essas interações são o resultado dos materiais, das características geométricas e topográficas das superfícies e das condições globais sob as quais as superfícies são submetidas durante o deslizamento, ou seja, carregamento, temperatura, atmosfera, tipo de contato, etc. Todos os aspectos mecânicos, físicos, químicos e geométricos das superfícies em contato e a atmosfera ao redor afetam as interações superficiais e, assim, as características tribológicas do sistema (BHUSHAN, 2001).

Segundo Lima da Silva (2010), as propriedades tribológicas não são parâmetros dos materiais e sim do tribosistema avaliado. Sendo assim, os ensaios tribológicos são parte integrante de ambos, o processo de desenvolvimento de tribomateriais (materiais aplicados a sistemas tribológicos) e a seleção de materiais para aplicações que envolvam atrito e desgaste.

### 2.3.1. Atrito por Deslizamento (Hutchings, 1992)

A força de atrito pode ser definida como sendo a resistência encontrada entre duas superfícies em contato quando submetidas a um movimento relativo. Tal movimento se divide em duas classes importantes de movimento relativo: **deslizamento e rolamento**; e não ocorrem de forma isolada, ou seja, em um rolamento aparentemente puro quase sempre envolve algum deslizamento.

Em ambas as idéias de rolamento e deslizamento, como ilustrado na Fig. 6, uma força tangencial  $F$  é necessária para mover o corpo superior sobre a contra-face estacionária. A taxa entre a força de atrito e a força normal é conhecida como o coeficiente de atrito, e é geralmente denotada pelo símbolo  $\mu$ .



**Figura 6** – Força de atrito  $F$ , necessária para causar movimento por (a) rolamento ou (b) deslizamento, (HUTCHINGS, 1992)

A razão entre a força de atrito e a força normal  $W$  é conhecida como coeficiente de atrito. Ela é obtida através da 1ª Lei do Atrito (Eq. 5), sendo o coeficiente de atrito independente da carga normal aplicada.

$$\mu = F / W \quad (5)$$

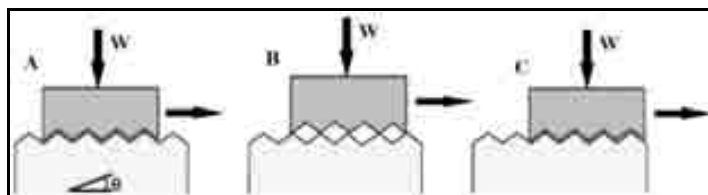
A magnitude da força de atrito é convencionalmente descrita pelo valor do coeficiente de atrito, o qual pode variar entre 0,001, em mancais de rolamento levemente carregados, a 10, para deslizamento puro entre metais deslizando contra eles mesmos no vácuo. E  $\mu$  entre 0,1 a 1 para materiais comuns deslizando no ar.

As 1ª e 2ª leis do atrito por deslizamento, ou leis de Amontons (1699), podem ser descritas como: (1) a força de atrito é proporcional à carga normal e; (2) a força de atrito é independente da área de contato aparente.

Em 1785 Coulomb propôs a 3ª lei, na qual a força de atrito independe da velocidade de deslizamento. Desta lei, define-se que a força de atrito necessária para iniciar um deslizamento é geralmente maior que a necessária para mantê-lo, e portanto, o coeficiente de atrito estático  $\mu_e$  é maior que o cinético  $\mu_c$ . Sendo assim,  $\mu_c$  é independente da velocidade de

deslizamento; no entanto para velocidades de deslizamento elevadas (de 10 ou 100 m/s para metais),  $\mu_c$  diminui com o aumento da velocidade.

Muitos investigadores anteriores, entre eles Amontons e Coulomb, previram que a maior contribuição da força de atrito surge da interação mecânica entre as deformações elásticas ou rígidas das asperezas. No modelo de Coulomb, Fig. 7, a ação das asperezas em forma de dentes de serra promove o afastamento das duas superfícies quando deslizam da posição A para B. Equacionando o trabalho realizado pela força de atrito em relação a à carga normal,  $\mu = \tan \theta$ . Considerando a próxima fase do movimento, de B para C, torna-se evidente, no entanto, que há uma falha fundamental, uma vez que a carga normal realiza trabalho no sistema e toda a energia potencial armazenada na primeira fase do movimento (de A para B) é recuperada; portanto não energia dissipada no ciclo completo.



**Figura 7** – Diagrama esquemático do modelo de Coulomb para o atrito por deslizamento. Superfície rugosa com geometria dente de serra, (HUTCHINGS, 1992)

Segundo Santana (2009), o atrito promove desgaste e dissipação de energia e, é considerado como fonte principal de desperdício de materiais e perda de desempenho mecânico. Logo, o controle do atrito pode resultar em economias consideráveis nos mais diversos setores industriais; sendo a lubrificação um agente do redutor do atrito e do desgaste.

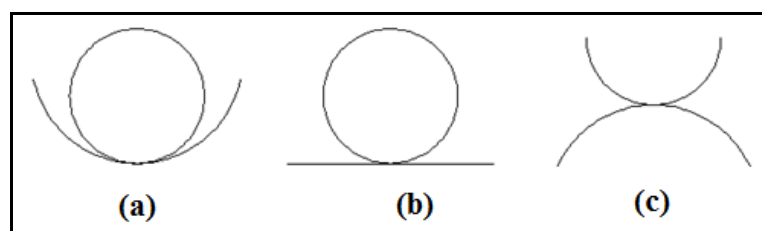
No modelo de atrito por deslizamento, criado por Bowden e Tabor, assume-se que a força de atrito é composta pelas *força de adesão* e *força de deformação*. Elas são necessárias para promover o sulcamento das asperezas de uma superfície dura sobre uma superfície macia. A força de adesão é mais forte para contatos entre superfícies limpas e livres de óxidos e/ou sob alto vácuo (pressões  $< 10^{-8}$  Pa) e em materiais dúcteis.

O coeficiente de atrito depende fortemente das condições de ensaios envolvidas: contato lubrificado, não lubrificado, presença de ar, temperatura, etc. Sendo assim, seus valores têm caráter mais relativos que absolutos. No deslizamento não lubrificado, o coeficiente de atrito dos materiais em contato estão entre 0,5 a 1,5. A presença de oxigênio favorece a formação de camada de óxido sobre a superfície metálica (1 a 10 nm), reduzindo  $\mu$ .

### 2.3.2. Contato entre Superfícies

Quando dois corpos com uma superfície plana, côncava ou convexa, entram em contato sob determinada carga, elas se deformam gerando uma pequena área de contato. A deformação pode ser plástica ou elástica dependendo do valor da carga aplicada, das dimensões e das propriedades elásticas do material. Em muitas aplicações da engenharia, as áreas de contato resultantes são muito pequenas e as pressões resultantes muito elevadas (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

Alguns instrumentos são utilizados para o estudo do atrito, desgaste e lubrificação, e esses ensaios estão relacionados principalmente ao tipo de contato existente no tribosistema, podendo ser do tipo limiar entre conforme e não-conforme, conforme e não-conforme, como é ilustrado na Fig. 8. Entende-se por contato conforme aquele no qual a área nominal entre as superfícies representa o tamanho do contato; ao passo que, em superfícies com geometria não-conforme, o contato ocorre através de um ponto ou uma linha (HUTCHINGS, 1992).



**Figura 8** – Contatos (a) conforme; (b),(c) não-conformes (b) esfera-plano (c) esfera-esfera

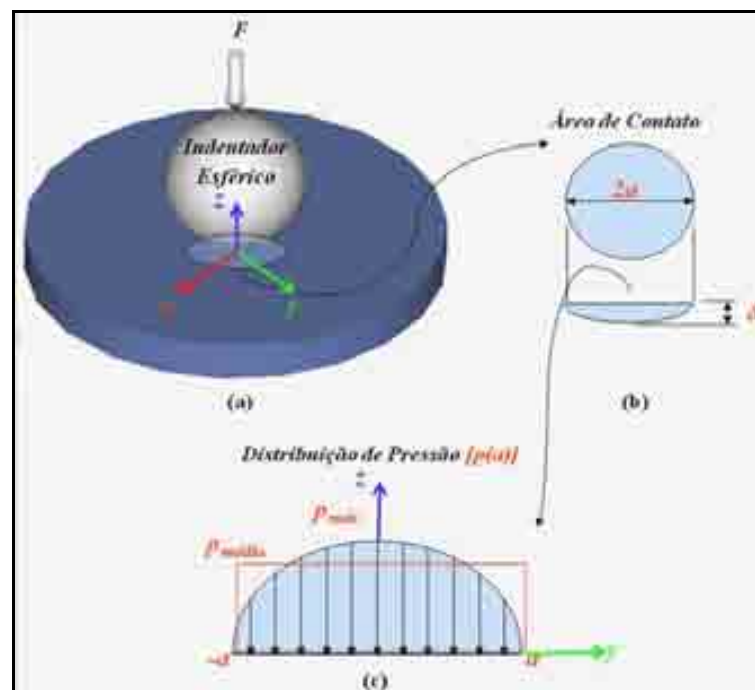
### 2.3.3. A Teoria do Contato de Hertz

Heinrich Hertz (1882) investigou tensões e deformações em lentes vítreas ópticas, definidas como superfícies estáticas convexas, ditas não-conformes, comprimidas entre si, na *ausência de atrito*. Ele evidenciou, em sua modelagem, que a pressão de contato  $p$  assume a forma de um *potencial de campo elástico* com fronteira bem definida. *Dentro desse campo*, as tensões associam-se às deformações elásticas. *Além da fronteira* do campo, as deformações elásticas em ambos os sólidos, decorrentes do contato, são zero (MEDEIROS, 2002).

Segundo Hertz, o estudo baseava-se nas seguintes suposições: (i) as superfícies são contínuas, polidas e não sofrem atrito; (ii) o tamanho da área de contato é pequeno comparado ao tamanho dos corpos; (iii) cada sólido tem um meio-espaço sólido na vizinhança da zona de contato [BHUSHAN (2001) *apud* LIMA DA SILVA (2010)]. Estas suposições baseiam-se em observações de que a área de contato tem forma elíptica para tais corpos tridimensionais.

Segundo Medeiros (2002), a contribuição efetiva de Hertz foi demonstrar matematicamente que, em contato de sólidos estáticos não-conformes comprimidos entre si e sem atrito, parâmetros *geométricos e elásticos do material* são necessários e suficientes para definir a *área de contato* e os *estados de tensão e deformação* atuantes.

As tensões podem ser determinadas das fórmulas analíticas, baseadas na teoria da elasticidade, desenvolvida por Hertz e são simplificadas quando a área de contato é circular (esferas ou esfera-plano em contato). Na figura 9 é esquematizado o contato esfera-plano e sua geometria de área de contato e a distribuição da pressão com base na teoria de Hertz.



**Figura 9** – (a) Contato esfera-plano sob carga compressiva  $F$ ; (b) geometria e dimensão da área de contato  $a$  e deflexão; (c) distribuição da pressão máxima ( $P_{máx}$ ) e média ( $P_{média}$ )

Com base na Fig. 9, a relação entre as pressões é dada por  $P_{máx} = 3/2 P_{média}$ . A distribuição da pressão no contato esfera-plano é a mesma para os dois planos paralelos à ação da carga ( $X$ - $Z$  e  $Y$ - $Z$ , que atuam nos eixos  $X$  e  $Y$ , respectivamente), sendo  $a$  raio da área de contato de geometria circular.

Medeiros (2002) *apud* Santana (2009), afirma que a pressão máxima de Hertz para o contato entre duas esferas pode ser calculada a partir da Eq. 5.

$$N = \frac{2}{3} \pi a^2 \cdot P_{máx} \quad (5)$$

em que:

$N$  é a carga normal aplicada;

$\pi.a^2$  é a área de contato.

Para o contato esfera-plano, cuja impressão tem forma elíptica, utiliza-se a Eq. 6 baseada na Eq. 5;  $x$  e  $y$  correspondem, respectivamente, ao comprimento e largura.

$$P_{máx} = \frac{3N}{2\pi xy} \quad (6)$$

Sob a ação de uma força normal constante, a penetração e a área de contato crescerão  $a$  (ou  $x$  e  $y$ ) com o tempo  $e$ , assim, a distribuição da pressão de contato diminuirá (JOHNSON, 1989).

#### 2.3.4. Mecanismos de Desgaste

Em muitas aplicações práticas, quando as superfícies em deslizamento são lubrificadas de alguma forma, o desgaste é chamado de *desgaste por deslizamento lubrificado*, enquanto o *desgaste por deslizamento a seco* ocorre quando as superfícies deslizam sem a presença de lubrificante. As investigações laboratoriais do desgaste são geralmente efetuadas para examinar os principais mecanismos pelos quais o desgaste ocorre ou para simular aplicações práticas e gerar dados para projetos relativos às taxas de desgaste e coeficientes de atrito. Em geral, a taxa de desgaste e o atrito são criticamente dependentes das condições do deslizamento; aparentemente, *pequenas alterações nas condições podem levar a mudanças radicais no mecanismo dominante e taxa de desgaste associada* (HUTCHINGS, 1992).

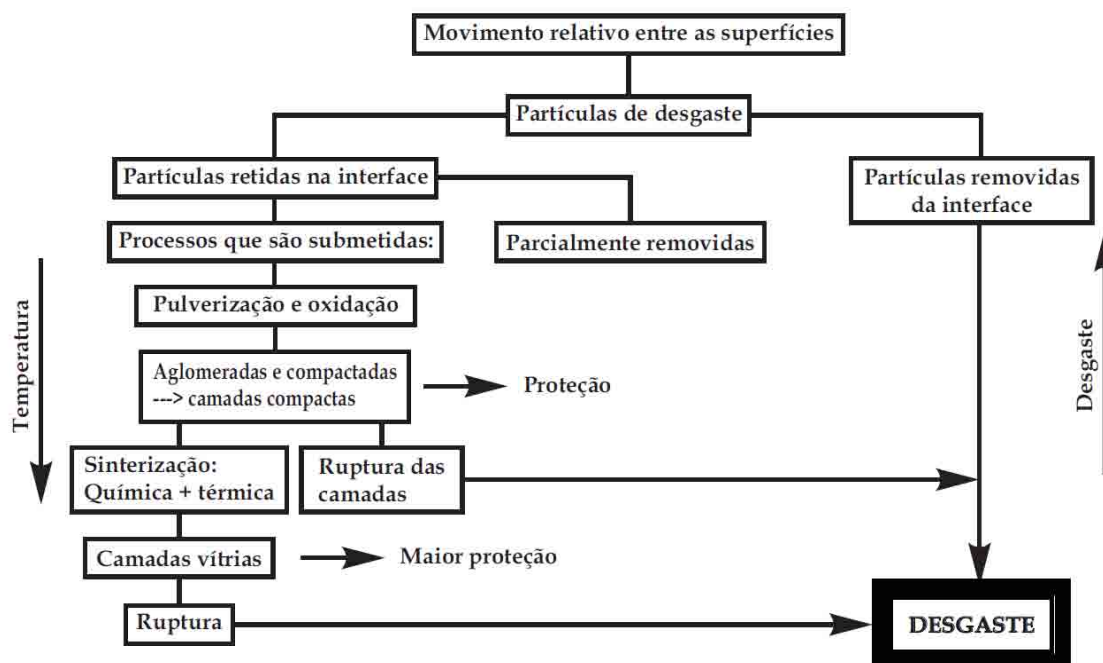
A DIN 50320 define desgaste como *a perda progressiva do massa da superfície de um corpo sólido devido à ação mecânica*, o contato e o movimento relativo contra um contracorpo sólido, líquido ou gasoso [ZUM-GAHR (1987) *Apud* SANTANA (2009)].

Em um par tribológico, um componente é tratado como corpo ou corpo-de-prova (pino, bloco, esfera), cuja taxa de desgaste é medida e o outro é chamado contracorpo (disco, plano, selo/anel). Os métodos de avaliação do desgaste são divididos em dois tipos: (1) aquele onde as superfícies em deslizamento são simetricamente dispostas, nas quais as taxas de desgaste deveriam ser as mesmas para materiais idênticos e (2) o arranjo mais comum, onde o sistema é inerentemente assimétrico, no qual dois corpos deslizam, mesmo que se constituam de mesmo material e podem experimentar diferentes taxas de desgaste (HUTCHINGS, 1992).

De acordo com Ramalho e Miranda (2006) *apud* Santana (2009), o desgaste pode ser classificado como *moderado* ou *severo*. O primeiro é caracterizado por uma superfície macia e resulta em *debris* (partículas de desgaste), de alguns nanômetros. No caso do desgaste



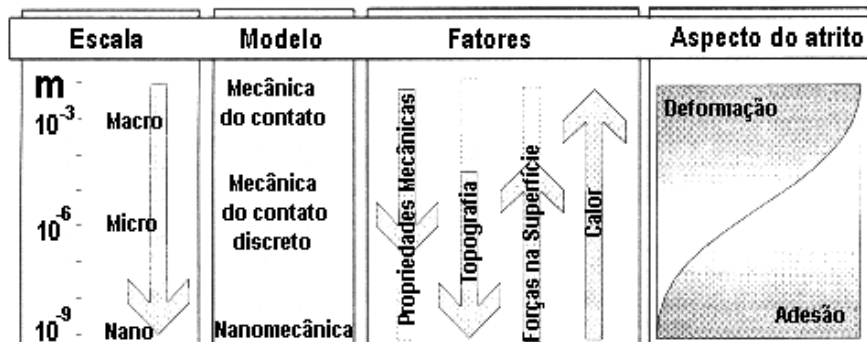
severo, as superfícies são seriamente deformadas e, para Hutchings (1992), os *debris* apresentam-se maiores que 20  $\mu\text{m}$ , da ordem de cem micrometros. Na figura 10 apresentam-se os diferentes processos que sofrem as partículas de desgaste durante o deslizamento em função da temperatura e seus efeitos na taxa de desgaste.



**Figura 10** – Diagrama mostrando o processo de desgaste por deslizamento em função da temperatura, [Adaptado de JIANG *Et Al* (1995) *Apud* MORE FARIÁS (2004)]

Lim (1998), *apud* Medeiros (2002), propõe a construção de mapas de desgaste que possam utilizar parâmetros *facilmente controláveis e mensuráveis, na prática*. Lim critica a forma de apresentar os dados de desgaste através da simples tabulação das taxas de desgaste e a elucidação dos mecanismos dominantes observados sob condições operacionais de interesse. Portanto, ainda que de natureza empírica, Lim considera os mapas capazes de oferecer melhor compreensão do comportamento do desgaste. Dentre tais parâmetros, incluem-se: Pressão de contato; Velocidade e; Variáveis relacionadas ao material, se necessárias.

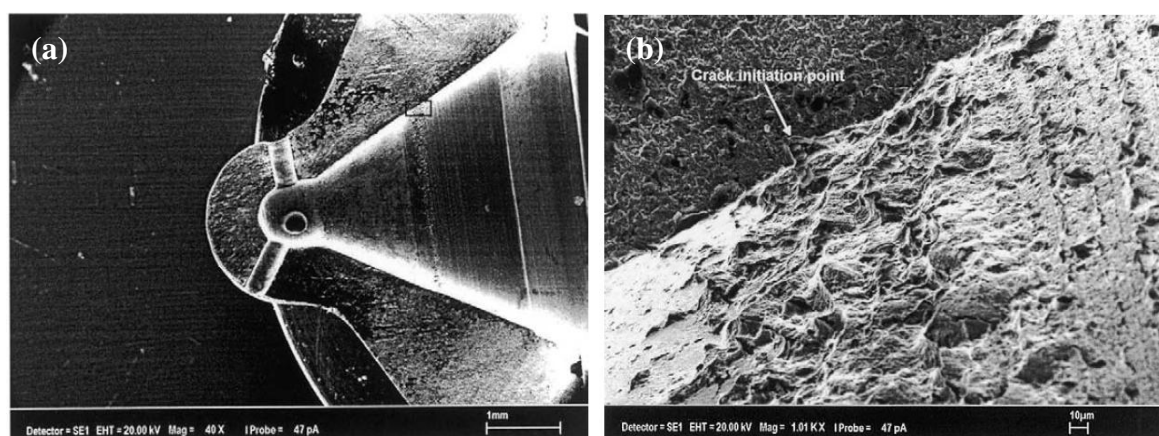
Myshkin, Petrokovets e Chizhink (1998) *apud* Medeiros (2002) apresentam, na Fig. 11, um esboço esquemático dos fatores que, em sua opinião, influenciam os mecanismos de deformação e adesão do atrito relativamente à escala considerada e revelam sua expectativa na aplicação de Microsonda de Varredura (SPM, *Scanning Probe Microscopy*) à avaliação de *propriedades mecânicas de camadas* das superfícies em contato, correlacionando-as com medidas de nanoindentação.



**Figura 11** – Associação de fatores que afetam os mecanismos de deformação e adesão do atrito, [Aadaptado de MYSHKIN *Et Al.* (1998) *apud* MEDEIROS (2002)]

O desgaste de materiais automotivos em contato com biodiesel teve maior atenção que a corrosão. Adesão, abrasão, corrosão, *scuffing* (ou escorreamento – desgaste generalizado) e degradação de aditivos antidesgaste são os principais mecanismos de desgaste que ocorrem no motor diesel. Enquanto a abrasão, adesão e *scuffing* envolvem a deformação mecânica de superfícies, o desgaste corrosivo ou tribo-corrosão e degradação de aditivos antidesgaste envolvem uma série de reações químicas resultando em desgaste (HASSEB *Et Al.*, 2011).

O bico injetor diesel é um dos principais componentes que sofre falhas com a utilização de combustível devido a elevadas pressões de injeção (> 20 MPa). A cavitação é muitas vezes considerada a principal razão da falha primária do bico injetor. Quando bolhas, em meio líquido, encontram uma zona de alta pressão, elas entram em colapso e provocam choques explosivos na superfície do material; após isto surgem deformações localizadas e *pits*, os quais promovem o enrugamento e a remoção de material da superfície e que podem ocasionar na falha prematura desse componente como evidenciado Asi (2006) na Fig. 12.



**Figura 12** – Imagens, obtidas por MEV, da falha do bico injetor diesel: (a) macrofratura típica após seu secçãoamento e (b) ampliação da área do dano por cavitação, (ASI, 2006)

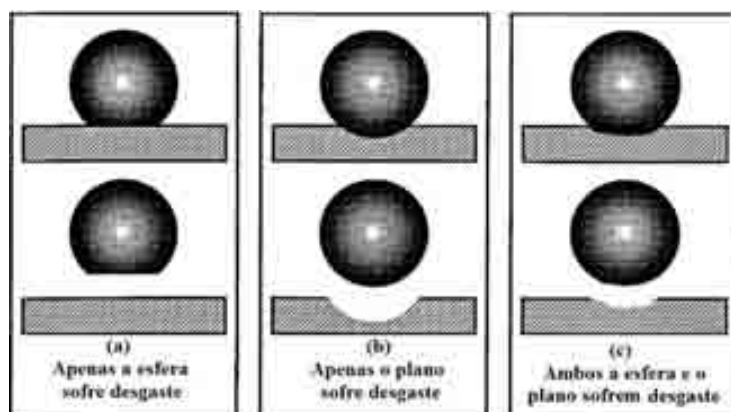
### 2.3.5. Modelagem do Desgaste

Archard (1953), quando estudou o contato entre superfícies metálicas para sistemas elétricos, propôs uma nova interpretação dos fenômenos tribológicos, ao considerar (1) variações na área de contato de duas superfícies conforme suas asperezas, (2) o contato ideal entre superfícies aparentemente lisas como sendo o contato de dois perfis de rugosidade, que por sua vez era muito menor que a área de contato aparente e (3) que um aumento da força relacionada a esse contato faria aumentar o tamanho dessa área real. A partir destas percepções, foi possível modelar uma equação para quantificar o desgaste.

A Equação de Archard, com pequenas modificações, ainda é amplamente utilizada como ponto de partida para o desenvolvimento de equações complexas. Quanto mais se conseguir lidar com esse modelo, introduzindo as complicações reais, mais útil ele se tornará (ASM HANDBOOK, 1992).

O desgaste pode ser medido de várias maneiras. No caso do método HFRR, o desgaste é quantificado pelo tamanho da escara de desgaste na esfera (ASTM D 6079-04). Segundo definição de Bhushan (2001), *a escara de desgaste é a porção de uma superfície sólida que apresenta sinais de que o material foi removido a partir dele, devido à influência de um ou mais processos de desgaste*.

De acordo com a norma ASTM G133 (2010), dependendo do desgaste da esfera e do plano (disco), várias hipóteses sobre a irregularidade geométrica das escaras de desgaste podem ser feitas. A Figura 13 ilustra várias situações possíveis de desgaste: Em (a), o material do plano é muito mais resistente ao desgaste que o material da esfera; em (b), o material da esfera é bem mais resistente ao desgaste que o material do plano e; em (c), um desgaste mensurável ocorre em ambos os materiais da esfera e do plano.



**Figura 13** – Diferentes situações possíveis para a resistência ao desgaste de corpos-de-prova esféricos e contracorpos planos, (ASTM G133, 2010)

O volume desgastado devido ao processo de desgaste, para um diâmetro efetivo  $D$  de uma escara de desgaste plana de uma esfera ( $V_p$ ) é calculado de acordo com a Eq. 7, como sugerido pela norma ASTM G99 (ASTM G133, 2010):

$$V_p = (\pi h / 6)[3D^2 / 4 + h^2] \quad (7)$$

onde:  $h$  é altura do material removido, mm.

Admitindo-se um volume de desgaste da esfera, a altura do material removido,  $h$ , pode ser calculada a partir de  $D$ , como estabelecido na Eq. 8:

$$h = R - [R^2 - (D^2 / 4)]^{1/2} \quad (8)$$

onde:  $R$  é raio da esfera original, mm.

O volume desgastado para o plano é calculado a partir da duração do curso e a média da área transversal da pista de desgaste (área do material removido da superfície plana original), medida em locais espaçados ao longo de seu comprimento. Na maioria dos casos a largura e a profundidade da escara de desgaste do plano são relativamente uniformes em toda a sua extensão. Perfis transversais poderão ser obtidos através de um rugosímetro e a área da seção transversal do sulco de desgaste é usada para calcular o volume de desgaste ( $V_f$ ) do plano, [ $\text{mm}^3$ ], que é calculado a partir da Eq. 9 a seguir (ASTM G133, 2010):

$$V_f = A \times L \quad (9)$$

onde:  $A$  é média da área da seção transversal,  $\text{mm}^2$ ; e  $L$  é o comprimento do golpe, mm.

Pela definição da norma G133 (2010), a taxa de desgaste é calculada pela remoção de material ou alteração dimensional devido ao desgaste por unidade de parâmetro de exposição, por exemplo: a quantidade removida (massa, volume, espessura) em unidade de distância de deslizamento ou unidade de tempo.

Considerando-se as equações 8 e 9, a taxa de desgaste ( $K$ ) é então obtida a partir da Equação de Archard, Eq. 10 (ASHBY, 2000):

$$K = \frac{V}{WX} \quad (10)$$

onde:

$K$  = taxa de desgaste,  $\text{mm}^3/\text{Nm}$ ;

$V$  = perda de volume devido ao desgaste para o material mais mole ( $V_p$  ou  $V_f$ ),  $\text{mm}^3$ ;

$W$  = carga aplicada, N;

$X$  = distância percorrida, m.

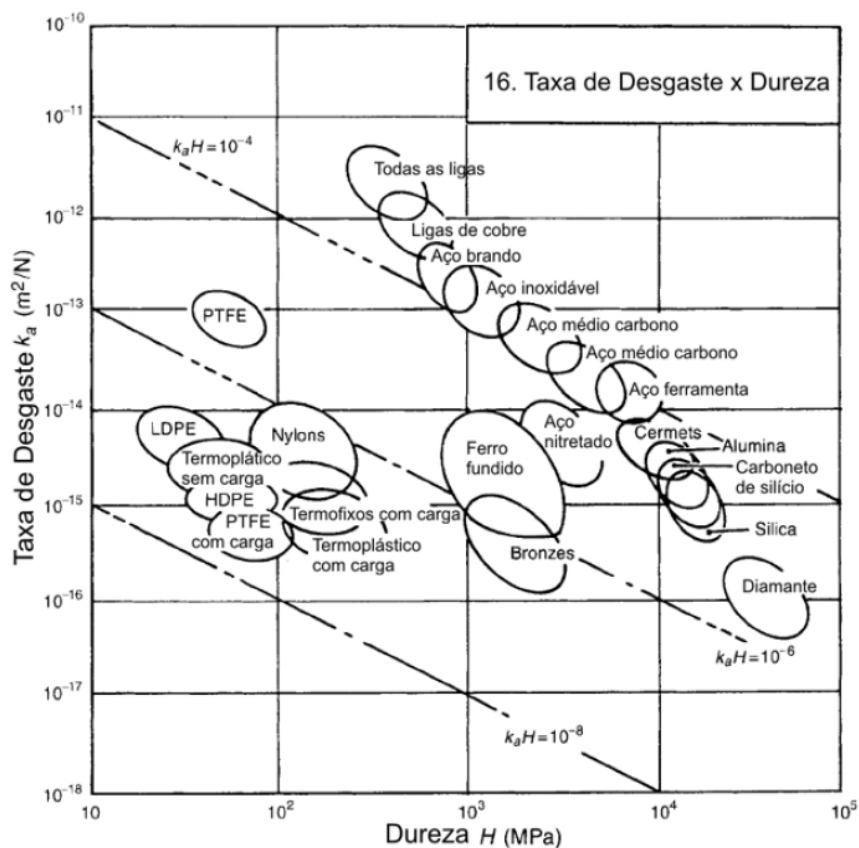
No entanto, segundo a norma ASTM G133 (2010), a taxa de desgaste pode mudar no decorrer de um ensaio ou durante o curso da vida de uma peça em uso. Suas taxas transientes

até atingir o regime, no *período do running-in*, podem exceder as taxas de desgaste do regime permanente, e as transições catastróficas na taxa de desgaste podem ocorrer ao final da vida em serviço de um componente. Uma indicação indireta de que a taxa de desgaste não é constante, é uma mudança significativa no nível nominal da força de atrito durante um ensaio.

### 2.3.6. Desgaste e Dureza

A dureza é a propriedade de materiais maciços que define sua resistência à deformação e é utilizada para avaliar propriedades mecânicas, tais como resistência, capacidade de usinagem, maleabilidade e resistência ao desgaste; sendo a dureza Vickers a mais adequada devido à sua aplicação em amostras de tamanhos e durezas variáveis (BOSCH, 2005).

Ashby (2000) descreveu a importância da correta seleção dos materiais nos projetos de Engenharia através da elaboração de dezessete cartas de seleção e classificação de materiais, cujo objetivo é auxiliar projetistas no entendimento das interações entre as diferentes classes de materiais. A Carta 16 (“*Chart 16, Wear Rate – Hardness*”, Fig. 14) de Ashby trata da Taxa de Desgaste dos materiais versus a sua Dureza nos casos em que duas superfícies, em contato e sob carga, movimentam-se entre si. Estas grandezas são ambas inversamente proporcionais.



**Figura 14** – Relação dureza e taxa de desgaste, [ASHBY (1999) *Apud* LIMA DA SILVA (2010)]

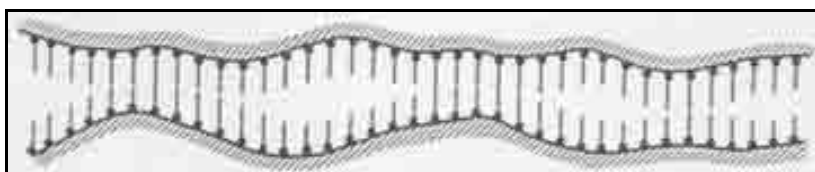
Segundo Dieter (1967) e Souza (1982) *apud* Pintaúde (2002), a dureza é expressa como a relação entre força de penetração e área de contato final formada pelo indentador com o material ensaiado ( $\text{N/mm}^2$ ). Seu valor depende do material ensaiado, da geometria do indentador e da força aplicada e classifica-se como dureza por: (a) riscamento (Mohs/Martens), (b) choque/u ressaltado (Shore) e (c) penetração

### 2.3.7. Lubrificação e Regimes de Lubrificação (*Hutchings, 1992*)

Para muitas aplicações os lubrificantes são utilizados para reduzir a força de atrito entre superfícies, além de reduzir a taxa do desgaste por deslizamento. Os lubrificantes têm a função de introduzir entre as superfícies de deslizamento uma camada de material com resistência ao cisalhamento menor que a das superfícies. Em alguns sistemas lubrificados, o lubrificante pode não prevenir completamente o contato entre as asperezas, entretanto, também pode reduzir a resistência da formação de junções. Em outros casos, o lubrificante separa as superfícies completamente e nenhuma junção é formada.

Segundo Hutchings (1992), a resposta do atrito e do desgaste num sistema depende do regime de lubrificação atuante, pois os mecanismos de interação das superfícies se alteram com os fenômenos do contato e com os três tipos de regimes de lubrificação, os quais sejam:

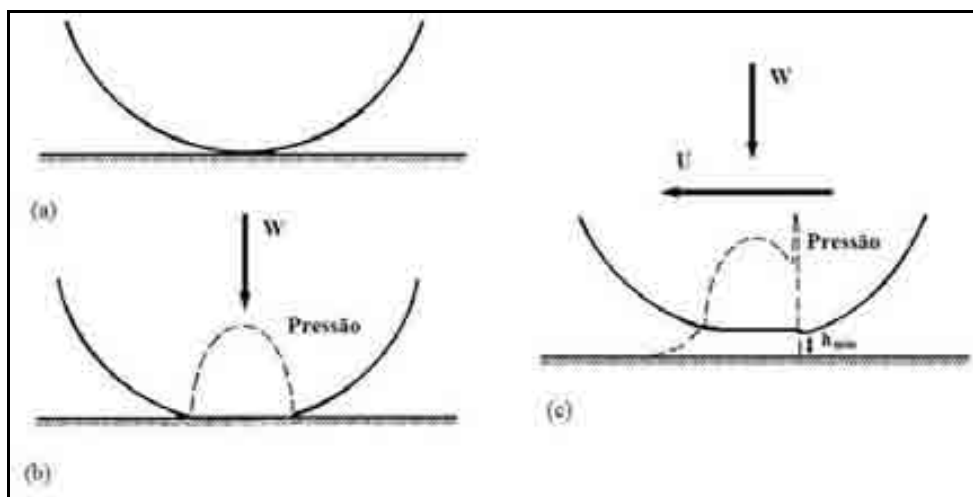
– **Lubrificação limítrofe (LL):** as superfícies são separadas pelo filme molecular adsorvido, Fig. 15; as forças repulsivas entre os filmes são responsáveis por suportar grande parte da carga e o contato próximo entre as asperezas desprotegidas. Apreciável contato de asperezas e formação de junções podem ocorrer, entretanto, a força de atrito é menor que para o deslizamento não lubrificado. Mesmo que algum desgaste ocorra, ele será substancialmente menos severo que se as superfícies estivessem desprotegidas. A ação da LL está associada nos termos qualitativos de oleosidade e lubricidade.



**Figura 15** – Redução do contato direto entre asperezas pelas camadas de moléculas lubrificantes, cujo final do grupo polar da cadeia liga-se às superfícies, (HUTCHINGS, 1992)

– **Lubrificação elastohidrodinâmica (EHL):** as pressões locais são elevadas (GPa) e o filme lubrificante é tão fino que a deformação elástica das superfícies não podem mais ser

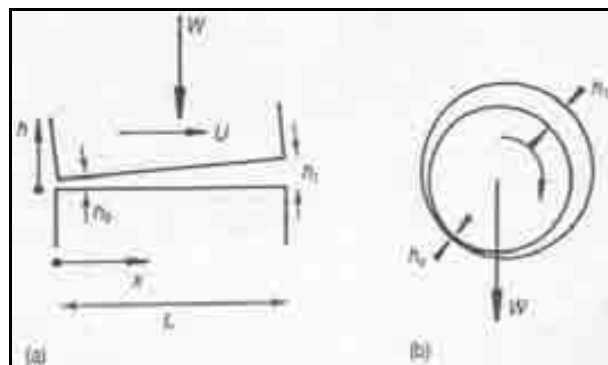
negligenciadas, Fig. 16; nestas condições, a dependência da viscosidade do lubrificante na pressão desempenha um papel importante, como ocorre na deformação elástica de superfícies de mancais. A investigação teórica de LEH envolve a resolução da equação de Reynolds, visando a variação de viscosidade lubrificante com a pressão, e permitindo distorção elástica das superfícies delimitadas, causada pela distribuição de pressão hidrodinâmica gerada.



**Figura 16** – Contato esfera-plano sob condições de LEH: (a) ponto de contato sem aplicação de carga; (b) área de contato devido à carga normal; (c) distorção elástica da esfera influenciadas pela carga e deslizamento aplicados, (HUTCHINGS, 1992)

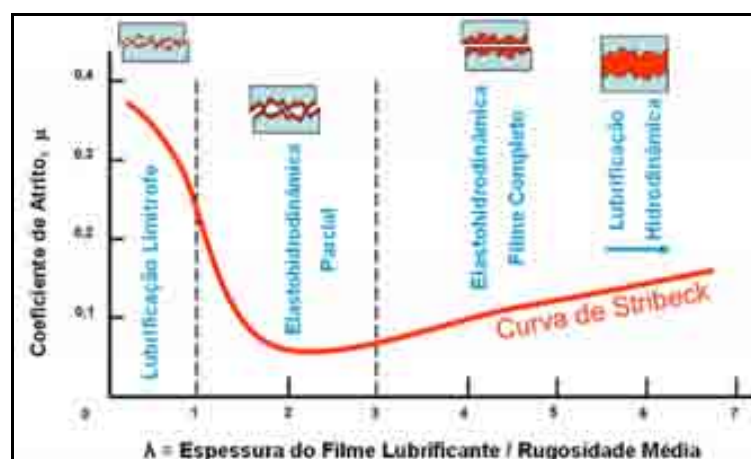
Segundo Hutchings (1992), quando uma esfera é pressionada contra um plano rígido, o contato inicial ocorre em um ponto (Fig. 16(a)); como a carga normal é aumentada (Fig. 16(b)), a região de contato expande-se e a área de contato pode ser calculada pela teoria de Hertz; e o filme previsto por esta teoria tem um perfil de espessura, Fig. 16(c), tem valor mínimo  $h_{min}$ . A LEH pode ser subdividida em *LEH macia* e *LEH rígida*. Na *LEH macia*, contato lubrificado de corpos elásticos macios, tal como borrachas, as pressões são bem menores e não tem efeito na viscosidade do lubrificante. A *LEH rígida* ocorre para contato entre superfícies de alto módulo de Young e baixa espessura micrométrica de filme.

– **Lubrificação hidrodinâmica (LH):** as superfícies são separadas pelo filme fluídico, o qual é geralmente espesso em relação à altura da aspereza de superfícies em rolamento e varia com a velocidade de deslizamento. A pressão hidrostática no filme causa apenas distorções elásticas pequenas na superfície que pode ser tratada como uma superfície rígida, Fig. 17. Para um filme hidrodinâmico formar-se entre as superfícies em deslizamento, a folga entre elas deve ser convergente.



**Figura 17** – Mancais sob condições de lubrificação hidrodinâmica, (HUTCHINGS, 1992)

A característica principal das superfícies é a facilidade de ocorrer uma reação química entre elas e o lubrificante. Essa interação geralmente produz uma camada superficial ou filme que reduz o atrito e o desgaste. Ademais, existe um fator conhecido como parâmetro  $\lambda$ , o qual relaciona a espessura do filme e a rugosidade aritmética média ( $R_a$ ) de uma superfície e se correlaciona com as respostas do atrito, exposta na *Curva de Stribeck*, Fig. 18.



**Figura 18** – Curva de Stribeck: Regimes de lubrificação no deslizamento lubrificado de metais em função de  $\lambda$ , (Adaptado de HUTCHINGS, 1992)

De acordo com esta curva, o valor de  $\lambda$  fornece uma medida de o quanto possível, e quão severo, as interações das asperezas estarão no deslizamento lubrificado. Para  $\lambda > 3$ : um filme completo separa as duas superfícies, o contato entre as asperezas é desprezível e ambos, o atrito e o desgaste, seriam baixos – regime LEH. Muitos contatos não-conformes operam com  $1 < \lambda < 3$ , no regime de lubrificação parcial ou mista, em que coexistem os regimes LL e LEH, e podem ocorrer contato entre asperezas. No regime EHL,  $1 < \lambda < 3$ , o coeficiente de atrito é tipicamente de 0,02 a 0,1 e a taxa de desgaste é da ordem de  $10^{-9}$  mm<sup>3</sup>/Nm.



## 2.4. A Propriedade *Lubricidade*

Quando duas superfícies em contato deslizam uma sobre a outra, sob carga, a interação entre suas asperezas é responsável por gerar as forças de contato que se opõem ao movimento (conhecidas como forças de atrito), que têm parte de suas energias dissipadas na forma de calor, ruído e desgaste dos materiais envolvidos no contato. Se entre as superfícies houver um material servindo de interface entre o contato das superfícies e agindo de modo a diminuir estas forças de atrito, diz-se que o deslizamento é lubrificado (HUTCHINGS, 1992).

Em alguns sistemas lubrificados, o lubrificante pode não evitar completamente o contato entre as asperezas, mas pode reduzir a resistência das junções formadas. O filme lubrificante interfacial caracteriza-se pela tensão de cisalhamento menor que a tensão de cisalhamento dos materiais. As relações entre estas duas tensões, do filme interfacial e das superfícies, a espessura do filme e as asperezas são discutidas por Hutchings (1992), que as associa à deformação plástica das asperezas e ao coeficiente de atrito entre as superfícies.

Do dicionário Merriam-Webster, *lubricidade* é a capacidade de reduzir atrito e *combustível* é um material usado para produzir calor ou energia mecânica através de um processo de queima. De acordo com a ASTM D 6079-04, *lubricidade* é um termo qualitativo que descreve a habilidade de um fluido afetar *o atrito entre* superfícies sob carga e com movimento relativo, bem como *o desgaste nessas* superfícies. Ela é avaliada pelo *diâmetro da escara do desgaste (WSD)*, em  $\mu\text{m}$ , medido nos eixos x e y, produzida em uma esfera com deslizamento alternado contra um plano estacionário (disco) imersos num fluido. Inferindo-se da definição ASTM, quanto maior a *lubricidade*, menor a escara do desgaste, assegurando eficácia ao filme lubrificante interfacial em sua ação de separação dessas superfícies.

Munson e Hetz (1999), *apud* Schumacher (2005), observaram que existiam diversos padrões de ensaios para a avaliação da *lubricidade* do diesel, os quais incluíam: M-ROCLE (*Munson Roller On Cylinder Lubricity Evaluator*), **SL-BOCLE** (*Scuffing Load Ball On Cylinder Lubricity Evaluator*), SRV (*Optimal Reciprocating Rig*) e **HFRR** (*High Frequency Reciprocating Rig*). No entanto a EMA (*Engine Manufacturer's Association*) precisava de uma solução confiável, eficaz e de baixo custo para predizer o desempenho de combustível em uma bomba de injeção real, onde foram eleitos o SL-BOCLE e HFRR. Segundo Knothe (2008), a Sonda de Movimento Alternado sob Alta Frequência, o HFRR, tornou-se um método generalizado e aceito pela indústria automotiva e petrolífera para determinar a *lubricidade* dos combustíveis diesel.

Knothe (2008) utilizou cerca de 230 amostras para gerar os dados de escara de desgaste das esferas e dos discos na avaliação de um combustível diesel. Comparações de dados de escaras de desgaste para todas as combinações correlacionaram-se bem através da regressão linear, obtendo-se valores gerados para as esferas ( $r^2 > 0,99$ ) bem próximos aos dos gerados pelos discos ( $r^2 \approx 0,97$  a  $0,99$ ). Knothe sugere a vantagem de a escara de desgaste do disco ser mais facilmente mensurável e identificável pelo microscópio, especialmente quando esta escara é relativamente pequena.

A *lubricidade* é uma medida do poder de lubrificação de uma substância, sendo uma função de várias de suas propriedades físicas, destacando-se, nos fluidos, a viscosidade e a tensão superficial. Diferentemente dos motores movidos à gasolina, os motores de ignição por compressão exigem que o combustível tenha propriedades de lubrificação, isto é, em escoamento, pode lubrificar suas peças em movimento relativo (POSSIDONIO, 2008).

Fazal *et al.* (2008) investigaram o efeito da velocidade e a concentração de biodiesel de palma no WSD e no coeficiente de atrito através do equipamento tribológico *four ball*. Eles descobriram que o WSD e o coeficiente de atrito aumentam quase linearmente com o acréscimo da velocidade. Por outro lado, tanto o WSD quanto o coeficiente de atrito diminuíram quando a concentração de biodiesel de palma na mistura aumentou.

Segundo a ISO 12156-1 (1997) e Kardasz *et al.* (2003), *apud* Sulek *et al.* (2010), o método HFRR torna possível observar a formação de filme lubrificante para os aditivos na região do regime LL, mesmo com um baixo volume de combustível ensaiado. Além disso, torna-se possível avaliar *desgaste adesivo* e *fretting* também à baixa velocidade de deslizamento. Os efeitos (1) da viscosidade do lubrificante e (2) do calor gerado pelo atrito são reduzidos, às baixas velocidades de deslizamento.

A qualidade dos combustíveis é consideravelmente afetada pelo seu nível de lubricidade. ***Os componentes do óleo combustível que aumentam a lubricidade são os hidrocarbonetos e compostos de enxofre.*** Estes aditivos podem afetar adversamente a estrutura dos materiais do combustível e do sistema de lubrificação. Tem sido constatado que o enxofre tem um efeito deletério sobre a estabilidade térmica e termooxidativa, além de uma tendência de causar corrosão metálica. Entretanto, a redução do teor de enxofre do petrodiesel abaixo de 50 mg/kg (50 ppm), devido às considerações ambientalistas, resultou na diminuição da sua propriedade lubrificante (SULEK *Et Al.*, 2010). Isto ocasiona em diversos problemas (desgaste severo das bombas injetoras etc.), por isso, há a necessidade de aditivos corretores da lubricidade, dentre eles, o éster de ácido graxo, ou seja, o biodiesel (BOSCH, 2005).

Para investigar o efeito de componentes automotivos com uso do biodiesel na lubricidade, Anastopoulos *et al.* (2001) conduziram experientos no HFRR utilizando ésteres acetoacéticos e ésteres de ácidos di-carboxílicos misturados ao combustível diesel. Eles observaram que o WSD diminuiu com o aumento da concentração dos ésteres no diesel.

Através de ensaios HFRR, Lin *et al.* (2008) caracterizaram as propriedades, Tab. 4, e determinaram a lubricidade de diversas composições de biocombustíveis à base de óleo de palma e óleo diesel *Premium* (40 % parafinas, 35 % aromáticos, menos de 10 % de oleofinas, teores de enxofre entre 10 e 28 ppmw. A lubricidade, expressa pelos valores médios das escaras de desgaste, consta da última linha da Tab. 4. O diesel *Premium* foi o pior óleo a lubrificar o par tribológico do sistema HFRR, após 75 minutos de ensaio, imprimindo na esfera uma escara de **428  $\mu\text{m}$** , ao passo que a mistura B5, composta por 95 % de óleo diesel parafínico e 5 % de óleo biodiesel de palma, imprimiu na esfera uma escara de **198  $\mu\text{m}$** . O ensaio lubrificado com uma mistura B20 (teor de enxofre de 23 ppmw) evidenciou um WSD de **222  $\mu\text{m}$**  enquanto que, com o biodiesel de palma B100, esse valor foi de **217  $\mu\text{m}$** .

**Tabela 4** – Propriedades físicas e químicas e lubricidade de óleos diesel e misturas com biocombustíveis obtida pela norma europeia CEC F-06-A-96, (LIN *Et Al.*, 2008)

Physical and chemical properties of the test fuels

Fuel parameter	D100 <sup>a</sup> (n = 5)	B20 <sup>b</sup> (n = 5)	B100 <sup>c</sup> (n = 5)	BP9505 <sup>d</sup> (n = 5)	BP8020 <sup>e</sup> (n = 5)	Analytic method
Flash point, °C	85	93	105	101	98	ASTM <sup>f</sup> D93
Pour point, °C	-10	-6	14	-1	-2	ASTM D97
Viscosity, cSt at 40 °C	2.68	2.79	4.39	3.48	3.36	ASTM D445
Cetane index	52.3	53.6	48.8	70.7	74.9	ASTM D976
Cetane number	56.2	54.2	64.0	> 65	> 65	ASTM D613
Sulfur content, ppmw	28	23	ND <sup>g</sup> (<10)	ND (<10)	ND (<10)	ASTM D2622
Poly-aromatic content, wt%	0.5	0.4	ND (<0.1)	ND (<0.1)	ND (<0.1)	ASTM D6591
Density, g mL <sup>-1</sup> at 15 °C	0.829	0.837	0.881	0.807	0.793	ASTM D4052
Carbon residue, wt%	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	ASTM D542
Distillation, T90, °C	315	325	330	334	336	ASTM D86
Ash, wt%	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	ASTM D482
Residue, vol%	0.03	0.02	0.02	0.01	0.02	ASTM D2709
Gross heating value (cal g <sup>-1</sup> )	10,800	10,600	9450	11,100	10,700	ASTM D3286
HFRR lubricity, $\mu\text{m}$	428	222	217	198	205	CEC <sup>h</sup> F-06-A-96

<sup>a</sup>Premium diesel fuel.

<sup>b</sup>20 vol% palm-biodiesel + 80 vol% D100.

<sup>c</sup>100% palm-biodiesel.

<sup>d</sup>95 vol% paraffinic fuel + 5 vol% palm-biodiesel.

<sup>e</sup>80 vol% paraffinic fuel + 20 vol% palm-biodiesel.

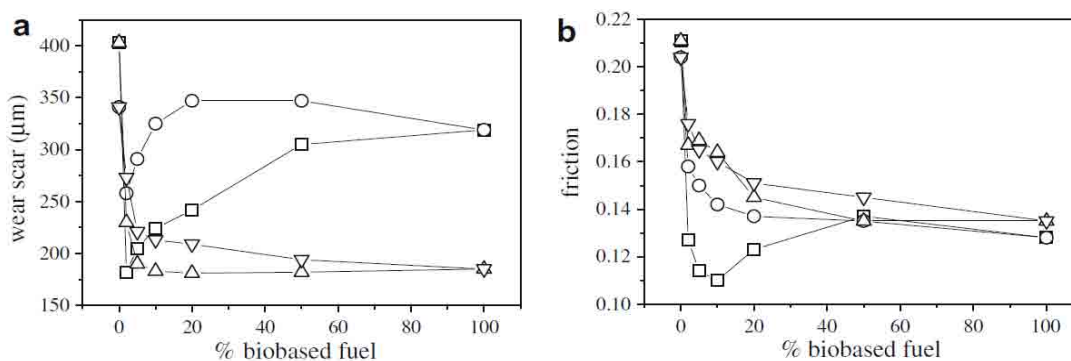
<sup>f</sup>American Society for Testing and Materials.

<sup>g</sup>Not detected.

<sup>h</sup>Commission of the European Communities.

Suarez *et al.* (2009) avaliaram a lubricidade HFRR a 60°C pelos WSD e coeficiente de atrito obtidos, Fig. 19, de LSD (15 ppm) ou HSD (50 ppm) com biocombustíveis de óleo de soja obtidos pelos métodos de pirólise (misturas com LSD: □; e com HSD: ○) e metanólise (misturas com LSD: △; e com HSD: ▽). Os resultados dos ensaios de lubricidade mostraram

menores coeficientes de atrito para as misturas com teores entre 5 e 20 % de misturas de biodiesel por pirólise com LSD. Misturas com HSD apresentaram os menores coeficientes de atrito com 50 % e 100 % de biocombustível de soja obtido por transesterificação metílica.



**Figura 19** – Escara de desgaste (a) e coeficiente de atrito (b) obtidos por HFRR a 60 °C, 50 % de umidade, de sistemas lubrificadas com biocombustíveis, (SUAREZ *Et Al.*, 2009)

De acordo com análise da Fig.19, comparando-se os valores das escaras de desgaste obtidas após ensaios com biocombustíveis a partir da pirólise e esterificação metílica do óleo de soja, observa-se que a influência do teor de enxofre, o qual mostrou ser significativamente menor para misturas com teor de biocombustíveis acima de 50 %. Neste caso, a melhor lubricidade, associada à menor escara de desgaste, de diâmetro **180 µm**, foi encontrada para diferentes misturas: (1) com LSD e (1a) 5 % de biocombustível, B5, submetido à pirólise; (1b) 10 %, 20 % e 50 % de biocombustível, B10, B20 e B50 de biocombustível submetido à metanolise do óleo de soja, (2) éster metílico de óleo de soja, B100.

Joshi *et al.* (2010) investigaram a lubricidade do biodiesel e suas interrelações com propriedades físicas, e a variação quadrática entre a viscosidade cinemática e o teor de etanol presente nas misturas de EMS/EES (ou SME/SEE), indicadas nas tabelas 5 e 6, bem como as normas americana (ASTM D 975-10, ASTM D 6751-10, ASTM D 6079-04) e inglesa (EN 14214 e EN 590) correlatas ao diesel e biodiesel, cujos valores máximos aceitáveis, para o diâmetro da escara de desgaste, divergem de **520 µm** (ASTM D 975-10) e **460 µm** a 60 °C ou **380 µm** a 25 °C (EN 590).

As tabelas 5 e 6 exibem valores das escaras, obtidas por Joshi *et al.* (2010), de **150 ± 4 µm** para o ESS e de **198 ± 3 µm** para EMS em ensaios HFRR a 60 °C (ASTM D 975-10). Eles concluem o seu trabalho sugerindo a adoção do processo de transesterificação com *etanol*, ao invés de metanol, para uma melhor lubricidade.

**Tabela 5** – Influência das relações molares metanol/etanol (M:E) sobre os teores de glicerol livre (FG), mono (MAG), di (DAG) e triacilglicerol (TAG), glicerol ligado (BG), glicerol total (TG), % produzido<sup>a</sup>, conversão<sup>b</sup>, e misturas de EMS/SEE, (JOSHI *Et Al.*, 2010)

M:E	FG	MAG	DAG	TAG	BG	TG	%Yield <sup>a</sup>	Conversion <sup>b</sup>	SME/SEE <sup>c</sup>
					Mass%				
12:0	0.001	0.035	0.010	0.009	0.054	0.055	97.9	99.94	–
11:1	0.012	0.086	0.015	0.009	0.110	0.122	97.9	99.74	21.7:1
10:2	0.013	0.125	0.018	0.009	0.152	0.165	97.4	99.65	7.6:1
9:3	0.004	0.112	0.015	0.011	0.138	0.142	97.0	99.81	4.7:1
8:4	0.004	0.138	0.020	0.010	0.168	0.172	96.6	99.78	3.1:1
7:5	0.015	0.156	0.028	0.011	0.195	0.210	96.2	99.57	2.3:1
6:6	0.013	0.167	0.033	0.011	0.211	0.224	95.9	99.61	1.7:1
4:8	0.009	0.189	0.039	0.013	0.241	0.250	95.4	99.57	1.4:1
2:10	0.010	0.202	0.047	0.013	0.262	0.272	95.0	99.51	0.7:1
0:12	0.011	0.234	0.054	0.016	0.304	0.315	94.6	99.65	–
s.e. <sup>d</sup>	0.0051	0.0116	0.0026	0.0007	0.0133	0.0178	0.12	–	–
Source	p-value								
Anova summary:									
Linear	0.407	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001
Quadratic	0.525	0.026	0.402	0.171	0.061	0.104	0.221	0.012	0.280
Cubic	0.656	0.079	0.274	0.486	0.152	0.221	0.280	0.012	0.280
a Yield (mass%) = mass of product obtained after purification divided by maximum theoretical value.									
b Conversion (mass%) = 100 – TG–FFA, with FFA = AV/2.									
c Soybean oil methyl to ethyl ester molar ratio, determined by <sup>1</sup> H NMR spectroscopy.									
d s.e. = standard error.									

**Tabela 6** – Influência da relação metanol/etanol (M:E) sobre o ponto de névoa (CP), temperatura de fluidez (CP), temperatura de entupimento do filtro a frio (CFPP), viscosidade cinemática ( $\nu$ , 40°C), número de Iodina (IV), acidez, *Lubricidade* (WSD) e índice de estabilidade oxidativa (OSI) das misturas de EMS e EES, (JOSHI *Et Al.*, 2010)

M:E	CP	PP	CFPP	Kinematic viscosity	IV	Acid value	Lub	OSI
				mm <sup>2</sup> /s	g I <sub>2</sub> 100/g	mg/g	$\mu$ m	h
			°C					
12:0	2	0	–3	4.12	136	0.01	198	5.0
11:1	2	0	–3	4.19	136	0.28	197	5.0
10:2	2	0	–3	4.30	135	0.37	188	5.1
9:3	2	0	–3	4.31	135	0.10	173	5.1
8:4	2	0	–3	4.32	134	0.09	168	5.2
7:5	1	–1	–3	4.38	134	0.45	164	5.4
6:6	1	–1	–4	4.45	134	0.33	160	5.6
4:8	1	–1	–4	4.51	134	0.36	158	5.7
2:10	0	–2	–4	4.57	132	0.43	154	6.1
0:12	0	–2	–5	4.60	130	0.07	150	6.5
s.e. <sup>a</sup>	0.1	0.2	0.1	0.026	0.4	0.057	3.8	0.07
Source	p-value							
Anova summary:								
Linear	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	0.531	<0.001	<0.001
Quadratic	0.004	0.018	0.163	0.024	0.061	0.151	0.003	0.006
Cubic	0.910	0.219	0.064	0.269	0.028	0.420	0.459	0.750
a s.e. = standard error.								

## 2.5. Influência da Temperatura no Contato Lubrificado

No deslizamento de dois componentes mecânicos ocorre a transformação da energia mecânica em calor, devido ao atrito. O processo de geração de calor, chamado de aquecimento por atrito, é responsável pelo aumento da temperatura dos corpos em contato, principalmente na vizinhança da área real de contato, afetando o comportamento do par tribológico, potencialmente a altas velocidades de deslizamento (MOREÍ FARIÁS, 2004).

Stachowiak e Batchelor (1996) asseguram que é muito importante se conhecer e calcular a temperatura do contato utilizando as leis de conservação de energia e transferência de calor com o regime de LEH. Essa temperatura afeta não apenas as características de lubrificação LEH, como também o desgaste e o atrito a seco, através da formação de óxidos. Esses autores expressam o calor gerado pelo atrito em função do coeficiente de atrito, carga e velocidade e destacam o *número de Peclet*,  $L$ , como um critério adimensional que permite a diferenciação entre os vários regimes de velocidade. Este parâmetro é expresso pela Eq. 11:

$$L = \frac{Ua}{2\chi} \quad (11)$$

onde:

$U$  é a velocidade de um dos sólidos, m/s;

$a$  é a dimensão do contato (raio ou semi largura da impressão do contato), m; e

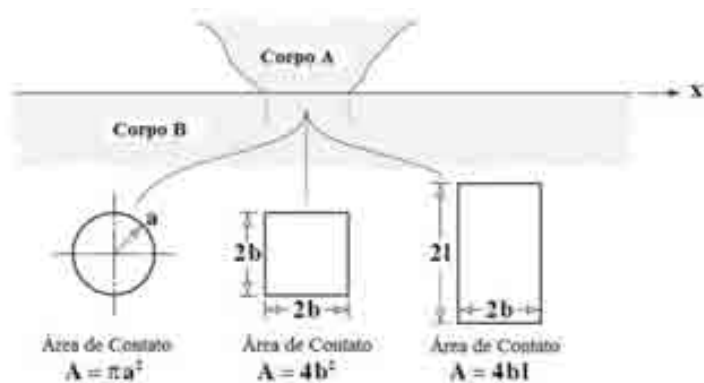
$\chi$  é a difusividade térmica,  $m^2/s$ .

A difusividade térmica  $\chi$  é calculada através da Eq. 12, a qual depende da massa específica  $\rho$  ( $Kg/m^3$ ), da condutividade térmica  $K$  ( $W/m-K$ ) e calor específico  $\sigma$  ( $J/Kg-K$ ).

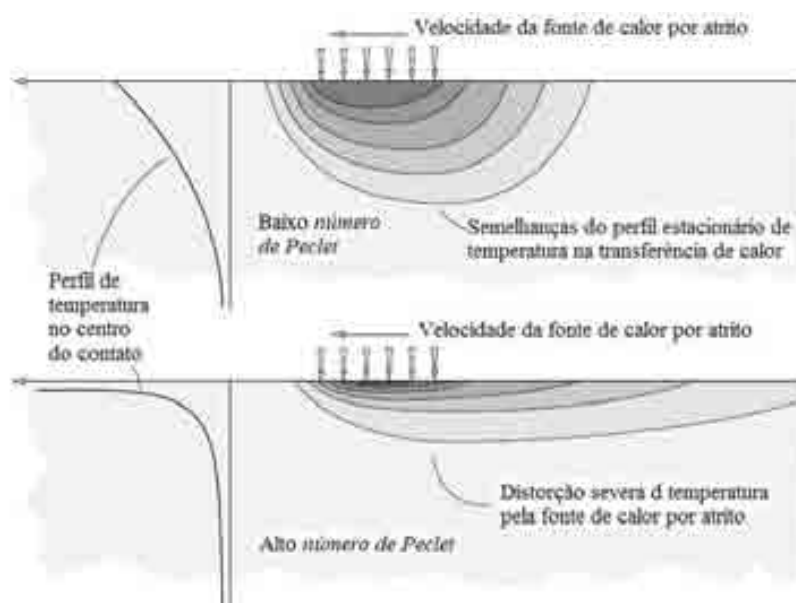
$$\chi = \frac{K}{\rho\sigma} \quad (12)$$

O *número de Peclet* é um indicador da penetração de calor no substrato dos sólidos em contato, ou seja, ele descreve se há tempo suficiente para a distribuição de temperatura do contato se difundir dentro do sólido estacionário. Um elevado  $L$  indica alta velocidade para características constantes do material.

Uma vez que todo o calor de atrito é gerado no contato, a constante  $L$  é modelada e tratada como uma fonte de calor. Equações de temperatura *flash* são deduzidas assumindo que a área de contato muda com a velocidade  $U$  sobre a superfície plana de um corpo  $B$  como mostrado na Fig. 20. Os efeitos de transferência de calor variam com o *número de Peclet*, como mostrado esquematicamente na Fig. 21 (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).



**Figura 20** – Geometria dos contatos circular, quadrado e linear, [Adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (2006)]



**Figura 21** – Perfis de temperatura por atrito a baixo e elevado *números de Peclet*, [Adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (2006)]

As faixas de velocidade  $L$  são consideradas na análise da temperatura *flash*:

- $L < 0,1$  a superfície se move muito lentamente em relação a outra. Há tempo suficiente para a distribuição de temperatura do contato no corpo estacionário;
- $0,1 < L < 5$  a superfície se move mais rápido em relação a outra;
- $L > 5$  a superfície se move rápido em relação a outra. Não há tempo suficiente para a distribuição de temperatura do contato no corpo estacionário, pois a profundidade a que o calor penetra é muito pequena comparada às dimensões de contato.

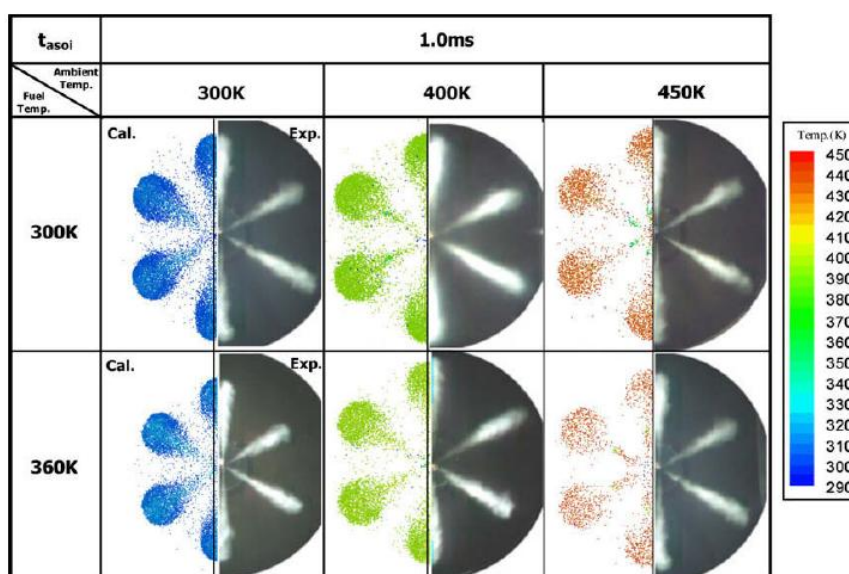
As equações de temperatura flash são dadas em termos do fornecimento de calor sobre a área de contato, a velocidade e as propriedades térmicas do material. Elas são deduzidas admitindo-se que a proporção do calor total fluindo dentro dos corpos em contato é tal que a

temperatura média sobre a área de contato é a mesma para ambos os corpos (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

As temperaturas de interesse são a temperatura média ou de volume (*bulk temperature*), da região próxima ao contato, e a temperatura pontual *flash*, **do contato real** das asperezas. A temperatura *flash* é, geralmente, maior que a temperatura média, pois, na realidade, o calor difunde-se nos contatos de asperezas que conformaram a área de contato real. Sendo assim, a temperatura do contato é definida genericamente como a soma das temperaturas média e *flash*, e depende da geometria da área de contato real, além do coeficiente de atrito, da carga normal, da velocidade de deslizamento e das propriedades térmicas dos corpos em contato [ASHBY *Et Al.* (1991) *Apud* MORE FARIAS (2004)].

Durante a aplicação de alta temperatura, o biodiesel pode ser facilmente oxidado e, assim, também pode influenciar o desempenho bem como as emissões. É bastante óbvio que, com biodiesel, devido à combustão melhorada, a temperatura na câmara de combustão pode vir a ser maior e também maior será a quantidade de oxigênio presente, o que leva à formação de maior quantidade de NOx nos motores movidos a biodiesel (FAZAL *Et Al.*, 2011).

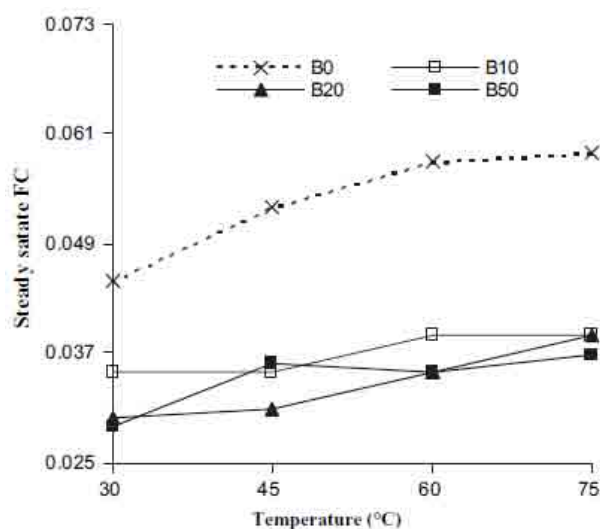
Park *et al.* (2009), em seu estudo sobre o comportamento da atomização do jato de combustível biodiesel EMS, WSD < 300  $\mu\text{m}$ , a diferentes temperaturas e condições do ar ambiente, constataram diminuições da massa específica, da viscosidade cinemática e da tensão superficial do combustível. Estas reduções foram proporcionadas pelo aumento de sua temperatura, resultando na colisão e coalescência entre gotas vizinhas e na mistura entre cada gota e o ar ambiente (Fig. 22).



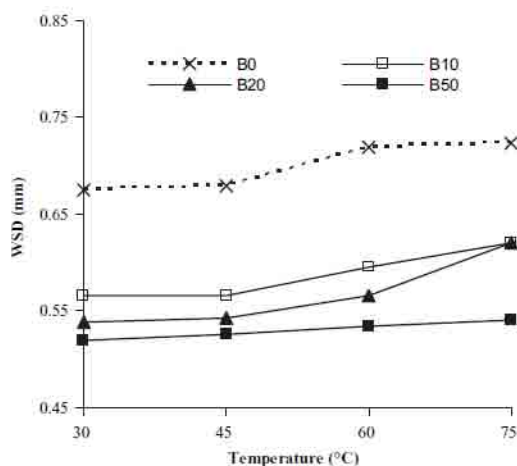
**Figura 22** – Comparação entre imagens de atomizações calculada e experimental de diversas condições de injeção (PI=120 MPa, PA=2 MPa, após 1 ms da injeção), (PARK *Et Al.*, 2009)



Haseeb *et al.* (2010) estudaram o efeito da temperatura sobre o desempenho do diesel e de misturas B10, B20 e B50 de ésteres etílicos de óleo de palma utilizando o método *four ball* para ensaios de desgaste a 30, 45, 60 e 75 °C, com carga normal de 40 kg, por 1 hora, a 1200 rpm. Os resultados mostraram que o atrito e o desgaste aumentaram com a elevação da temperatura, conforme é verificado nas Fig. 23 e 24.



**Figura 23** – Coeficiente de atrito (FC) no regime permanente (após *running-in*=1.000 s), com a temperatura para diferentes concentrações de biodiesel de palma, (HASEEB *Et Al.*, 2010)



**Figura 24** – Variação da escara de desgaste (mm) com a temperatura para diferentes concentrações de biodiesel de palma, (HASEEB *Et Al.*, 2010)

De acordo com Haseeb *et al.* (2010), o coeficiente de atrito no regime permanente eleva-se conforme o aumento da temperatura e a redução do teor de biodiesel no diesel. A lubrificação nos ensaios utilizando as misturas de biodiesel de palma proporcionaram coeficientes de atrito entre 0,030 e 0,040, ao passo que o diesel (B0) ofereceu maior coeficiente de atrito (entre 0,044 a 0,059). Observando os valores das escaras de desgaste

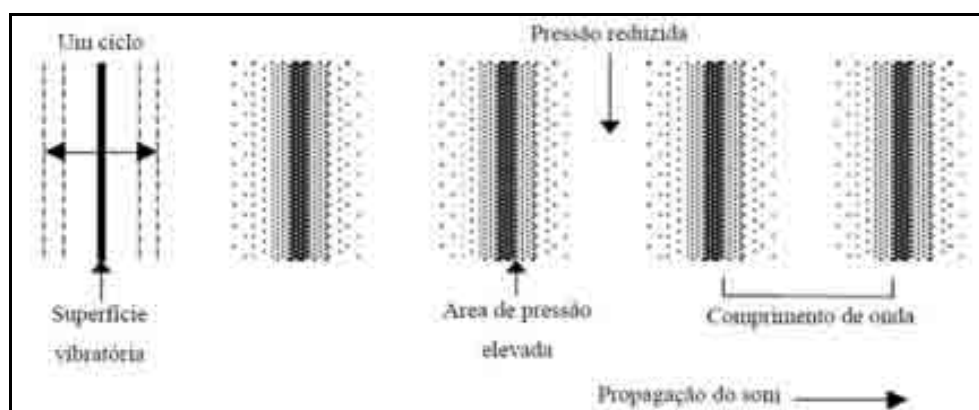
obtidas, esses autores notaram, mais uma vez, que as misturas ensaiadas promoveram uma melhor lubrificação, com WSD entre 520 a 630  $\mu\text{m}$  e, para o diesel (B0), de 670 a 720  $\mu\text{m}$ .

## 2.6. Influência do Nível de Pressão Sonora – NPS [dB]

O som é uma qualidade resultante da percepção dos distúrbios das moléculas de um meio em determinado espaço de tempo. Os distúrbios, de natureza mecânica, apresentam-se em forma de ondas em sua propagação pelo meio. Eles são pequenas e rápidas variações da pressão do meio causadas pelo movimento das moléculas, caracterizados por compressões e rarefações (descompressões, expansões). Esse movimento está sempre relacionado à *onda de pressão* do tipo longitudinal, onde as moléculas movem-se na mesma direção da propagação da onda (HORWARD e ANGUS, 1996).

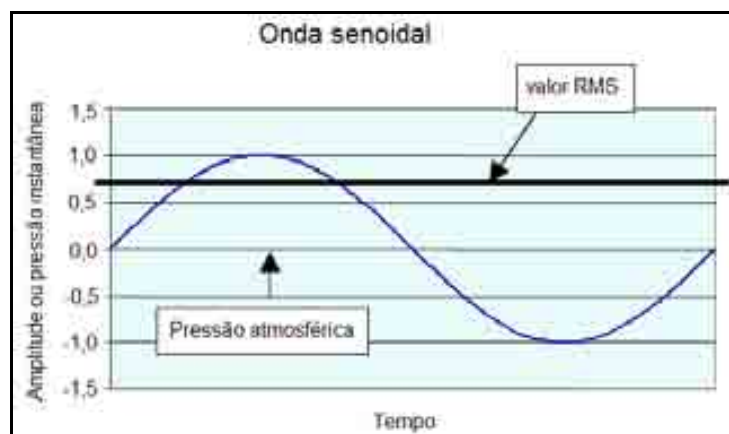
Fortuna (2006) afirma que o som é caracterizado pelas suas qualidades, que são: *a altura, a intensidade e o timbre*. A altura do som, geralmente expressa em ciclos por segundo é a frequência da vibração. Sua intensidade, expressa em decibéis (dB), está ligada à amplitude das vibrações. O timbre distingue dois sons da mesma frequência e intensidade emitidos por fontes sonoras diferentes.

Cada vibração da fonte produz uma pressão de onda num meio elástico de transporte, geralmente, o ar, no caso do ruído. O comprimento de onda é a distância entre as sucessivas pressões de onda, isto é, durante um ciclo de baixa à elevada pressão, como se percebe na Fig. 25 [SEPA (2004) *Apud* FORTUNA (2006)]. A frequência, medida em ciclos por segundo ou Hz, é o número de vezes que a fonte vibra por unidade de tempo, a qual representa a “altura” do som calculada como o inverso do período (FORTUNA, 2006).



**Figura 25** – Propagação de uma onda de som, (Adaptado de SEPA, 2004)

A amplitude da onda sonora, ilustrada na Fig. 26, é metade da diferença entre as pressões máxima e mínima. Quando o som é medido, um valor médio ao longo do tempo é necessário para fornecer uma indicação mensurável da amplitude. Assim, o sinal passa por um detector de raiz quadrada média e, portanto, pressão sonora RMS é medida (SEPA, 2004).



**Figura 26** – Pressão de onda senoidal versus no tempo, (Adaptado de SEPA, 2004)

A amplitude é convertida de micropascal para potência sonora ( $10^{-12}$  W) ou intensidade sonora ( $10^{-12}$  W/m<sup>2</sup>). Para se representar a faixa de valores numa escala com maior facilidade, o Nível de Pressão Sonora (NPS) é, normalmente, expresso em escala logarítmica, em decibéis (dB) e calculado pelas Equações 13 e 14:

$$NPS = 10 \times \log_{10} \left( \frac{P}{P_r} \right)^2 \text{ dB} \quad (13)$$

$$\text{ou } NPS = 20 \times \log_{10} \left( \frac{P}{P_r} \right) \text{ dB} \quad (14)$$

em que: **P** é a amplitude das flutuações da pressão; **P<sub>r</sub>** = 20μPa = 20x10<sup>-6</sup> Pa, pressão referência, correspondente ao menor valor audível a 1.000 Hz;

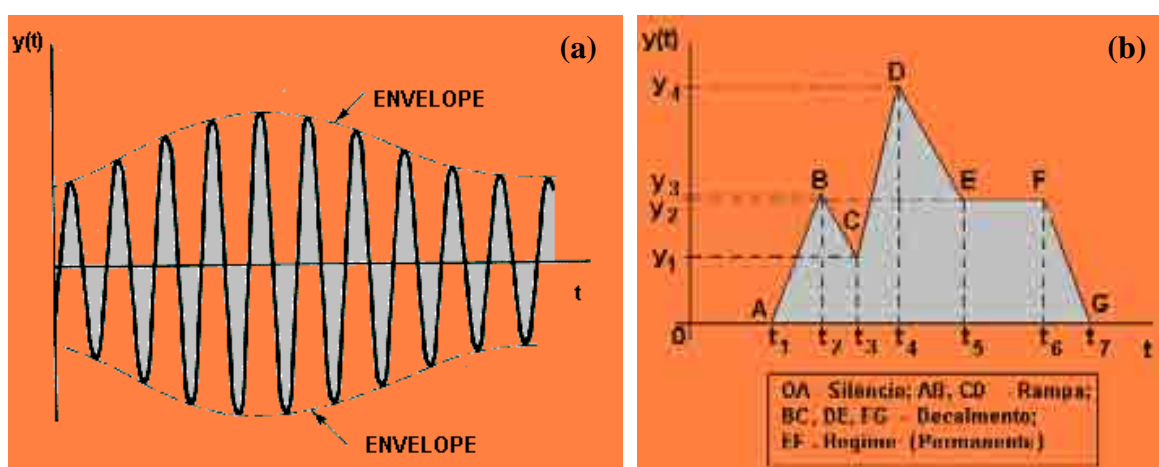
O NPS varia, no tempo, de modo aleatório, então a sua medida se dá através do NPS equivalente (NPS<sub>eq</sub>), expresso em dB, o qual representa a média da energia sonora durante um intervalo de tempo, como é expresso na Eq. 15, onde **n** representa o número de medições [SEPA (2004) *Apud* FORTUNA (2006)].

$$NPS_{eq} = 10 \times \log_{10} \left( \frac{1}{n} \times \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (15)$$

A variável NPS [dB] foi associada, por Medeiros (2002), às tensões residuais de um material em contato de rolamento a seco e ao desgaste ao longo de um contato de até

12 milhões de ciclos entre metais, mostrando excelente correlação. Ele concluiu que o som de um par tribológico está intrinsecamente associado ao desgaste, à entropia e à vida desse par.

A representação gráfica de um sinal acústico dado pelo NPS, no domínio do tempo, descreve as relações entre a *Energia e o tempo de duração* desse sinal. Na figura 27 (a) é ilustrado, esquematicamente, um sinal senoidal modulado em que as linhas tracejadas superior e inferior constituem o *envelope* do sinal, ou seja, a trajetória dos limites superior e inferior do sinal em análise. O sinal exibido na Fig. 27 (b) é um gráfico, no domínio do tempo, composto por funções lineares de entrada. No intervalo  $0-t_1$ , tem-se o *silêncio*, ou seja, não há qualquer resposta do sistema a algum tipo de fonte externa (MEDEIROS, 2002).



**Figura 27** – Representação e nomenclatura adotadas para sinais acústicos no domínio do tempo, (MEDEIROS, 2002)

O envelope de um sinal de NPS define faixas ou zonas sonoras, revelando tendências relativas à energia sonora. O sinal de NPS no domínio do tempo apresenta as taxas de transferência de energia ao ambiente e suas flutuações (MEDEIROS, 2002). De acordo com Pollock (1996) *apud* Medeiros (2002), equipamentos de emissão acústica são sensíveis a qualquer tipo de movimento em uma faixa de operação entre 20 kHz e 1,2 MHz, podendo detectar crescimento de trinca e deformação do material, atrito, impacto e transformações de fase, dentre outros fenômenos. Segundo esse autor, apenas *uma combinação de métodos não destrutivos fornece a solução completa* para ter-se uma eficácia econômica e uma adequação técnica aos mecanismos de danos avaliados.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1. Materiais

##### 3.1.1. Par Tribológico Esfera-Disco

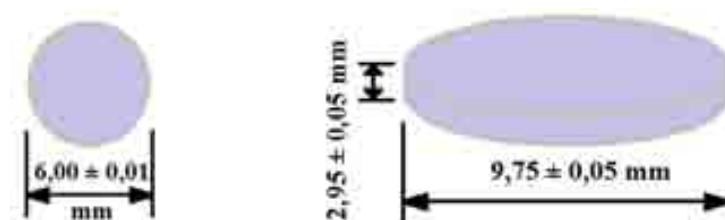
Os materiais utilizados para avaliação da lubrificidade HFRR dos combustíveis são compostos por disco plano (microestrutura perlítica, recozido) e esfera (microestrutura martensítica/bainítica, têmpera e revenimento); ambos constituídos de aço AISI 52100 (DIN 100Cr6) e comercialmente adquiridos pela *PCS Instruments*<sup>®</sup>. Este aço possui condutividade térmica de 46,6 W/m-K, massa específica de 7810 Kg/m<sup>3</sup> e calor específico de 475 J/Kg-K.

Os aços utilizados na fabricação de rolamentos esféricos e de rolos estão incluídos na classe de aços liga. O aço AISI 52100, família 5132 da série 5000, é um considerado de baixa liga que apresenta alto teor de carbono e cromo [Chiaverini, (1986); ASM HANDBOOK (1994)], conforme indicado na Tab. 7. Os elementos de liga promovem a formação de carbonetos e, como consequência, há um aumento da dureza, da resistência ao desgaste abrasivo; assim o aço AISI 52100 tem a menor ductilidade dentre todos os aços carbono [MEDEIROS (2002); VERÁSTEGUI (2007)].

**Tabela 7** – Composição química do aço AISI 52100, (VERÁSTEGUI, 2007)

%Ferro	% Carbono	% Manganês	% Silício	% Cromo
Bal.	0,98 – 1,10	0,25 – 0,45	0,15 – 0,35	1,3 – 1,6

A geometria do par tribológico esfera-plano são mostrados na Fig. 28. Com base na norma ASTM D 6079-04, os valores de dureza (Vickers e Rockwell) e de rugosidade Ra devem estar entre  $210 > HV_{30} > 190$ ,  $Ra = 0,02 \mu\text{m}$  para o disco e;  $66 > HRC > 58$ ,  $Ra = 0,05 \mu\text{m}$  para a esfera (aço AISI 52100 temperado). O aço AISI 52100 apresenta módulo de elasticidade de 210 GPa e coeficiente de Poisson de 0,3. Objetivando-se uma avaliação mais criteriosa das superfícies do par esfera-plano, ensaios de microdureza Vickers e de rugosidade foram realizados. A pressão máxima de contato inicial e o número de Peclet foram calculadas através do *footprint* (Apêndice A) do contato esfera-plano (amplitude 1 mm).



**Figura 28** – Geometria do par esfera-plano do ensaio HFRR

### 3.1.2. Combustíveis

Um total de oito amostras de combustíveis diferentes de foram utilizados neste trabalho, os quais são identificados na Tab. 8.

**Tabela 8** – Identificação dos combustíveis analisados

Combustíveis	Descrição
<b>B0-Diesel</b>	Diesel convencional mineral, 100 % óleo diesel, 1200 ppm de enxofre.
<b>Diesel Comum</b>	Diesel comum interior com 1100 ppm de enxofre (teor máximo de 1800 ppm), 5 % de éster + 95 % de diesel convencional mineral,
<b>B5-S*</b>	5 % de éster etílico de óleo de soja + 95 % de diesel convencional mineral.
<b>B20-S</b>	20 % de éster etílico de óleo de soja + 80 % de diesel convencional mineral.
<b>B100-S</b>	100 % de éster etílico de óleo de soja.
<b>B5-G**</b>	5 % de éster etílico de óleo de girassol + 95 % de diesel convencional mineral.
<b>B20-G</b>	20 % de éster etílico de óleo de girassol + 80 % de diesel convencional mineral.
<b>B100-G</b>	100 % de éster etílico de óleo de girassol.

\*-S refere-se ao éster de óleo de soja.

\*\*-G refere-se ao éster de óleo de girassol.

O B0-Diesel com 1200 ppm de enxofre, distribuído pela Petrobras UN-RNCE para fins de pesquisa, foi obtido por destilação atmosférica. Os biocombustíveis B100-S e B100-G, fornecidos pelo NUPEG II do NTI/ UFRN, foram obtidos pela transesterificação etílica dos óleos de soja e girassol com etanol P.A. (99,5 %) e catalisador de potássio. As misturas diesel-biodiesel B5-S, B20-S, B5-G e B20-G resultaram das misturas volumétricas entre o B0-Diesel e o éster etílico (B100-S ou B100-G). O diesel comum (B5, S1100 ppm) foi adquirido comercialmente em um posto de combustíveis em meados de 2010 em Natal/RN. A tabela 9 apresenta algumas das principais propriedades destes combustíveis.

**Tabela 9** – Propriedades físico-químicas dos combustíveis estudados

Combustíveis	Massa específica (Kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidade (Pa.s)	Corrosividade ao cobre	Número de cetano	Ponto de fulgor (°C)
<b>B0-Diesel</b>	821	0,0025	1a	52	36,0
<b>Diesel Comum</b>	838	0,0030	Não medido	42	43,0
<b>B5-S</b>	828	0,0028	1a	56	36,5
<b>B20-S</b>	834	0,0034	1b	60	39,0
<b>B100-S</b>	882	0,0043	2c	58	72,0
<b>B5-G</b>	830	0,0030	1a	58	41,5
<b>B20-G</b>	847	0,0032	1b	62	44,0
<b>B100-G</b>	889	0,0049	1b	55	80,0

Observa-se na tabela 9 que o B100-G apresenta maior ponto de fulgor e viscosidade. O B100-S tem corrosividade ao cobre **2c**; este valor pode ser negativo para a sua lubrificidade. Outras características e avaliação de combustíveis são apresentadas nos **Anexos 1 e 3**.

## 3.2. Procedimento Experimental

### 3.2.1. Analisador de Lubricidade HFRR – *High Frequency Reciprocating Test Rig*

A propriedade lubrificidade dos combustíveis foi avaliada através de ensaios em uma sonda de movimento alternado sob alta frequência, o HFRR da PCS Instruments<sup>®</sup>, disponível no Laboratório do GET da UFRN. A configuração do HFRR, indicada na Fig. 29, é composta por (1) unidade eletrônica; (2) cabine de controle de umidade e temperatura; (3) unidade mecânica; (4) computador e; (5) microscópio óptico calibrado para medir até 1.000  $\mu\text{m}$  e magnitude de 100 vezes. Os componentes (2) e (3) estão conectados à unidade eletrônica, e os componentes (1) e (5) estão interligados ao computador pelas suas interfaces.



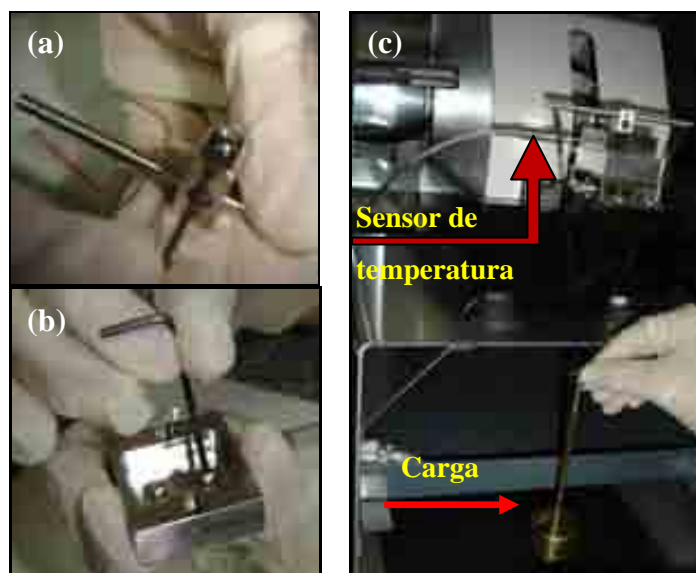
**Figura 29** – Bancada HFRR para avaliação de lubrificidade de combustíveis

O HFRR contém vários sensores que devem ser calibrados ou checados, os quais são:

- LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) da unidade mecânica: sensor que garante o comprimento do golpe (ou deslocamento linear) de 1 mm;
- Transdutor de força da unidade mecânica: calcula o coeficiente de atrito;
- ECR (*Electrical Contact Resistance*) do HFRR: é a medida entre a haste da unidade mecânica e bloco aquecedor através do potencial elétrico de contato;
- Sensores (*probes*) para calibração de temperatura de 0 °C e 62 °C: usados para calibrar o HFRR, proporcionando precisão na captura de dados de temperatura;
- Sensor RTD (*Resistive Temperature Detector*): aciona alarme de segurança quando a temperatura está 10 °C acima da temperatura de ensaio, interrompendo-o;
- *Stroke Length Check*: Verifica se há medição correta do comprimento do golpe.

De acordo com a norma ASTM D 6079-04, a execução do ensaio de lubricidade é precedida por procedimentos de limpeza e secagem da esfera, disco e seus respectivos suportes. Inicialmente estes materiais colocadas num *becker*, contendo tolueno ( $C_7H_8$ ), dentro da cuba do aparelho de banho ultrassônico por 7 min.; e, após secagem com jato de ar quente, eles são colocados em outro *becker* com acetona ( $(CH_3)_2CO$ ) por 3 min. e secados novamente.

Conforme indicado na Fig. 30, a esfera e o disco são fixados nos respectivos suportes e conectados ao HFRR. A esfera é fixada ao suporte utilizando-se um parafuso que impede movimentos orbitais (Fig. 30.a); o mesmo procedimento é realizado com o disco utilizando-se dois parafusos diametralmente opostos (Fig. 30.b), em seguida o sensor de temperatura do sistema HFRR é posicionado a  $1,6 \pm 0,1$  mm do contato esfera-plano e então uma carga de 1,96 N (i.e. 200 gf) é aplicada sistema HFRR, Fig. 30(c).



**Figura 30** – Posicionamento do (a) disco e (b) da esfera aos (c) suportes no HFRR

Através do ensaio de lubricidade HFRR é possível obter dados de coeficiente de atrito, percentual de filme lubrificante interfacial, temperatura e diâmetro da escara de desgaste ( $d_e$  ou  $WSD$ ) da esfera. Apesar de Knothe (2008) enfatizar a facilidade de medição em microscópio para escara gerada no disco, a escara impressa na esfera possui dimensões mais similares entre seus eixos X e Y ( $r^2 > 0,99$ ) que as dimensões da escara no disco. No plano laboratorial foram realizadas sete repetições de ensaio de lubricidade HFRR para cada um dos oito fluidos combustíveis, objetivando-se é verificar, também, a repetitividade destes dados. As condições dos ensaios estão indicadas na Tab. 10 com base na norma ASTM D 6079-04.

A distância percorrida e o número de ciclos foram calculados conforme a norma ASTM G133 (2010), através das equações 16 e 17, respectivamente:



$$X = 0,002 \times t \times f \times L \quad (16)$$

$$N = t \times f \quad (17)$$

em que:

$t$ : Tempo de ensaio = 4500 s;

$f$ : frequência de oscilação = 50 Hz (ciclos/s);

$L$ : comprimento do golpe = 1 mm;

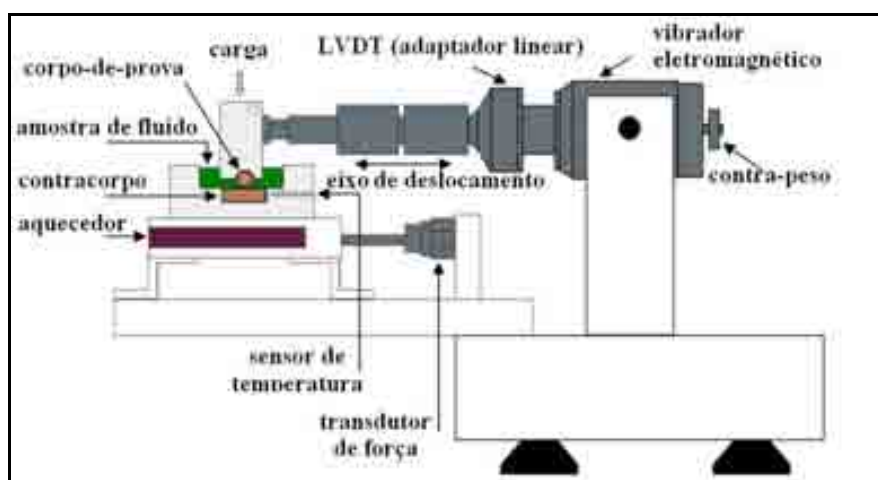
$X$ : distância total de deslizamento da esfera = 450 m;

$N$ : número total de ciclos durante ensaio = 225.000.

**Tabela 10** – Condições de ensaio de lubricidade HFRR (ASTM D 6079-04)

Temperatura do fluido (°C)	60 ± 2
Volume do fluido (mL)	2,0 ± 0,2
Comprimento do curso (mm)	1,00 ± 0,02
Frequência de oscilação(Hz)	50 ± 1
Umidade relativa (%)	> 30
Carga aplicada (N)	1,96 ± 0,01
Duração do ensaio (min.)	75 ± 0,1
Número de ciclos	225.000
Velocidade (m/s)	0,1
Distância de deslizamento total (m)	450

Na figura 31 é ilustrada a configuração esquemática da unidade mecânica do sistema HFRR. Após a fixação da esfera, aplicação carga e adição de 2 mL do fluido, o ensaio inicia-se e então a esfera desliza em movimento alternado de 1 mm a 50 Hz de frequência sobre o disco à temperatura constante de 60 °C durante 75 minutos.



**Figura 31** – Configuração esquemática da unidade mecânica HFRR

Após encerramento do ensaio, o suporte com a esfera são sacados do *locus* de ensaio e o excesso de fluido combustível é removido de sua superfície com papel absorvente. As

dimensões da escara de desgaste formada na superfície da esfera foram avaliadas no microscópio óptico do sistema HFRR, cujas imagens são apresentadas no **Apêndice B**, e as imagens da região desgastada no disco foram observadas por MFA (**Apêndice C**) e por MEV.

A média aritmética dos diâmetros da escara nos eixos x e y, o WSD, associa-se ao grau de lubrificidade do combustível. Sendo assim, valores WSD altos indicam um maior desgaste da esfera e, portanto, um fluido com menor lubrificidade e vice-versa.

Para garantir a umidade relativa acima de 30 % dentro da cabine de ensaio HFRR, foi utilizada uma solução supersaturada de carbonato de potássio P.A. (Anidro  $K_2CO_3$ ). A medição da umidade relativa do ar, antes e após ensaio de lubrificidade HFRR, foi realizada utilizando-se um termo-higrômetro digital portátil da Instrutherm modelo HTR-157.

Uma placa de aquisição de dados da National Instruments<sup>®</sup> foi acoplada ao equipamento HFRR. Esta placa possui dois módulos com capacidade para quatro termopares cada um deles. Os termopares tipo K, da Cole-Parmer, foram previamente calibrados nas temperaturas 0 °C, 25 °C, 60 °C e 100 °C através do Calibrador Presys T-35N, disponível no Laboratório de Metrologia da UFRN. Na tabela 11 é descrita a disposição dos termopares e a distância aproximada do contato esfera-plano do HFRR, conforme pode ser visto na Fig. 32.

**Tabela 11** – Descrição e distribuição dos termopares no sistema HFRR

<i>Termopar</i>	<i>Localização no sistema HFRR</i>	<i>Distância do contato esfera-plano (mm)</i>
TP1	acima do suporte da esfera	17±1
TP2	à frente dos suportes	22±1
TP3	lateral esquerda dos suportes	13±1
TP4	temperatura ambiente da sala	Externo e superior à cabine
TP5	dentro da bacia de óleo à direita	7,5±1
TP6	dentro da bacia de óleo à frente	5,7±1
TP7	dentro da bacia de óleo à esquerda	7,5±1
TP8	lateral direita dos suportes	13±1



**Figura 32** – HFRR com (a) placa de aquisição e (b) disposição dos termopares mecânica

Objetivando-se coletar dados do nível de pressão sonora (NPS) durante o ensaio de lubricidade, um decibelímetro digital da Impact<sup>®</sup> modelo SL-4012 foi inserido ao sistema HFRR. Ele foi posicionado a  $10,5 \pm 0,1$  cm do contato esfera-plano e acoplado a um conector ao computador através de sua interface. Tal equipamento fornece uma ampla faixa de amplitude do NPS em tempo real (30 a 130 dB), entando disponibiliza uma baixa taxa de amostragem de aquisição de sinal. As interferências sonoras, externas ao sistema HFRR, foram minimizadas colocando-se placas de isopor de 7 cm de espessura dentro da cabine de controle de umidade e temperatura, conforme observado na Fig. 32(a).

Com a finalidade de se obter um padrão de comparação com os fluidos analisados, foram realizados dois ensaios sem adição de fluido combustível, sendo chamados de ensaios não lubrificados, ou a seco.

### 3.2.2. Rugosidade e Ondulação dos Contracorpos de Aço AISI 52100

As características topográficas de uma superfície são normalizadas pela ANSI e ISO, onde é estabelecido durante o ensaio de rugosidade superficial um comprimento de varredura equivalente a cinco vezes o valor do *cut-off* selecionado, que dependerá do valor de  $R_a$  obtido. As condições superficiais dos discos polidos de aço AISI 52100 foram avaliadas através de ensaios de rugosidade utilizando-se rugosímetro portátil da Taylor Hobson<sup>®</sup> Surtronic 25. Este rugosímetro possui um braço que fica sobre a superfície a ser analisada; e na extremidade do braço localiza-se o apalpador/sensor de diamante de ponta cônica (entre  $60^\circ$  e  $90^\circ$ ) e raio de curvatura de  $2,5 \mu\text{m}$  ou  $10 \mu\text{m}$ , conforme ISO 3274-1975.

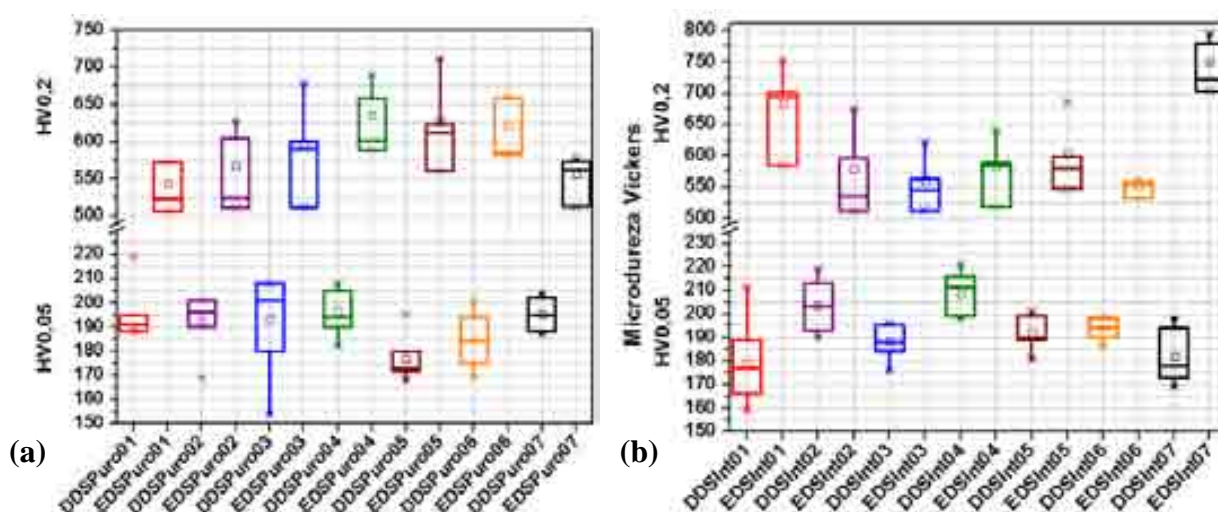
Os ensaios de rugosidade e ondulação foram realizados nas superfícies dos discos após ensaio de lubricidade HFRR. Para cada disco, foram efetuadas duas medições na região desgastada, isto é, na área de contato esfera-disco. Desta forma, o apalpador foi colocado no sentido transversal à escara formada, registrando o perfil da profundidade e a largura da escara de cada disco. Também foram efetuadas medições de rugosidade  $R_a$  e ondulação  $W_a$  ( $\mu\text{m}$ ) na área não desgastada do disco, cujos resultados de  $R_a$  e  $W_a$  estão no **Apêndice D**, calculadas através da do perfil gerado, os quais foram armazenados no computador através de interface gráfica.

### 3.2.3. Ensaio de Microdureza Vickers de Aço AISI 52100

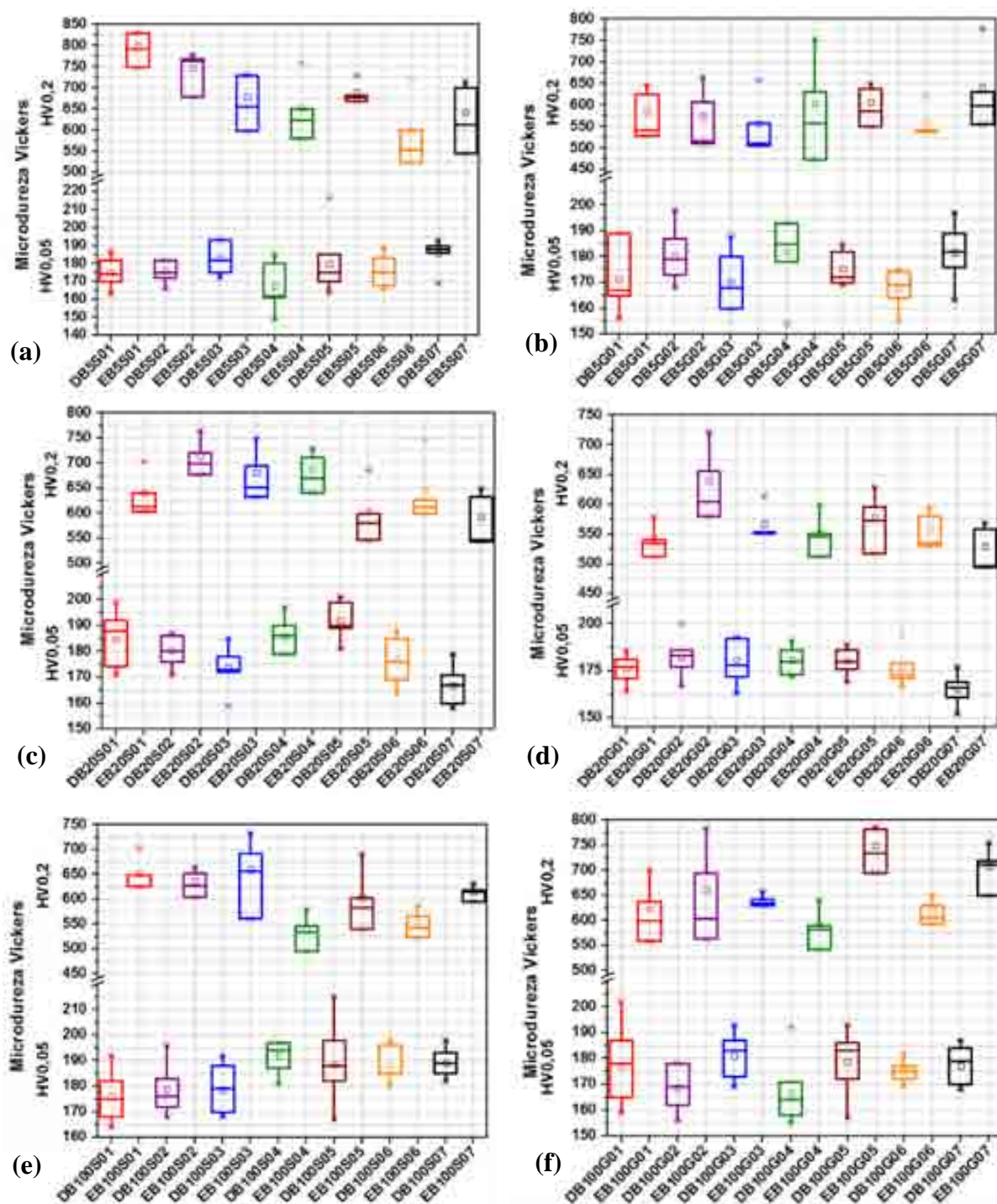
A faixa de dureza, segundo norma ASTM D 6079-04, é estabelecida entre 190 e 210 HV<sub>30</sub> para os discos (aço AISI 52100); e entre 58 e 66 HRC [por conversão: 670 a 860 HV (Kg/mm<sup>2</sup>)] para as esferas de aço AISI 52100 temperado e revenido). Entretanto, estas escalas não são apropriadas para medir a dureza na superfície do material.

A microdureza Vickers permite medir a dureza na superfície de amostras de dimensões relativamente pequenas. A norma ASTM E384 -10 especifica o uso de indentador Vickers (pirâmide de diamante com base quadrada e ângulo apical de 136°) com aplicação de cargas entre 1 e 1.000 gf (0,0098 N a 9,8 N). Para os ensaios de microdureza de amostras de esfera e disco de aço AISI 52100, o indentador foi aplicado na superfície das amostras por 15 s com as seguintes cargas: 50 gf ou 0,49 N (ou HV<sub>0,05</sub>), superfícies dos discos; e 200 gf ou 1,96 N (ou HV<sub>0,2</sub>), superfícies das esferas. As escalas distintas de microdureza foram necessárias, uma vez que a esfera e o disco possuem durezas completamente diferentes.

Nas figuras 33 e 34 são exibidos os gráficos de microdureza, em quartis, obtidos para esferas (HV<sub>0,05</sub>) e discos (HV<sub>0,20</sub>) a serem utilizados para ensaios de lubrificidade HFRR. Os pares tribológicos são identificados por sete cores que designados para cada um dos sete pares tribológicos a serem utilizados para avaliar cada fluido, enquanto que as partículas “D” e “E” identificam a dureza do disco e da esfera, respectivamente.



**Figura 33** – Gráficos de microdureza Vickers para discos (HV<sub>0,05</sub>) e esferas (HV<sub>0,2</sub>) a serem ensaiados com (a) B0-Diesel e com (b) Diesel Comum



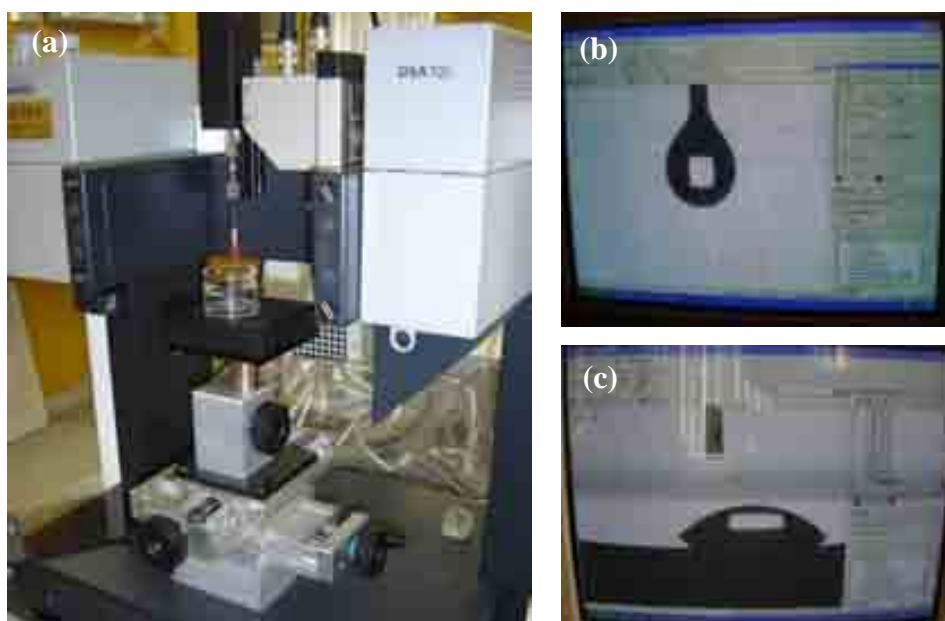
**Figura 34** – Gráficos de microdureza Vickers para discos (HV0,05) e esferas (HV0,2) a serem ensaiados com (a) B5-S, (b) B20-S, (c) B100-S, (d) B5-G, (e) B20-G e (f) B100-G

### 3.2.4. Molhabilidade: Ângulo de Contato e Tensão Superficial

Em geral, duas abordagens diferentes são usadas para medir ângulos de contato em sólidos não-porosos: goniometria e tensiometria. Goniometria envolve a observação de uma

gota séssil de líquido sobre um substrato sólido. A tensiometria envolve a medição das forças de interação entre um sólido com um líquido. As aplicações práticas da determinação do ângulo de contato são: determinação de limpeza de superfície, molhabilidade, adesão e tratamento de superfície e revestimentos de avaliação.

Para determinação da molhabilidade e tensão superficial, foi utilizado o goniômetro Krüss® DSA 100 com câmera fotográfica integrada, Fig. 35(a). Este equipamento dispõe de uma seringa que armazena o líquido, o qual é posteriormente depositado sobre a superfície em análise. Os ensaios de molhabilidade foram realizados a 25 °C e os resultados de tensão superficial (Fig. 35.b) e ângulo de contato (Fig. 35.c) são armazenados no computador através da utilização de câmera e interface gráfica. Os ensaios para obtenção da tensão superficial dos fluidos foi medida através do método peso da gota, enquanto que ângulo de contato foi medido a cada 10 s, onde se observou a mudança de ângulo com o tempo.



**Figura 35** – Ensaio de molhabilidade: (a) goniômetro Krüss; (b) formação da gota – tensão superficial; e (c) gota despendida sobre a superfície – ângulo de contato

As medidas dos ângulos de contato foram realizadas através do gotejamento, sobre a superfície de um disco HFRR não ensaiado, de amostras dos seguintes fluidos: água destilada, etanol, óleos de soja e girassol, B0-Diesel, diesel comum, e blendas de biodiesel de óleo de soja e girassol a 100 %, 20% e 5%. Devido a natureza físico-química distinta destes fluidos, foram utilizadas quantidades volumétricas diferentes para obtenção do ângulo de contato (4 a 20  $\mu$ L) e para a obtenção da tensão superficial (3,8 a 20  $\mu$ L).

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Molhabilidade e Tensão Superficial dos Combustíveis

A molhabilidade dos fluidos estudados, obtida a partir do goniômetro, é indicada através de gráficos do ângulo de contato e de tensão superficial nas Figuras 36 e 37, respectivamente. Os fluidos água destilada (dados não inseridos), óleos de soja e girassol e etanol foram utilizados como referência. A tensão superficial da água é de  $75,2 \pm 0,6$  mN/m, no entanto, segundo dados do Dataphysics (2010), seu valor é  $72,8$  mN/m a  $20^\circ\text{C}$ .

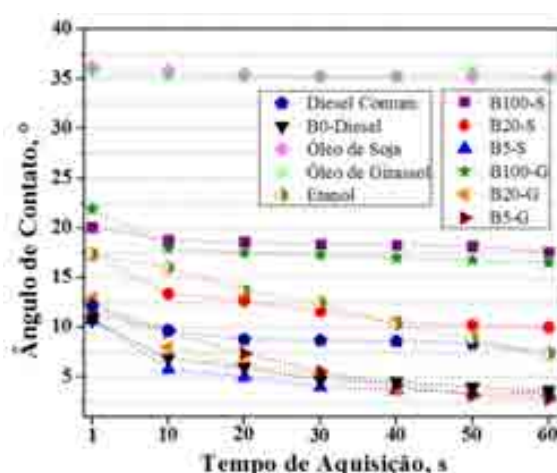


Figura 36 – Ângulo de contato obtido dos fluidos com os discos de aço polido

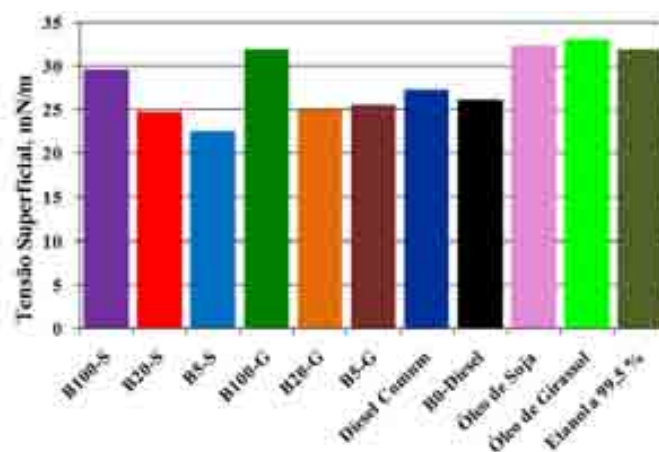


Figura 37 – Tensão superficial para os fluidos analisados

Conforme a Fig. 36, a molhabilidade dos combustíveis, medida pelo ângulo de contato entre o biodiesel de soja (B100-S) e o de girassol (B100-G) com a superfície plana polida do disco de aço, mostrou-se convergente para  $19,5^\circ \pm 2,5^\circ$ ; enquanto no B0-Diesel seu valor foi de  $7,5^\circ \pm 4,5^\circ$ ; as misturas B5 e B20 de soja e girassol ficaram compreendidas neste intervalo.

Assim como ocorreu para o ângulo de contato, os valores mais elevados de tensão superficial (Fig. 37) foram obtidos para os biodieseis de óleo de soja, B100-S, (29,6 mN/m); de girassol, B100-G, (31,9 mN/m); e seus precursores etanol, óleos de soja e girassol (31,9 mN/m, 32,3 mN/m e 33,1 mN/m, respectivamente). Estes resultados já eram esperados, uma vez que os ésteres etílicos de óleo de soja e girassol possuem valores de massa específica e viscosidade mais elevadas que o B0-diesel (e suas misturas com 80 % e 95 %).

## 4.2. Lubricidade *HFRR* dos Combustíveis

Os resultados abaixo foram obtidos através de um conjunto de sete ensaios de lubricidade para cada combustível analisado na bancada *HFRR*. Ensaios a seco foram utilizados como padrões de comparação aos ensaios lubrificados por estes combustíveis. A dispersão dos valores apresentada para cada combustível analisado deve-se à condição ambiente dos ensaios (temperatura e umidade locais) e às características de cada par tribológico esfera-disco utilizado (rugosidade e dureza).

### 4.2.1. Taxa de Desgaste

A taxa de desgaste foi obtida pela Eq. 10 segundo norma ASTM G133-10. O volume desgastado do disco foi calculado utilizando-se rugosímetro para medir a largura e a profundidade de sua escara. Na figura 38 são indicados os gráficos da taxa de desgaste obtidos pelos pares tribológicos esfera-disco lubrificados com combustíveis (B0-Diesel, Diesel comum, biodieseis e suas misturas) após ensaios de lubricidade *HFRR*.

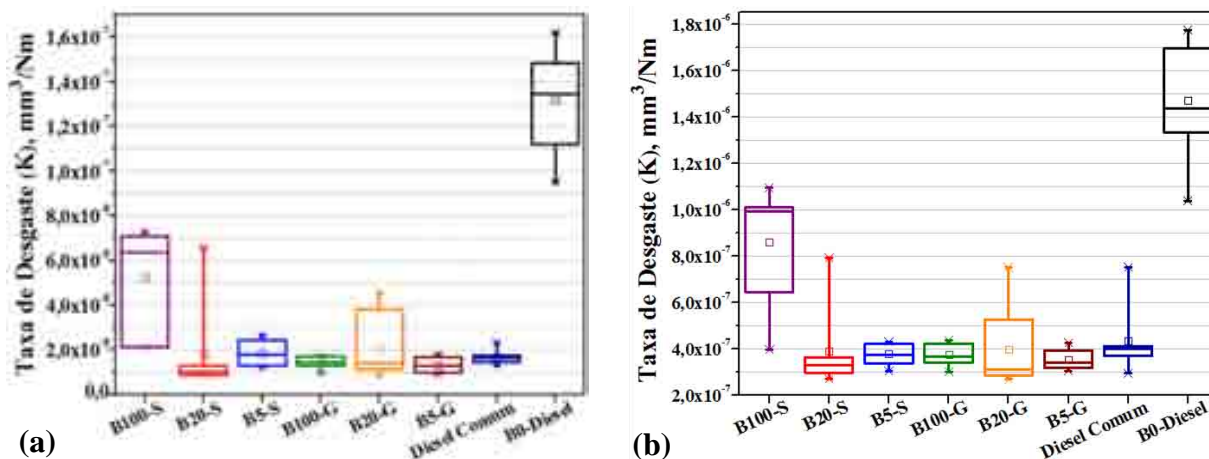


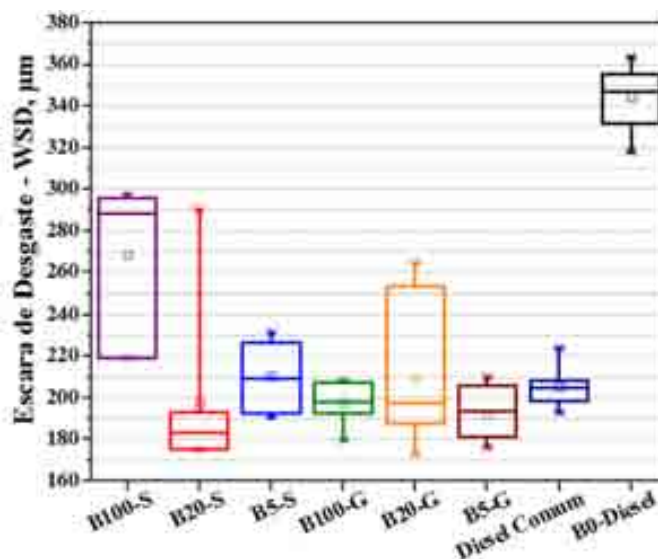
Figura 38 – Taxa de desgaste para (a) esfera e (b) disco após de ensaio de lubricidade *HFRR*



Como critério de comparação, a taxa de desgaste calculada após ensaios a seco foi de  $1,142 \times 10^{-05} \pm 4 \times 10^{-07} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ , para a esfera, e  $2,17 \times 10^{-02} \pm 4,0 \times 10^{-03} \text{ mm}^3/\text{Nm}$  para o disco. Uma vez que a dureza da esfera é maior que a do disco, nota-se que a taxa de desgaste é cerca de três ordens de grandeza menor que a do disco. No caso da taxa de desgaste obtida para os ensaios lubrificadas pelos combustíveis, Fig. 38, a diferença entre a taxa de desgaste da esfera e do disco foi cerca de uma ordem de grandeza, o que demonstra a eficácia da ação lubrificantes dos fluidos analisados. Em geral, o ensaio lubrificado com B0-Diesel promoveu maior taxa de desgaste que para os ensaios lubrificadas com Diesel Comum, ésteres etílicos de soja ou girassol e misturas diesel-biodiesel.

#### 4.2.2. Diâmetro Médio da Escara de Desgaste – WSD

Baseado na norma ASTM D 6079-04, a lubricidade para cada fluido foi avaliada a partir dos valores do diâmetro da escara de desgaste ( $d_{em}$  ou **WSD**) na esfera, Fig. 39, após ensaio em bancada HFRR a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  e medição em microscópio (ampliação: 100 vezes). As imagens das escaras de desgaste adquiridas para cada tipo de combustível encontram-se disponíveis no **Apêndice B**. A condição de não lubrificação foi experimentada através de ensaios HFRR realizados a seco, obtendo-se WSD igual a  $1053 \pm 9 \text{ }\mu\text{m}$ .



**Figura 39** – Escara de desgaste de esferas (WSD) para os combustíveis analisados

Os valores máximos aceitáveis para a escara de desgaste,  $d_{em}$  ou **WSD**, da esfera pelos padrões EN 590 e ASTM D 975 são  $520 \text{ }\mu\text{m}$  e  $460 \text{ }\mu\text{m}$ . Valores abaixo destes limites garantem uma lubricidade adequada do combustível, enquanto os valores acima comprometem o desempenho dos componentes do sistema de injeção. Baseado nos resultados

apresentados na Fig. 36, todos os combustíveis avaliados apresentaram WSD inferiores a  $370 \mu\text{m}$  e, portanto, têm lubricidade adequada conforme normas EN 590 e ASTM D 975. O B0-Diesel foi utilizado como padrão de referência dos biodieseis de óleos de soja (B100-S) e girassol (B100-G) e suas misturas.

O combustível fóssil B0-Diesel apresentou a maior escara de desgaste ( $345 \pm 15 \mu\text{m}$ ). O B0-Diesel possui elevado teor de enxofre (1200 ppm); este composto juntamente com os aromáticos são responsáveis pela lubricidade do combustível fóssil. Como constatado em diversas literaturas que abordam a lubricidade, as blendas de biodiesel com baixos percentuais (5 %) são suficientes para elevar o poder lubrificante do *LSD*. Neste caso, a adição de 5 % de biodiesel ao diesel promoveu redução na escara de desgaste de 37 % a 50 % quando comparado ao diesel puro (B0-Diesel) com escaras de desgaste de  $211 \pm 16 \mu\text{m}$  (B5-S) e  $192 \pm 13 \mu\text{m}$  (B5-G). As misturas B100-S, B20-S, B100-G e B20-G apresentaram as respectivas escaras de desgaste:  $269 \pm 35 \mu\text{m}$ ,  $198 \pm 41 \mu\text{m}$ ,  $198 \pm 10 \mu\text{m}$  e  $210 \pm 35 \mu\text{m}$ . O Diesel Comum apresentou escara  $d_{em}=206 \pm 10 \mu\text{m}$ .

A análise das características físico-químicas da Tab. 9 comprova-se a influência da corrosividade ao cobre na lubricidade do combustível. O valor **2c** do B100-S proporcionou maior escara,  $d_{em}$ , que as demais blendas de ambos os biodieseis. A maior dispersão  $d_{em}$  no Biodiesel de girassol pode ter relação com a maior rugosidade  $R_a$  dos discos utilizados (**Apêndice D**), cujos maiores valores foram para os discos lubrificadas com o B20-G.

Suarez *et al.* (2009), em seu estudo comparativo de lubricidade de diesel de teores de 15 e 50 ppm de enxofre com misturas de biodiesel de óleo de soja (obtidos por pirólise e transesterificação metílica), executaram ensaios de lubricidade pelo método HFRR e ensaio esfera-plano. As escaras de desgaste obtidas para o B100 foi de  $325 \mu\text{m}$  (obtenção por pirólise) e de  $180 \mu\text{m}$  (obtenção por transesterificação etílica). Lin *et al.* (2008) obtiveram escaras de desgaste de  $217 \mu\text{m}$  e  $222 \mu\text{m}$  para as misturas de biodiesel de palma B100 e B20, respectivamente. Enquanto no trabalho de Joshi *et al.* (2010), o B100 de soja processamento em rota metílica revelou diâmetro de escara,  $d_{em}=198\mu\text{m}$ .

#### 4.2.3. Atrito, Filme Lubrificante, Temperatura e Nível de Pressão Sonora

Alguns problemas de padronização quanto às mudanças de implementação do HFRR foram relevantes e interferiram nos seus valores coletados. Para alguns combustíveis [B5-S (ensaios n°1, n°2 e n°3); B100-S e Diesel Convencional] não foi possível a obtenção dos dados de NPS. Estes ensaios foram realizados antes da implementação do decibelímetro ao

sistema HFRR. Os ensaios com B5-S (ensaios n°4, n°5, n°6 e n°7) realizaram-se sem o isolamento termo-acústico. Este isolamento promoveu diferença significativa no aquecimento do contato e no NPS, como constatado nos ensaios utilizando B20-S, a partir do ensaio n°6. Também, não foi possível obter o aquecimento do contato para os ensaios com o Diesel convencional puro e com B100-S (ensaios n°1, n°2 e n°3), uma vez a temperatura dentro da cabine não foi medida.

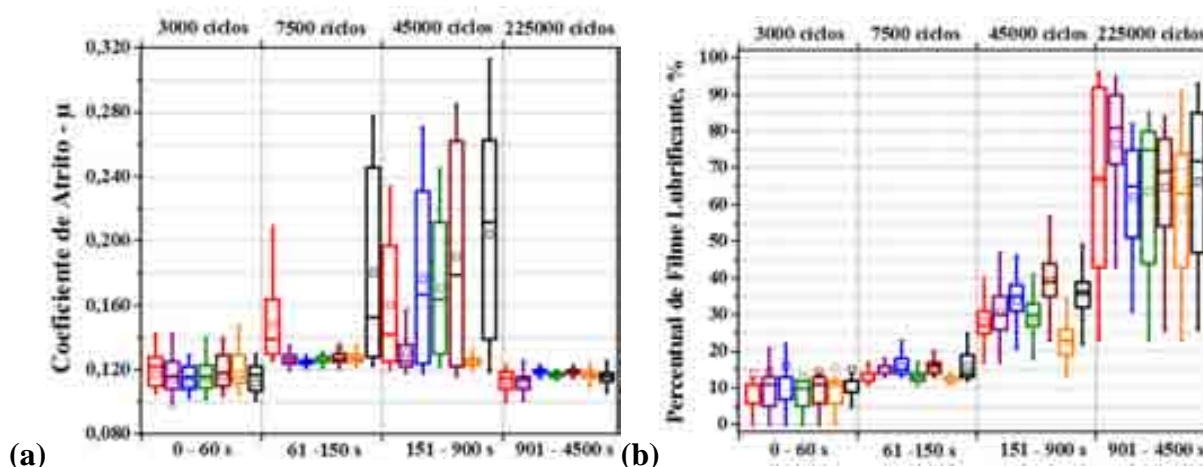
Os parâmetros tribológicos de Coeficiente de atrito, Percentual de filme lubrificante, Nível de Pressão Sonora – NPS e Temperatura próxima ao contato – Tc ( $1,7 \pm 0,1$  mm de distância do contato esfera-plano) foram obtidos em função do tempo de ensaio de lubricidade na bancada HFRR (duração de 1 hora e 15 minutos, ou 4500 s).

A ordem dos ensaios de cada fluido combustível foi preservada seguindo o esquema segundo a Figura 40 a seguir, no qual há notação de cores para as sete repetições de ensaios.



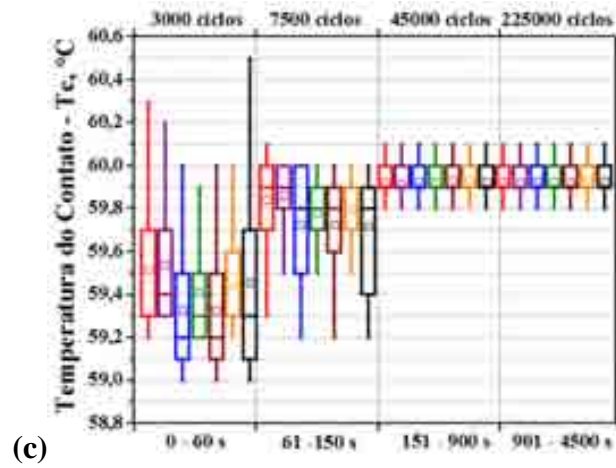
**Figura 40** – Legenda da ordem dos ensaios identificados por cores distintas

Esses dados foram analisados pelo esboço dos gráficos discretizados por *envelopes temporais*, revelando tendências da distribuição de valores nos seguintes intervalos: 0 s a 60 s (até 3.000 ciclos), 61 s a 150 s (7.500 ciclos), 151 s a 900 s (45.000 ciclos) e 901 s a 4500 s (225.000 ciclos). Estes envelopes agrupam os dados coletados em faixas dos tipos rampa (*running-in*), decaimento (limiar entre os regimes *running-in* e permanente) e regime permanente; indicando as taxas de transferência de energia ao ambiente e suas flutuações no domínio do tempo. Seus valores são apresentados nas Fig. 41 a 48 por de gráficos *box-plot*.

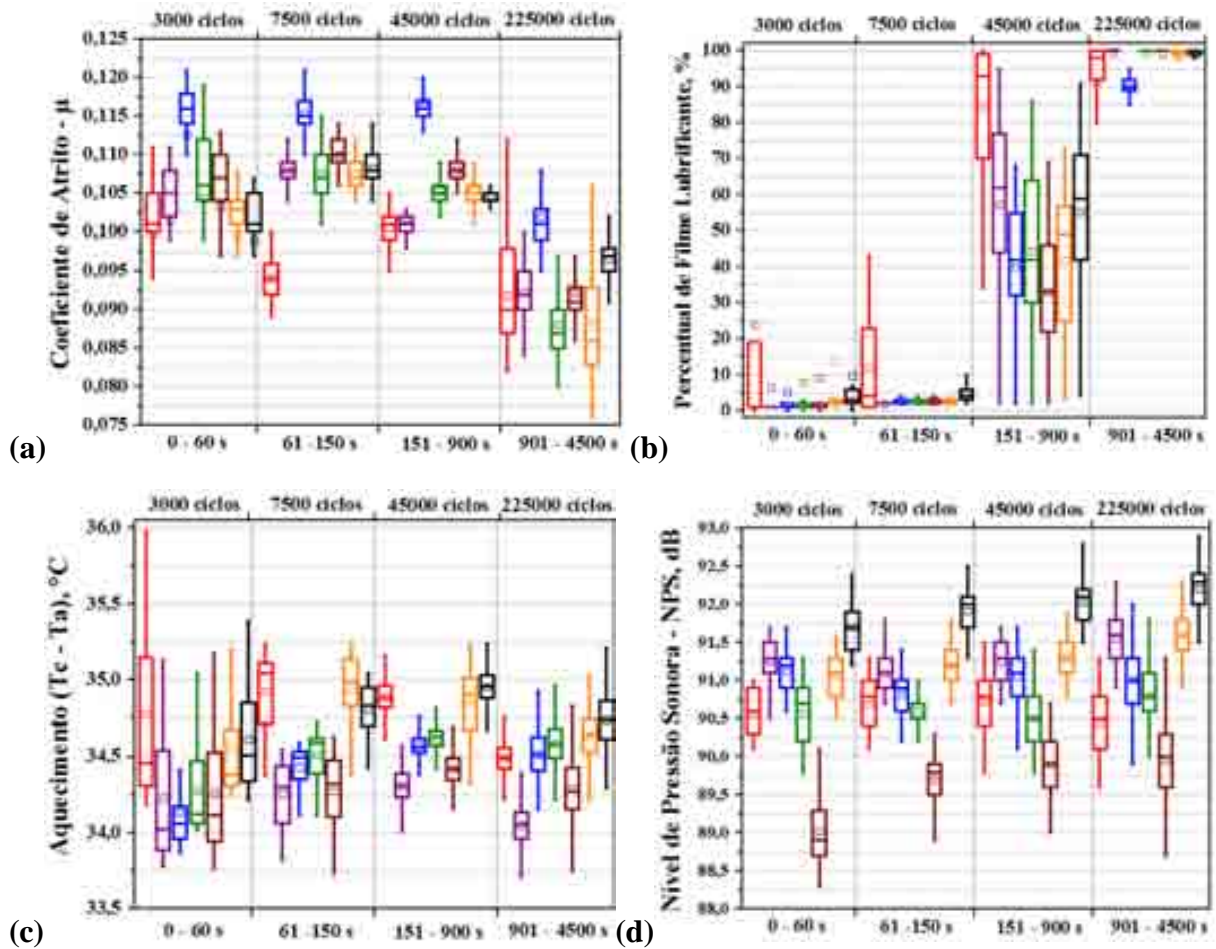


**Figura 41** – Ensaios com B0-Diesel: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme e, (c)

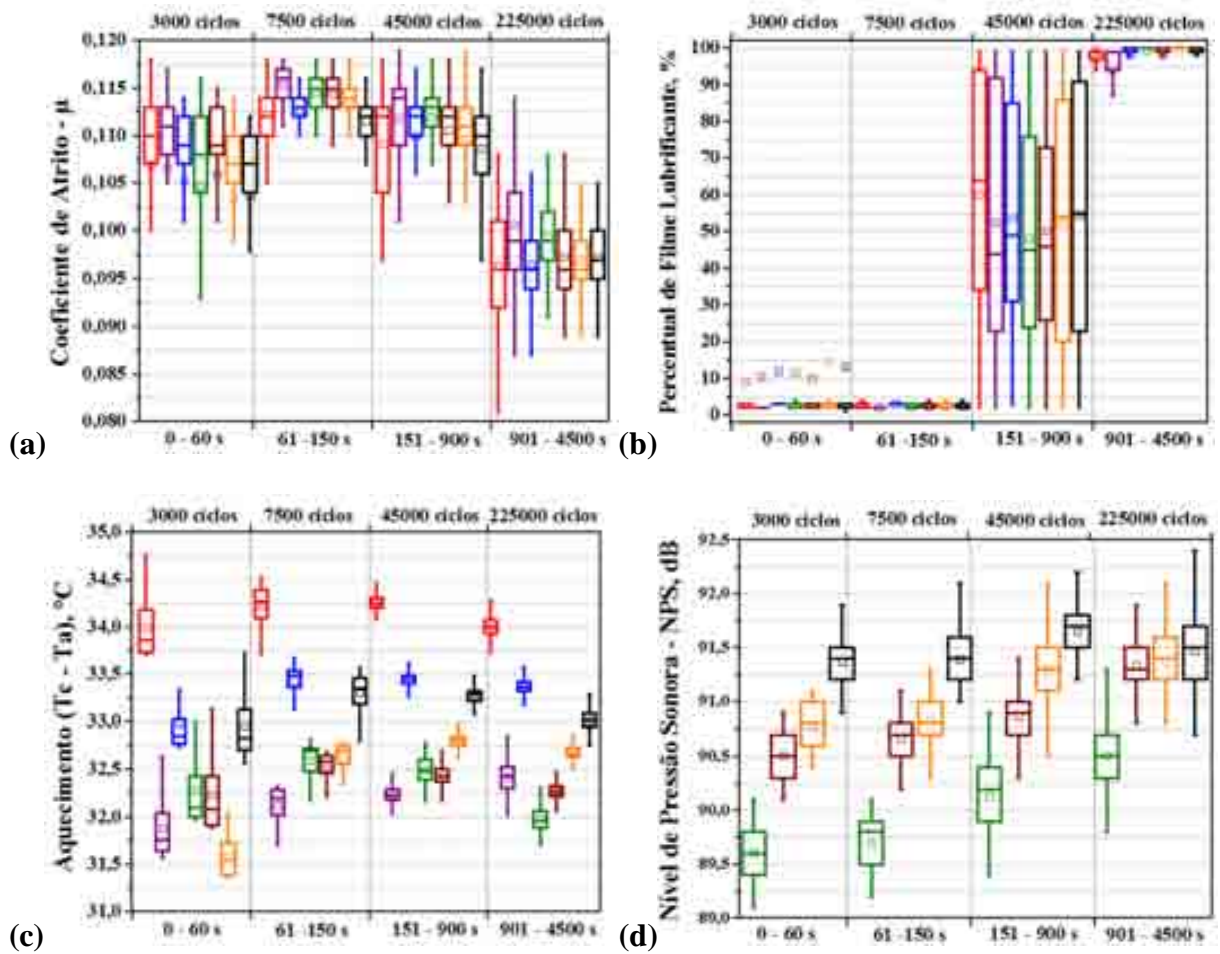
Temperatura do contato – Tc



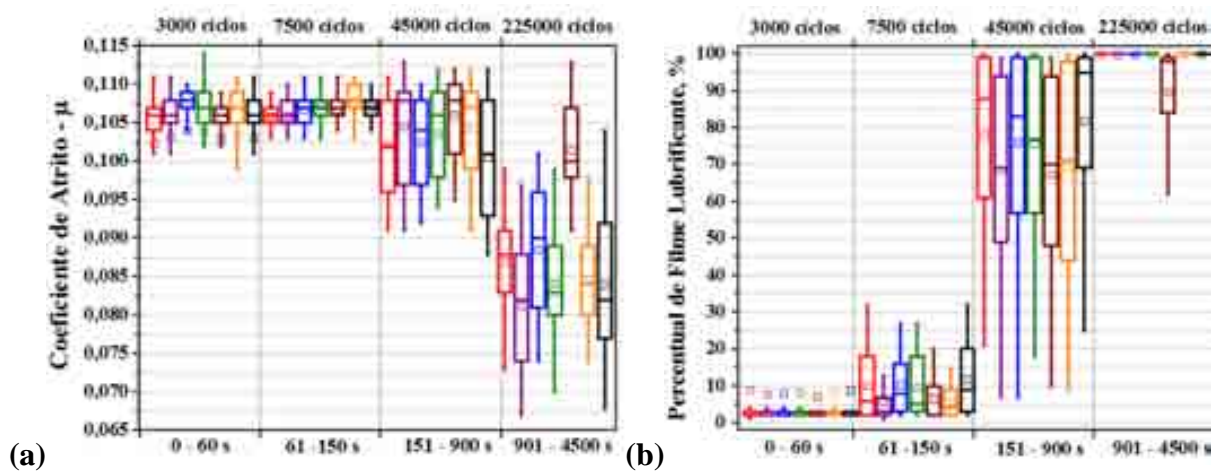
**Figura 41**– Ensaios com B0-Diesel: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme e, (c) Temperatura do contato –  $T_c$



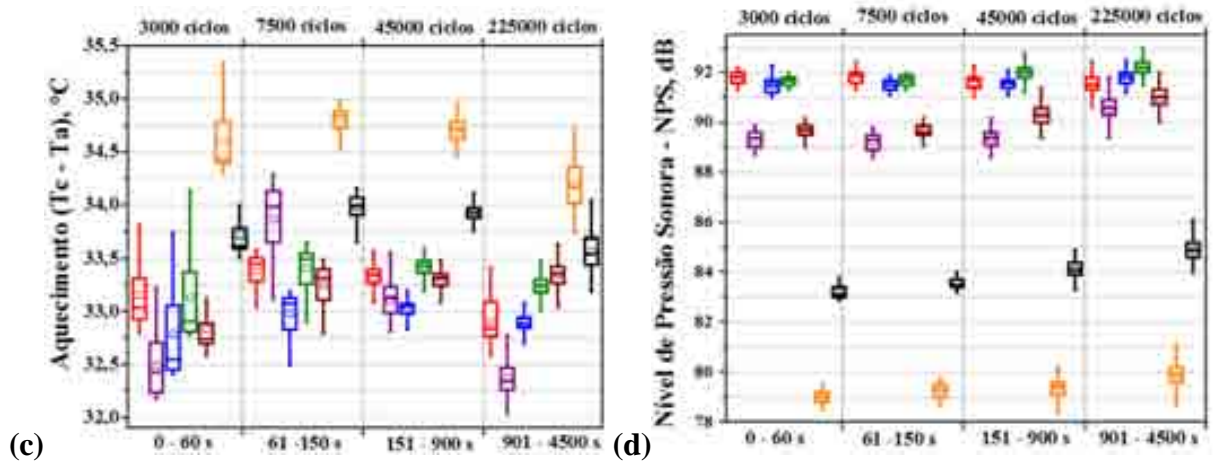
**Figura 42** – Ensaios com Diesel Comum: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS



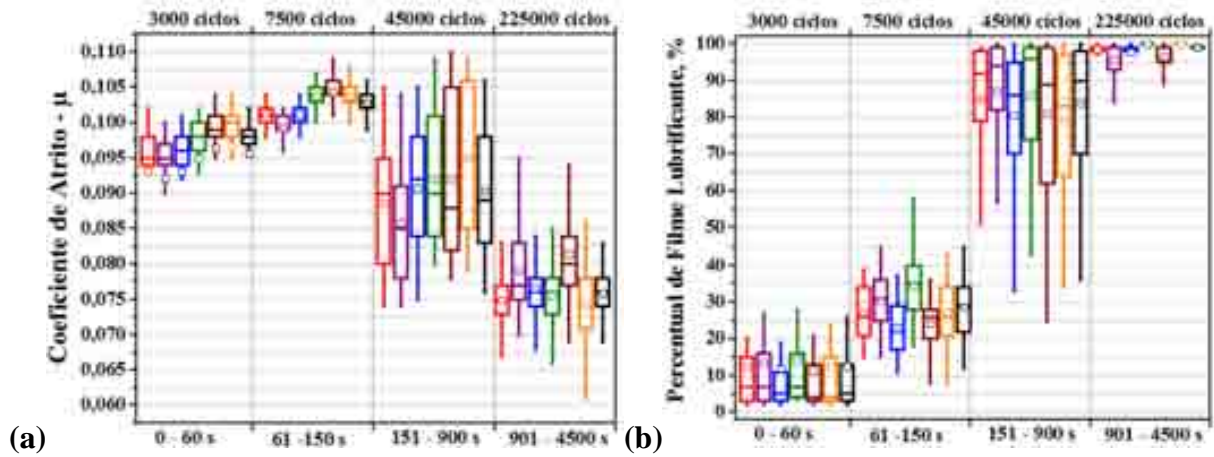
**Figura 43**—Ensaio com B5-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS (ensaios n<sup>o</sup>4, 5, 6 e 7)



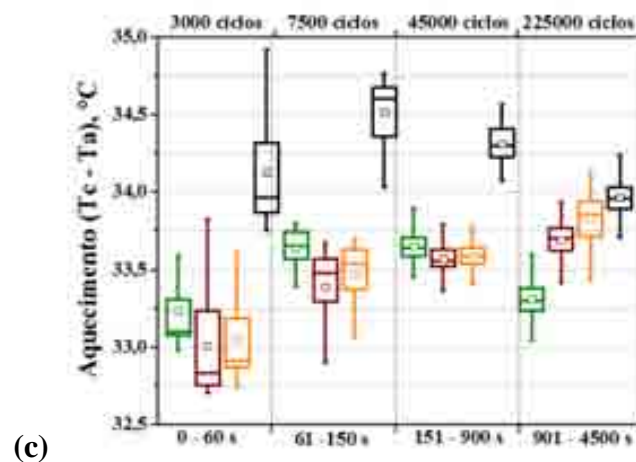
**Figura 44** – Ensaio com B20-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS



**Figura 44** – Ensaio com B20-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS

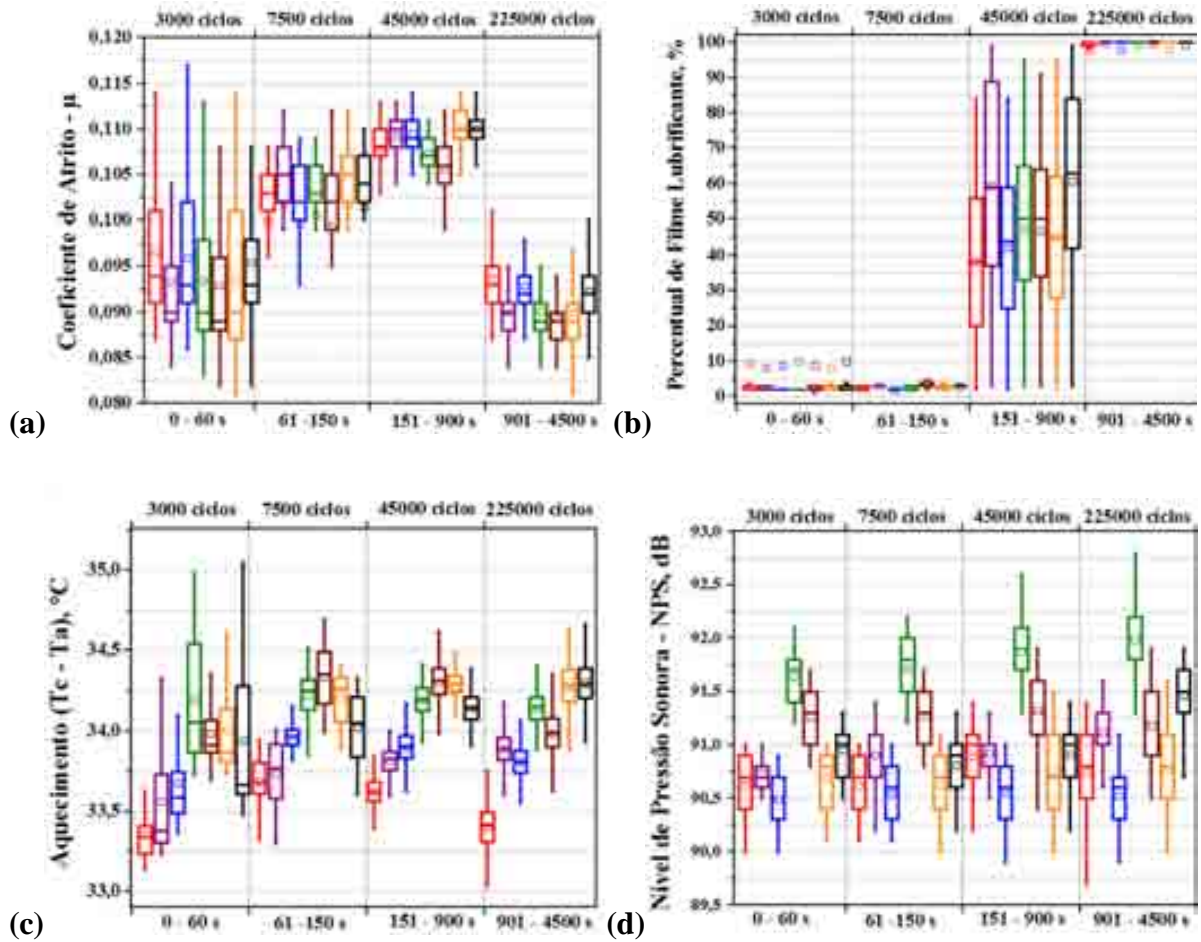


(a) (b)

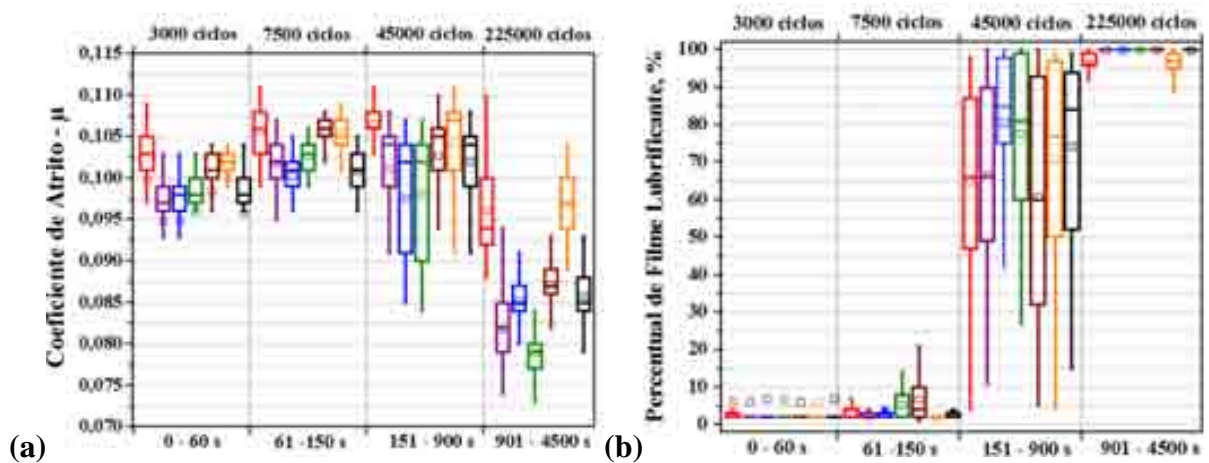


(c)

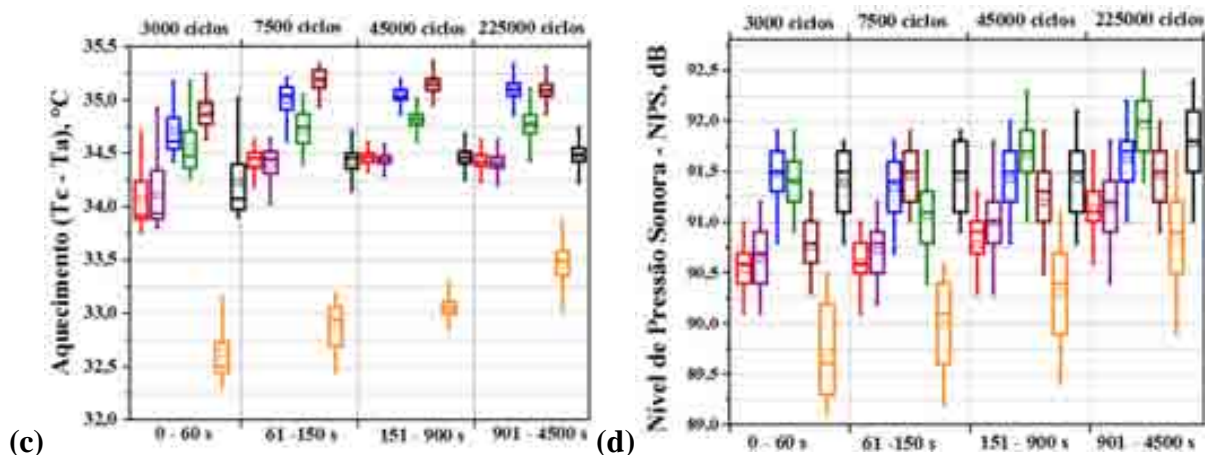
**Figura 45** – Ensaio com B100-S: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme e (c) Aquecimento do contato



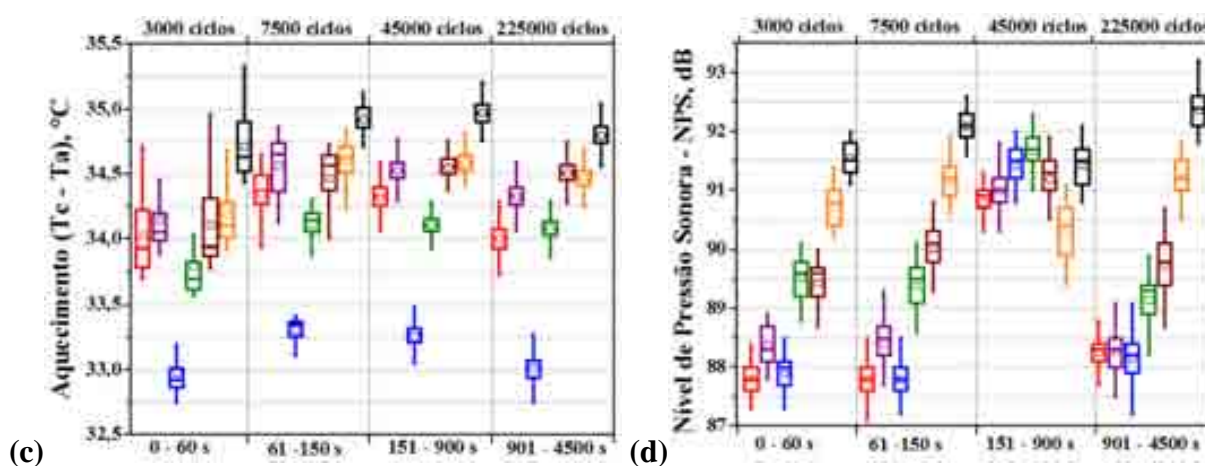
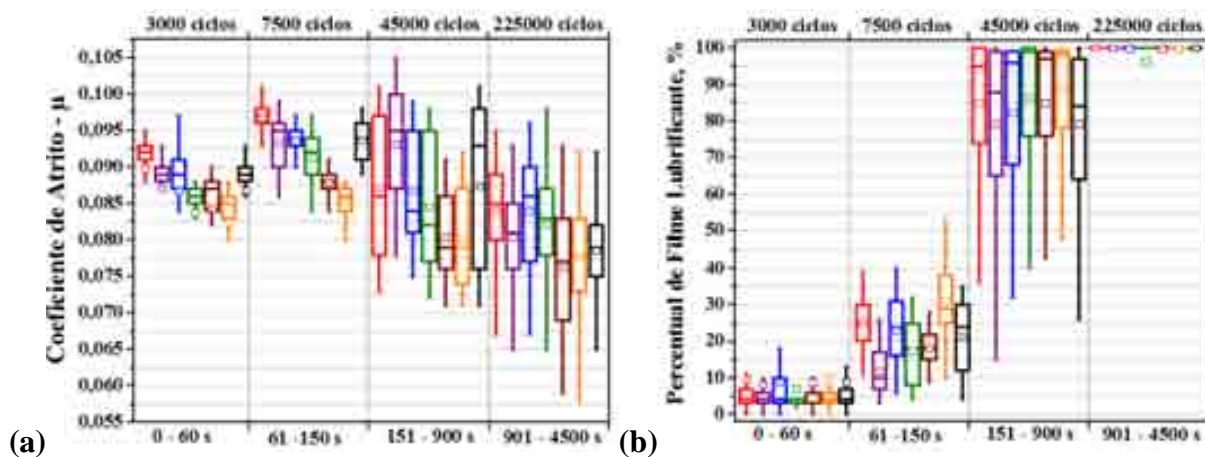
**Figura 46** – Ensaio com B5-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS



**Figura 47** – Ensaio com B20-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS



**Figura 47** – Ensaios com B20-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS



**Figura 48** – Ensaios com B100-G: (a) Coeficiente de atrito, (b) Percentual de filme, (c) Aquecimento do contato e (d) NPS

No início dos ensaios de lubrificidade, percebe-se que à medida que o percentual de filme lubrificante aumenta, o coeficiente de atrito e o nível de pressão sonora diminuem.



Também, durante a evolução da escara, a pressão de contato começa a diminuir, e a espessura do filme de combustível que separa a esfera do disco, faz com que o atrito diminua. Disto, deduz-se que o contato não-conforme evoluiu para o contato conforme entre 151 s a 900 s. A tabela 12 mostra uma síntese da dispersão dos dados (máximos e mínimos), os quais foram apresentados nos gráficos de lubricidade para cada combustível avaliado (Fig. 41 a Fig. 48).

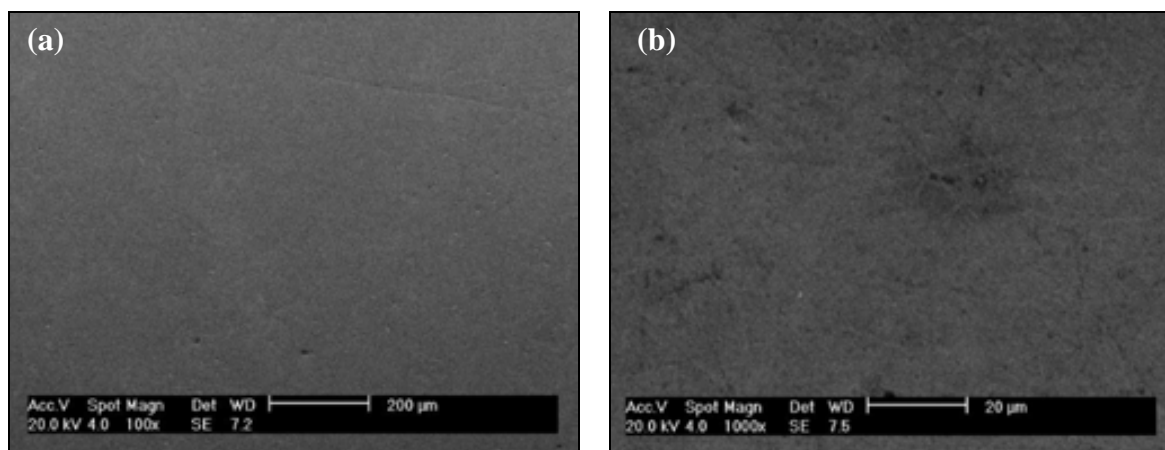
**Tabela 12** – Máximos e mínimos de dados de Coeficiente de Atrito (CA), Percentual de Filme Lubrificante (FL), Aquecimento do Contato (AC) e Nível de Pressão Sonora (NPS)

Fluido	0 – 60 s				61 – 150 s				151 – 900 s				901 – 4500 s			
	CA	FL %	AC K	NPS dB	CA	FL %	AC K	NPS dB	CA	FL %	AC K	NPS dB	CA	FL %	AC K	NPS dB
B0-Diesel	0,098	0	59,0	Não	0,120	10	59,2	Não	0,117	13	59,8	Não	0,100	23	59,8	Não
	a	a	a	Há	a	a	a	Há	a	a	a	Há	a	a	a	Há
Diesel Comum	0,145	23	60,3		0,180	25	60,1		0,315	57	60,1		0,128	96	60,1	
	0,093	0	33,8	88,3	0,088	0	33,7	88,8	0,095	2	34,0	89,0	0,076	80	33,7	88,7
B5-S	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	0,123	15	36,0	92,4	0,122	10	35,2	92,5	0,120	100	35,2	92,8	0,111	100	35,2	92,84
B20-S	0,093	3	33,8	88,3	0,105	3	33,7	88,8	0,097	3	34,0	89,0	0,081	88	33,7	88,7
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
B100-S	0,118	16	36,0	92,4	0,118	5	35,2	92,5	0,118	99	35,2	92,8	0,114	100	35,2	92,84
	0,098	1	32,2	78,7	0,103	1	32,5	78,8	0,087	6	32,6	78,2	0,067	62	32,0	78,7
B5-G	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	0,114	9	35,3	92,4	0,112	32	35,0	92,5	0,113	100	35,0	92,9	0,113	100	34,8	93,0
B20-G	0,090	1	32,7	Não	0,096	8	32,8	Não	0,074	25	33,3	Não	0,061	84	33,1	Não
	a	a	a	Há	a	a	a	Há	a	a	a	Há	a	a	a	Há
B100-G	0,104	29	34,9		0,108	58	34,8		0,110	100	34,6		0,095	100	34,3	
	0,082	2	33,2	90,0	0,093	2	33,3	90,0	0,098	2	33,4	88,8	0,082	9	33,1	88,7
B5-G	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	0,117	10	35,0	92,1	0,113	5	34,2	92,2	0,113	98	35,1	92,6	0,101	100	34,2	92,8
B20-G	0,093	1	33,7	90,1	0,095	2	34,0	90,1	0,088	4	34,2	90,3	0,073	88	34,2	90,4
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
B100-G	0,109	8	35,7	91,9	0,111	21	35,8	91,9	0,111	100	35,8	92,3	0,110	10	35,8	92,5
	0,080	0	33,5	87,3	0,080	3	33,8	87,1	0,071	15	33,8	89,4	0,058	95	33,7	87,2
B100-G	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	0,097	18	35,3	92,0	0,101	54	35,1	92,8	0,105	100	35,2	92,3	0,098	100	35,1	93,2

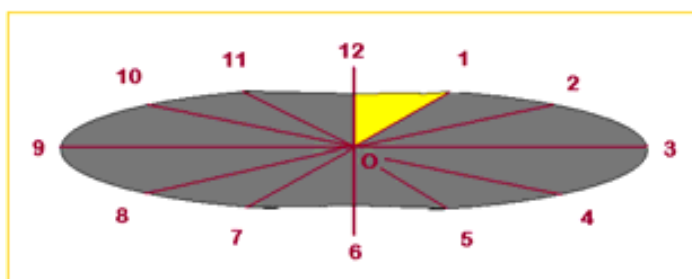
Como constatado por Haseeb *et al.* (2010), o coeficiente de atrito, no regime permanente, eleva-se com o aumento da temperatura e redução do teor de biodiesel no diesel. Suarez *et al.* (2009) investigaram as propriedades de combustíveis obtidos de uma mistura de LSD com biodiesel produzido por pirólise e/ou transesterificação etílica de óleo de soja e blendas usando HSD. Resultados de massa específica indicaram que há diferença nos seus valores para os dois métodos de obtenção e que estes valores divergem quando há blendas biodiesel acima de 20 % à 20 e à 40 °C. Os resultados de lubricidade também mostraram haver menor coeficiente de atrito usando a blenda de 20 % com LSD; enquanto as blendas de 20, 50 e 100 % de biodiesel de soja usando o HSD apresentaram menor coeficiente de atrito.

### 4.3. Análise do Desgaste por MEV e EDS

A escara de desgaste de um contracorpo (disco) oferece mais detalhes que a superfície do mesmo na condição recebida, ou seja, polida, não desgastada (Fig. 49), e sendo necessária uma análise mais criteriosa seguindo, por exemplo, um referencial topográfico com base nas horas do relógio, como indicado na Fig. 50.



**Figura 49** – Contracorpo na condição recebida: (a), (b) superfície polida, ampliações 100 X e 1000 X

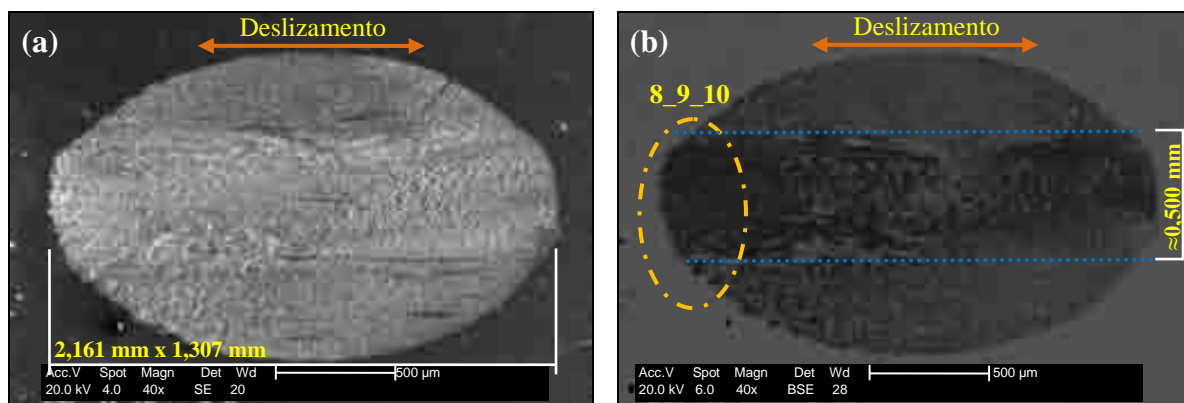


**Figura 50** – Referencial topológico para a *escara do desgaste do disco*, com base nas horas do relógio: os arcos **2\_3\_4** e **8\_9\_10** se situam no fim de curso da esfera em seu movimento alternado de 1 mm sobre a face plana e retificada do disco; em destaque, a **zona de contato O\_12\_1**

As imagens a seguir foram obtidas pela análise de contracorpos (discos HFRR) ensaiados a seco e lubrificados com diesel (B0-Diesel) e Diesel comum, ésteres etílicos de soja (B5-S, B20-S, B100-S) e girassol (B5-G, B20-G, B100-G). A região da escara de desgaste foi analisada por sinais de Elétrons Secundários – SE (topográfico) e Retroespalhados – BSE (características da variação de composição) para caracterização do mecanismos/morfologia do desgaste. A técnica EDS ou EDX (Espectroscopia por Energia Dispersiva de Raios-X) foi usada para fornece a composição qualitativa a região escolhida, conforme referenciais da Fig. 50.

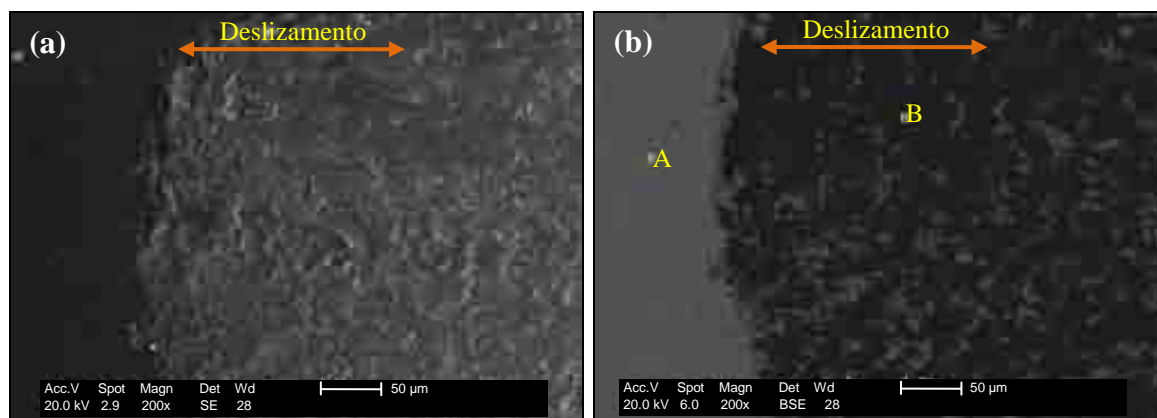
### 4.3.1. Disco Usado no Ensaio a Seco

As imagens das figuras 51(a) e 51(b) correspondem a à escara de desgaste formada na superfície do contracorpo (disco n°1) ensaiado a seco usando detectores SE e BSE, respectivamente. As dimensões finais da escara calculas foram de 2,161 mm x 1,307 mm. Na 48(b) é notada uma tonalidade mais escura na trilha central da escara com largura paralela à direção do deslizamento de  $\approx 0,5$  mm, onde a profundidade da escara foi maior, pois a pressão de contato e o atrito gerados foram mais elevados nesta área.

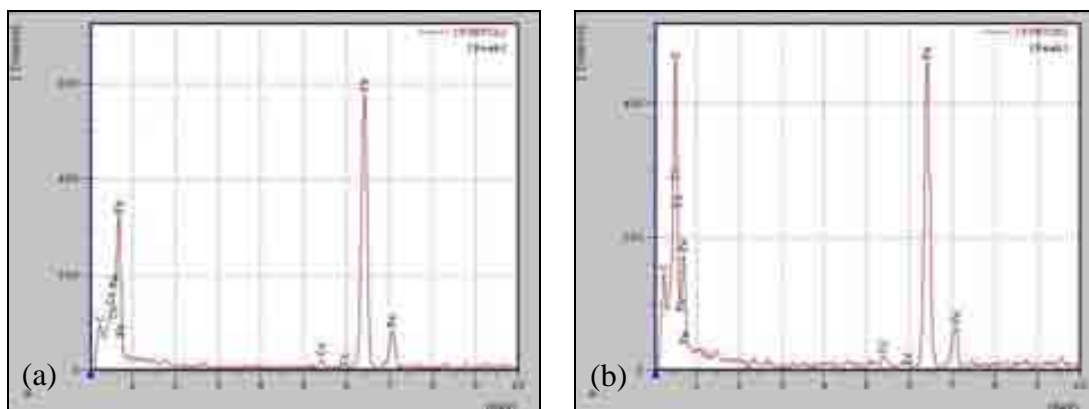


**Figura 51** – Ensaio a seco n°1: aspectos (a) topográfico e (b) composicional da escara de desgaste

A figura 52 apresenta a zona de contato 8\_9\_10 ampliada. Nota-se que a superfície foi severamente cisalhada, Fig. 52(a). Na figura 52(b) os pontos **A** e **B** representam a região fora e dentro da zona de desgaste, respectivamente. A microanálise EDS identificou a presença de ferro, carbono e cromo no ponto A, os quais caracterizam o material do contracorpo (AISI 52100), Fig. 53(a). No ponto B (Fig. 53(b)) foi encontrada uma quantidade expressiva de oxigênio, o qual está relacionado à formação de óxido em toda a escara.



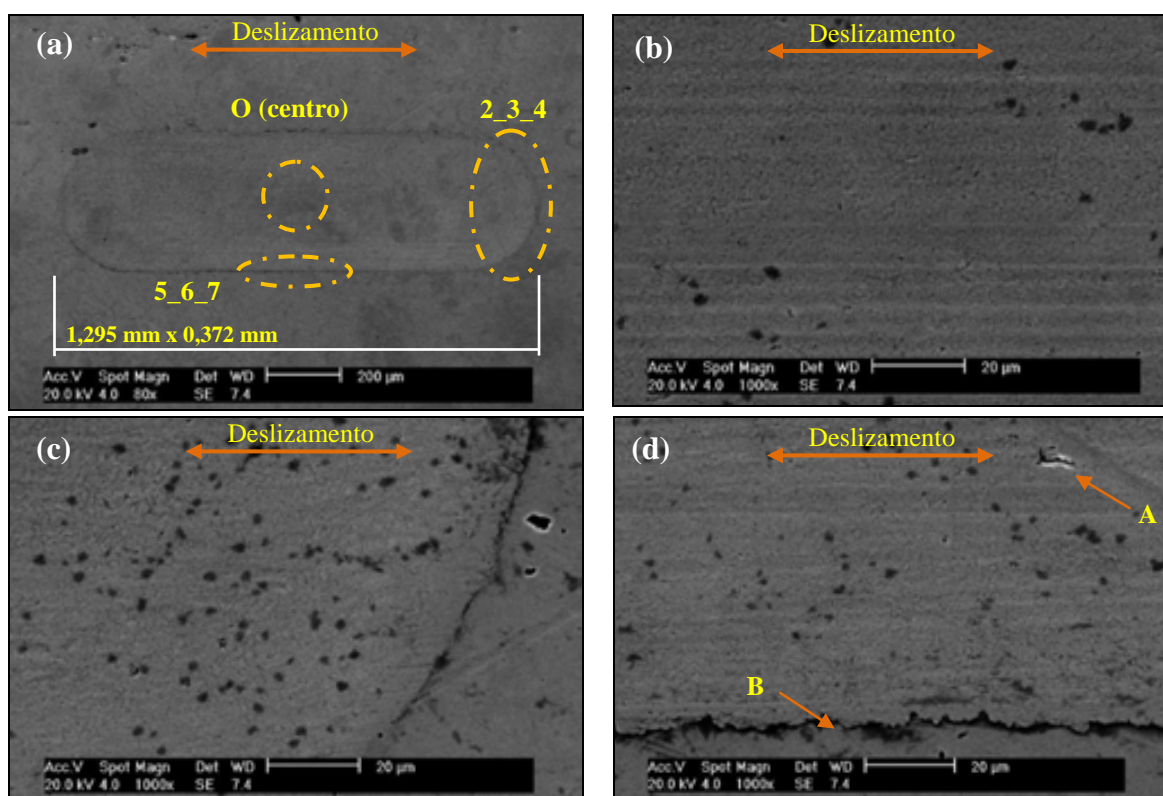
**Figura 52** – Ensaio a seco, n°01: (a), (b) *zona de contato 8\_9\_10* lateral da escara de desgaste para o disco n°1 ensaiado a seco com esfera n°1 e identificação dos pontos A e B



**Figura 53** – Ensaio a seco n°1: espectros EDX para os pontos (a) A e (b) B da Fig. 52(b).

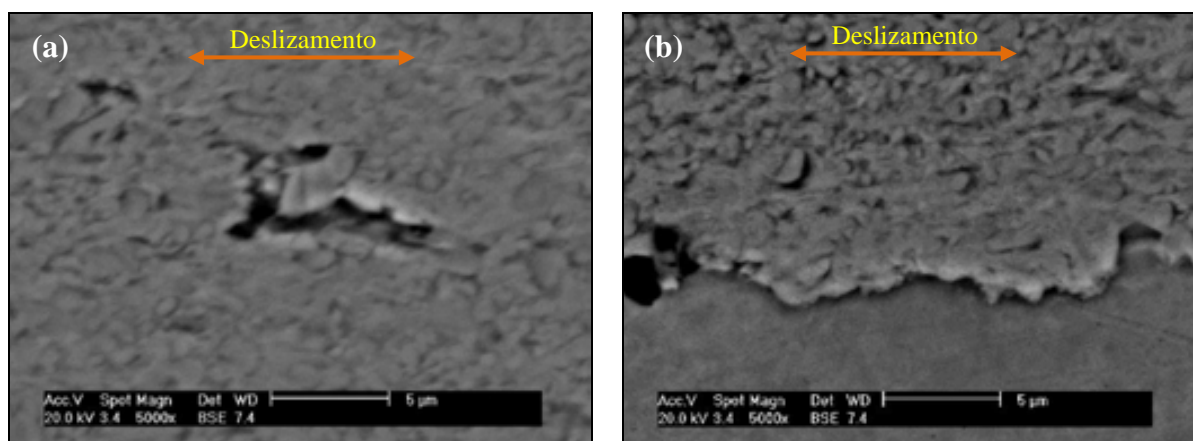
#### 4.3.2. Disco Usado no Ensaio Lubrificado com B0-Diesel

A figura 54 apresenta a escara de desgaste para o contracorpo (disco n°1) lubrificado com B0-Diesel. De acordo com Fig. 54(a), o contracorpo apresentou escara de desgaste nas seguintes dimensões: 1,295 mm por 0,372 mm após 225.000 ciclos de contato com corpo-de-prova (esfera n°1). A escara de desgaste é mostrada através de referencial topográfico da Fig. 50, destacando-se as principais zonas de contato: central **O** (Fig. 54(b)), frontal **2\_3\_4** (Fig. 54(c)) e lateral **5\_6\_7** (Fig. 54(d)).

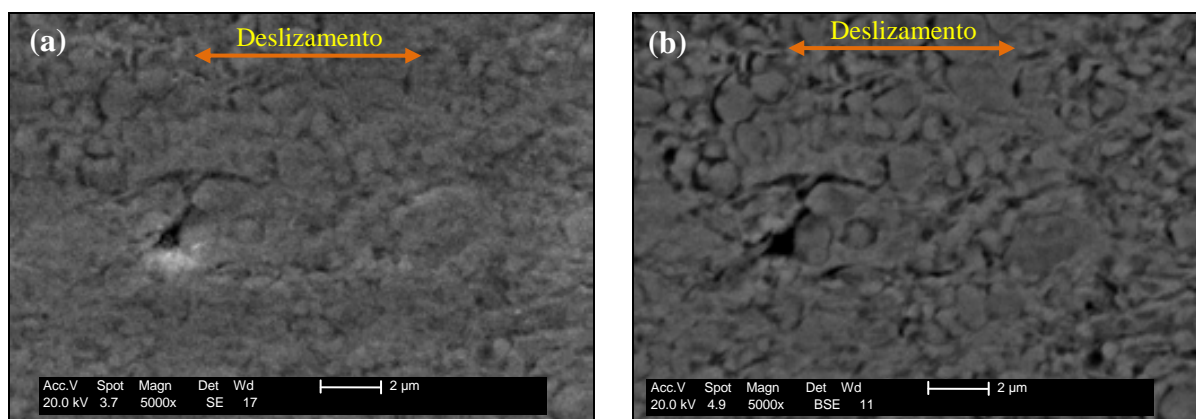


**Figura 54** – (a) Aspectos gerais da escara de desgaste do disco n°1 lubrificado com B0-Diesel; e ampliação das *zonas de contato* (b) central **O**, (c) frontal **2\_3\_4**, e (d) lateral **5\_6\_7**

A figura 55 apresenta ampliações da zona de contato **5\_6\_7** (borda lateral) referentes a aos pontos **A** (a) e **B** (b). Na figura 55(a) é observada a formação de *pit*; enquanto que a Fig. 55(b) apresenta uma pequena formação de proa lateral. Ambos os mecanismos de desgaste são decorrentes do contato da esfera em deslizamento sobre o disco. As imagens ampliadas da zona de contato **O** são exibidas na Fig. 56. Observa-se a presença de grãos alongados pela deformação decorrente deslizamento alternado sob carga da esfera sobre a superfície do disco n°1.

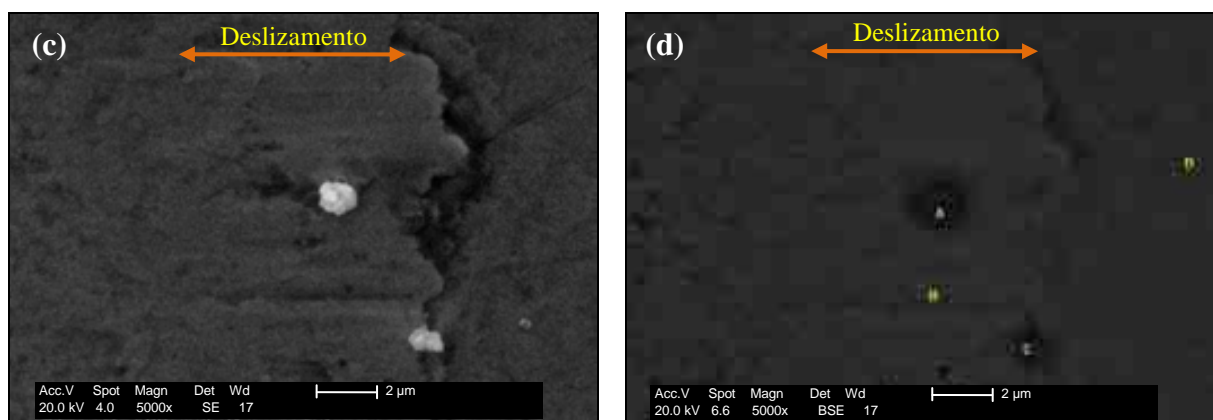


**Figura 55** – Zona de contato **2\_3\_4** do disco n°1 lubrificado com B0-Diesel: (a), (b) são ampliações dos pontos indicados na Fig. 54(d)

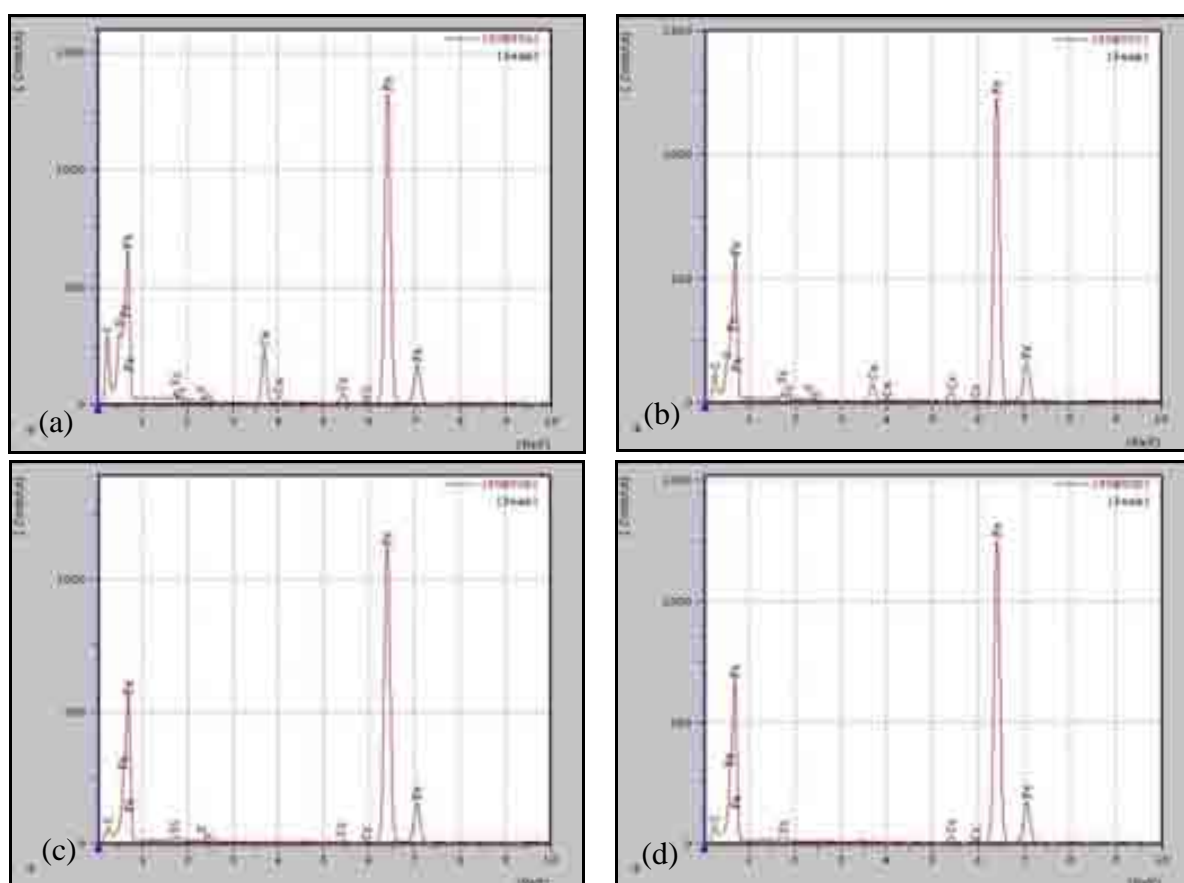


**Figura 56** – Zona de contato **O**: (a), (b) aspectos topográficos e composicional de grãos alongados devido ao movimento alternado sob carga da esfera sobre disco n°1 lubrificado com B0-Diesel

Ampliações na zona de contato **2\_3\_4** (Fig. 54(a)) apresentaram partículas, as quais foram identificadas, na Fig. 57, respectivamente: **A** – partícula depositada na superfície da trilha de desgaste; **B** – região desgastada; **C** – partícula depositada na fronteira entre a região desgastada e não desgastada e; **D** – região externa à trilha de desgaste. Estes pontos foram caracterizados através de microanálise EDS e apresentados na Fig. 58 a seguir.



**Figura 57 – Zona de contato 2\_3\_4:**(a), (b) aspectos topográficos e composicional mostrando as partículas identificadas pelos pontos A, B, C e D na superfície do disco lubrificado cim B0-Diesel n°1

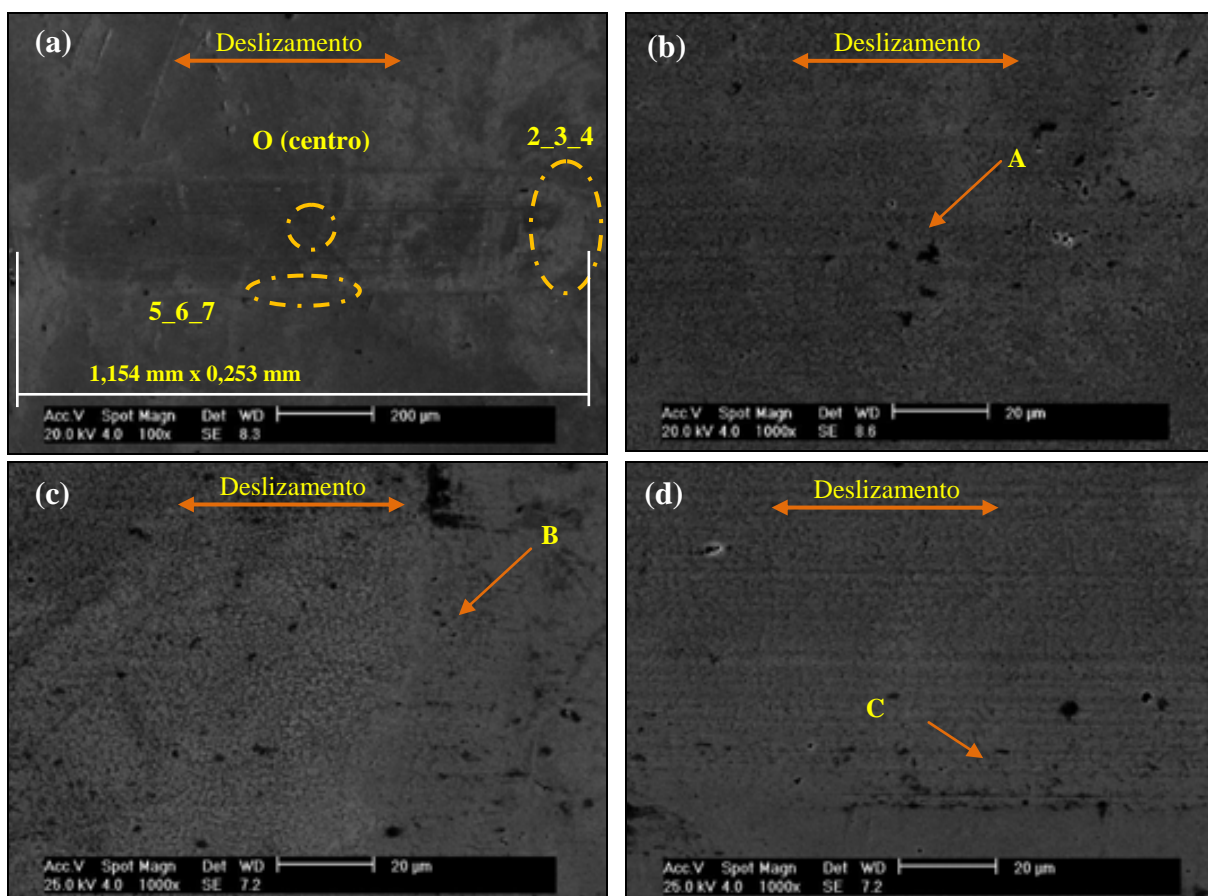


**Figura 58 – Espectros EDX de A, B, C e D presentes na zona de contato 2\_3\_4, Fig. 57**

De acordo com a intensidade dos picos para os elementos encontrados na Fig. 58(a-d), nota-se, Fig. 57(a-b), que as partículas são formadas por oxigênio e cálcio, que podem ter origem do processo usinagem do disco usado. Os traços de enxofre podem ser decorrentes da composição do combustível, pois o ponto D (Fig.58(d)) não apresentou qualquer teor deste elemento. Os demais elementos pertencem ao aço AISI 52100 usado.

### 4.3.3. Disco do Ensaio Lubrificado com Diesel Comum

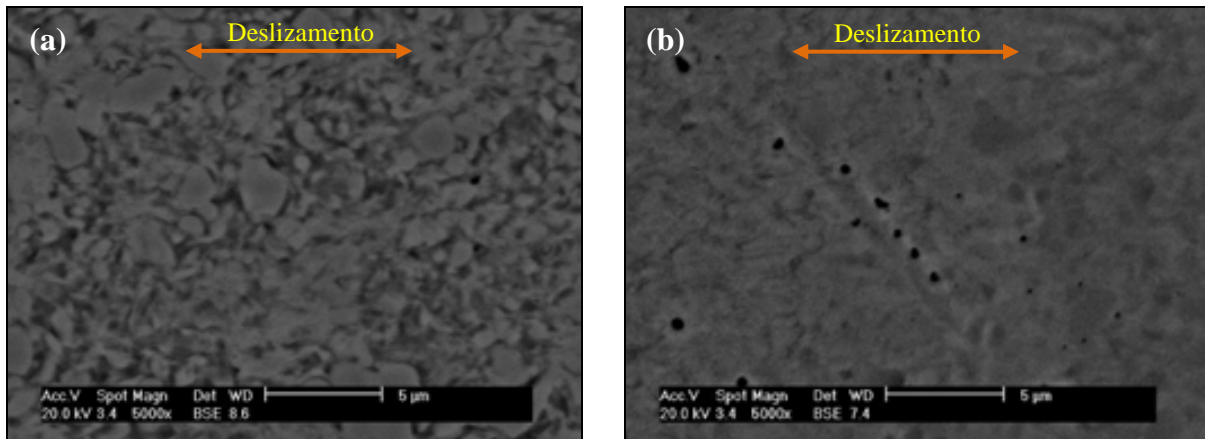
Na figura 59 destaca-se a escara de desgaste para o contracorpo (disco nº7) lubrificado com Diesel comum evidenciando os aspectos da superfície desgastada, destacando-se as principais zonas de contato: central **O** (Fig. 59(b)), frontal **2\_3\_4** (Fig. 59(c)) e lateral **5\_6\_7** (Fig. 59(d)), conforme referencial topográfico da Fig. 50.



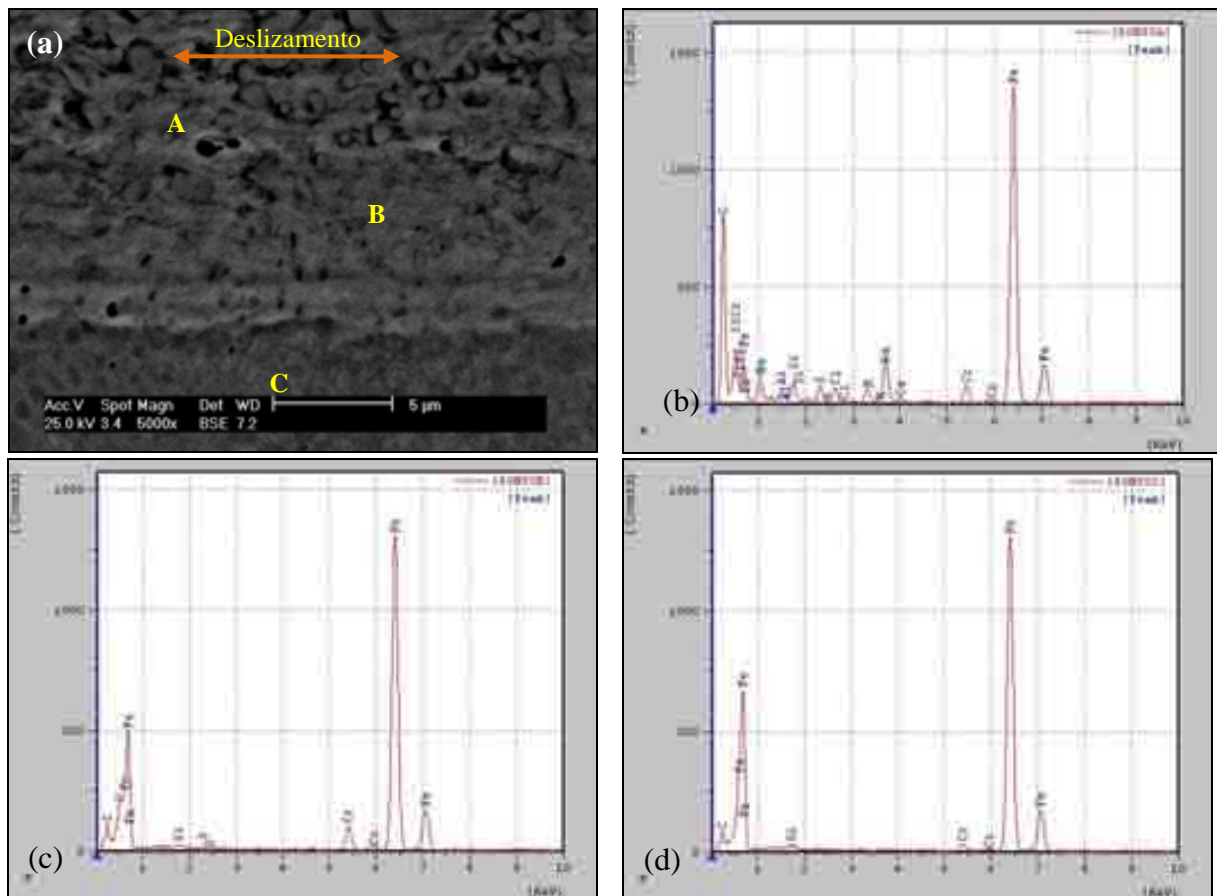
**Figura 59** – (a) Aspectos gerais da escara de desgaste do disco nº7 lubrificado com Diesel comum; e ampliação das *zonas de contato* (b) central **O**, (c) frontal **2\_3\_4**, e (d) lateral **5\_6\_7**

Como visto na Fig. 59(a), a escara de desgaste do contracorpo apresentou 1,154 mm por 0,253 mm após 225.000 ciclos de contato com o corpo-de-prova (esfera nº7) sob carga em movimento alternado usando o Diesel Comum. A figura 60 corresponde às imagens das áreas A e B apontadas na Fig. 59(b) e 59(c), respectivamente, detalhando-se as zonas de contato **O** e **2\_3\_4**, onde observa-se grãos alongados devido ao contato cíclico sob carga.

A zona de contato **5\_6\_7** (ampliação da área C, Fig. 59(d)) é apresentada na Fig. 61, cujos pontos **A** (partícula presente na superfície desgastada), **B** (zona desgastada) e **C** (fora da zona desgastada) são identificados através de espectros EDX obtidos para o disco nº7.



**Figura 60** – Zonas de contato *O* e *2\_3\_4* do disco n°7 lubrificado com Diesel comum: (a), (b) são ampliações dos pontos A e B indicados nas Fig.s 59(b) e 59(c), respectivamente

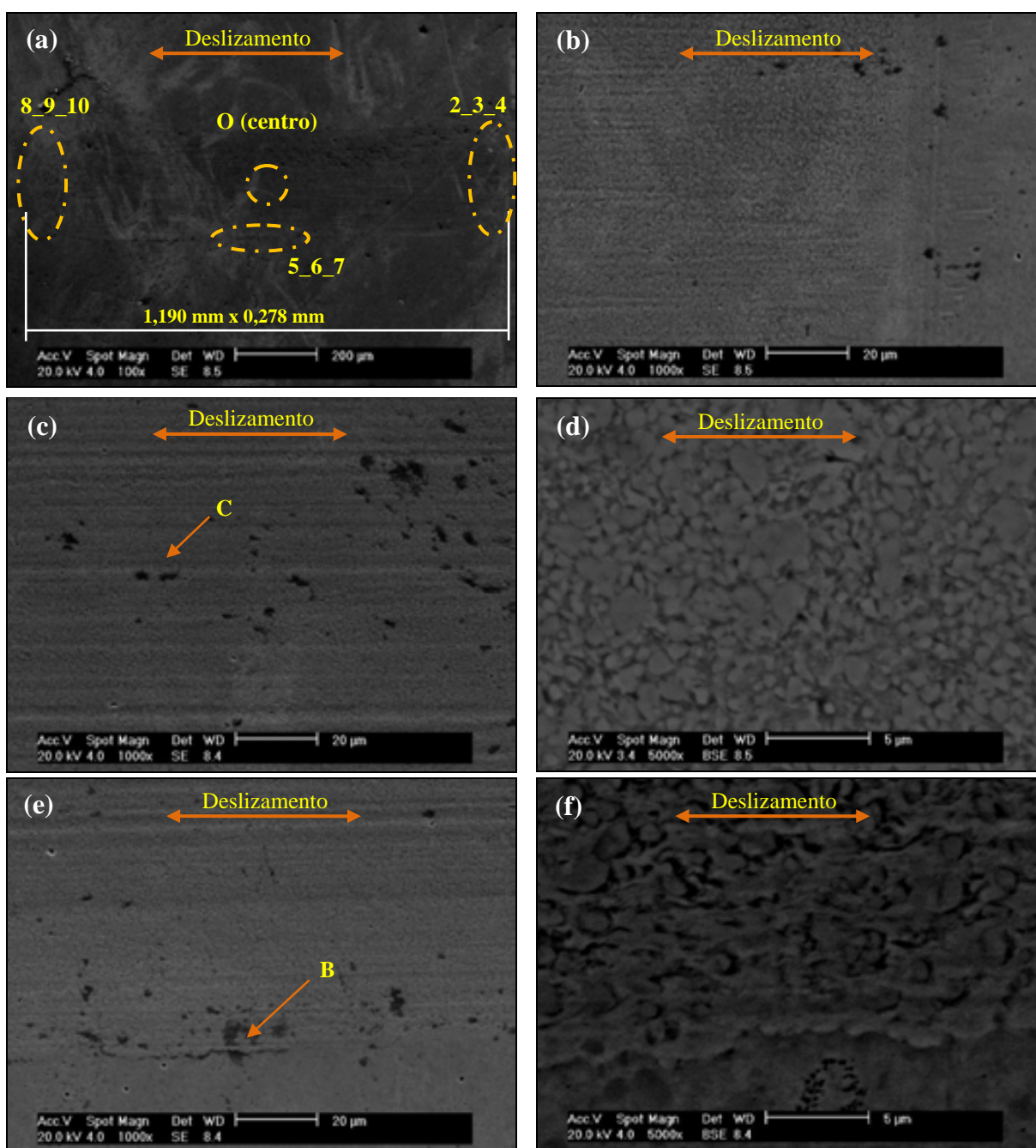


**Figura 61** – (a) Zona de contato *2\_3\_4* da escara de desgaste do disco n°7 com identificação dos pontos A, B e C e (b) seus respectivos espectros EDX



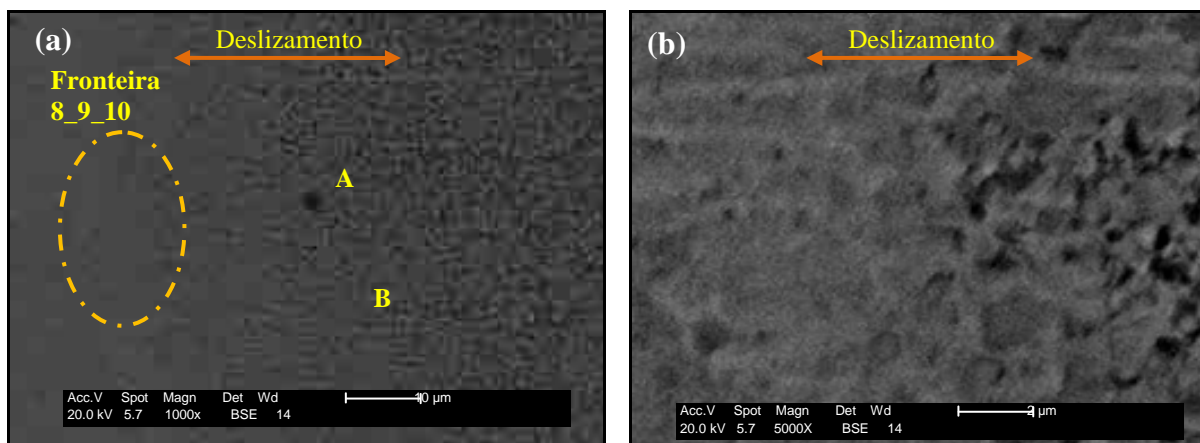
#### 4.3.4. Disco do Ensaio Lubrificado com B5-S, B20-S e B100-S

Seguindo o referencial de análise da escara (Fig. 50), observa-se na Fig. 62(a) a trilha de desgaste formada no contracorpo (disco nº3) lubrificado com B5-S, cujas dimensões foram de 1,190 mm por 0,278 mm após 225.000 ciclos de contato com corpo-de-prova (esfera nº3). As zonas de contato frontal **2\_3\_4**, central **O** e lateral **5\_6\_7** foram ampliadas nas Fig.s 62(b-f) e 63, para melhor observação dos aspectos topográficos e composicional. As “manchas” escuras não foram detectados em ampliações acima de 5.000 vezes usando o detector BSE.

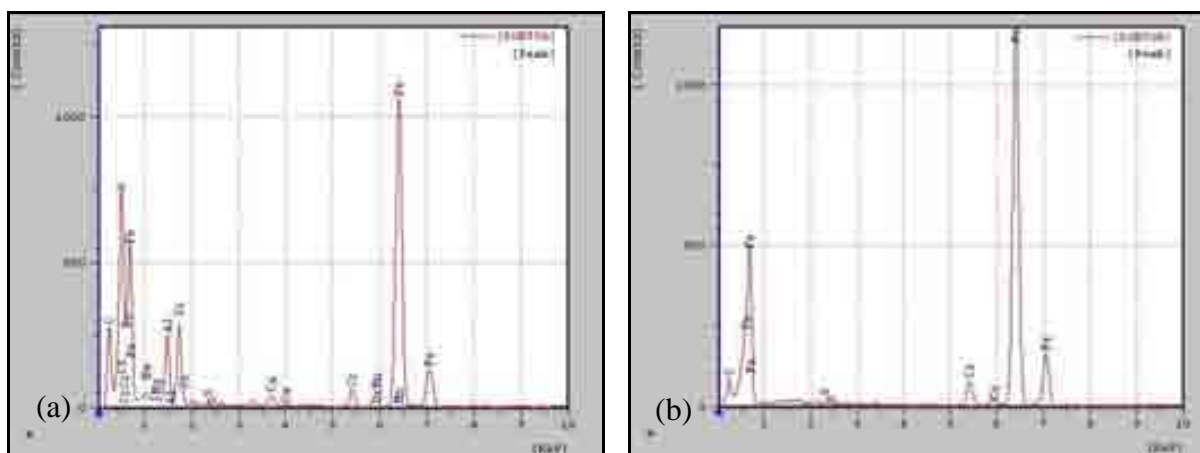


**Figura 62** – (a)Aspectos gerais da escara de desgaste do disco nº3 lubrificado com B5-S; ampliação da *zona de contato* (b) frontal **2\_3\_4**, (c,d) central **O** e (e,f) **5\_6\_7** lateral

As zonas de contato **2\_3\_4** (Fig. 62(b)), **O** (Fig. 62(c-d)) e **5\_6\_7** (Fig. 62(d)) apresentaram os mesmos aspectos superficiais que os verificados para o contracorpo lubrificado com Diesel comum. A figura 63 mostra uma ampliação da zona de contato **8\_9\_10**, cuja fronteira entre a zona desgastada e não desgastada é detalhada na Fig. 63(b); e os pontos A e B são identificados por espectros EDX na Fig. 64.



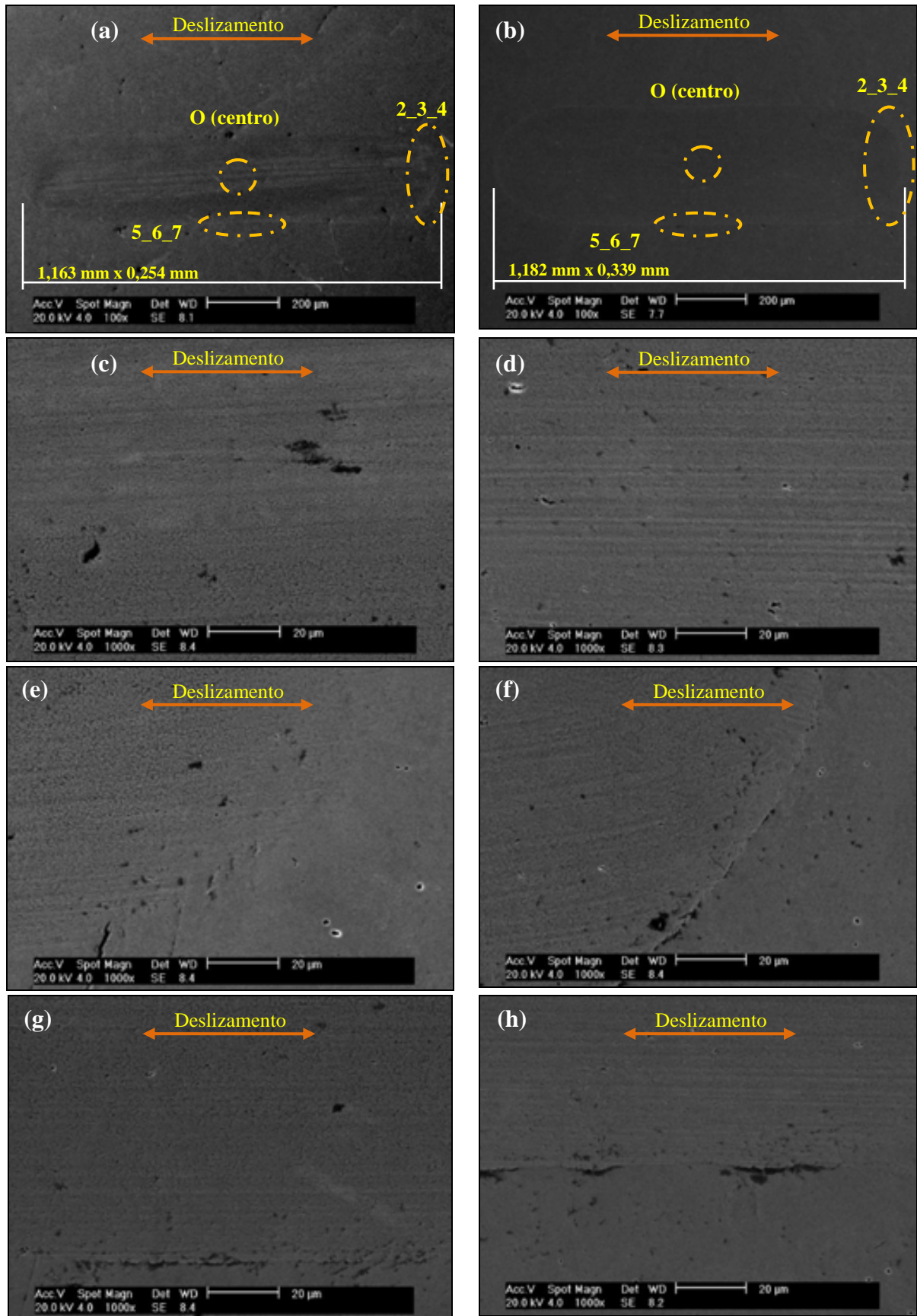
**Figura 63** – Escara de desgaste, disco n°3, na *zona de contato 8\_9\_10*: (a) ampliação destacando os pontos A e B e (b) a ampliação da fronteira desta zona indicada em (a)



**Figura 64** – Espectros EDX: (a) e (b) identificação dos respectivos pontos A e B

Os elementos presentes no ponto B também são encontrados no ponto A (Fig. 64(a)). O ferro, o carbono e o cromo constituem o aço do contracorpo (disco n°3); ao passo que o enxofre tem possível origem do combustível B5-S usado. Os demais elementos (Si, Al, Mg, O, Na e Ca) constituem a partícula do ponto A, originada provavelmente de reboło abrasivo proveniente do processo de obtenção do par tribológico ou outro tipo de contaminação.

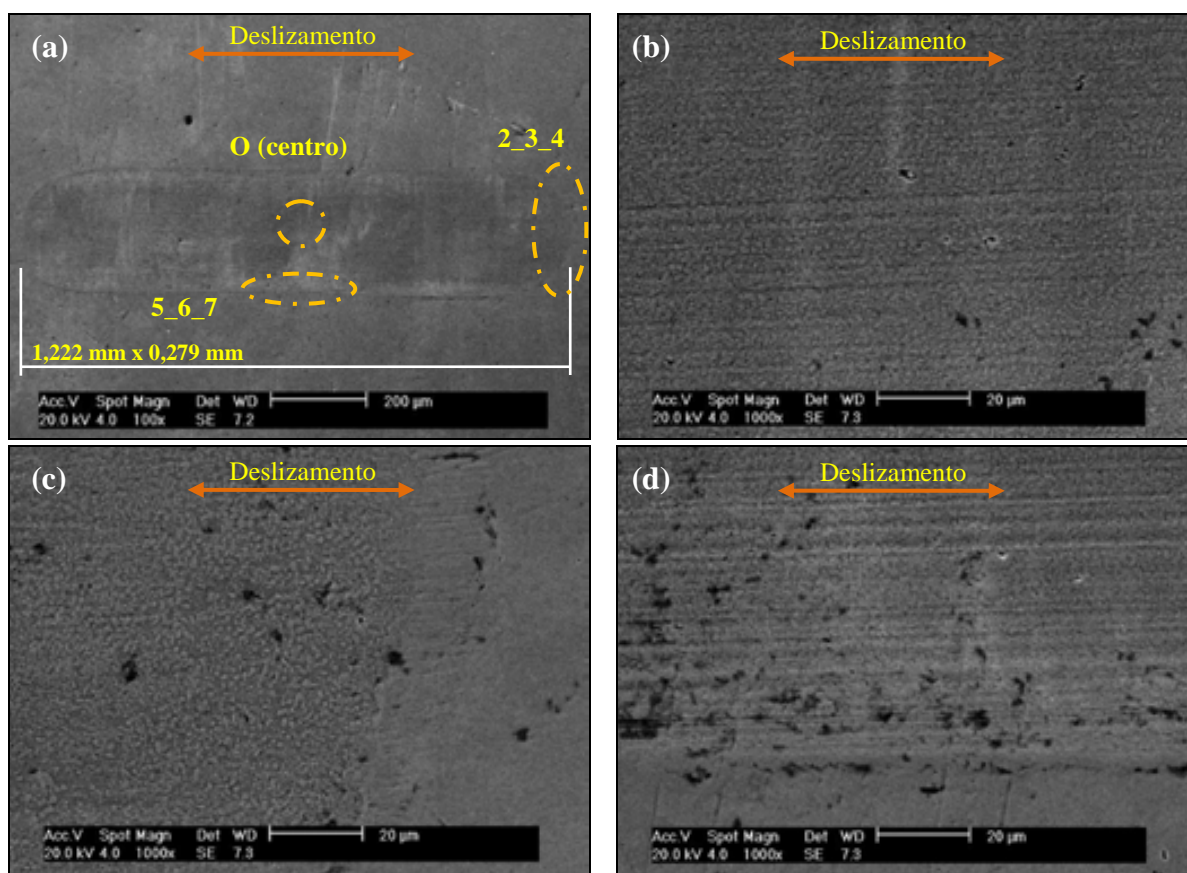
A figura 65 exhibe as imagens das escaras de desgaste dos contracorpos disco n°4 e n°7 lubrificados, respectivamente, por B20-S e B100-S. Nota-se que a superfície lubrificada com B100-S possui maior escara e sulcamento que a do contracorpo lubrificado com B20-S.



**Figura 65** –Escaras de desgaste lubrificadas com, à esquerda, B20-S (disco n°4) e com B100-S (disco n°7) à direita. As *zonas de contato* ampliadas são indicadas por (c,d) O, (e,f) 2\_3\_4 e (g,h) 5\_6\_7

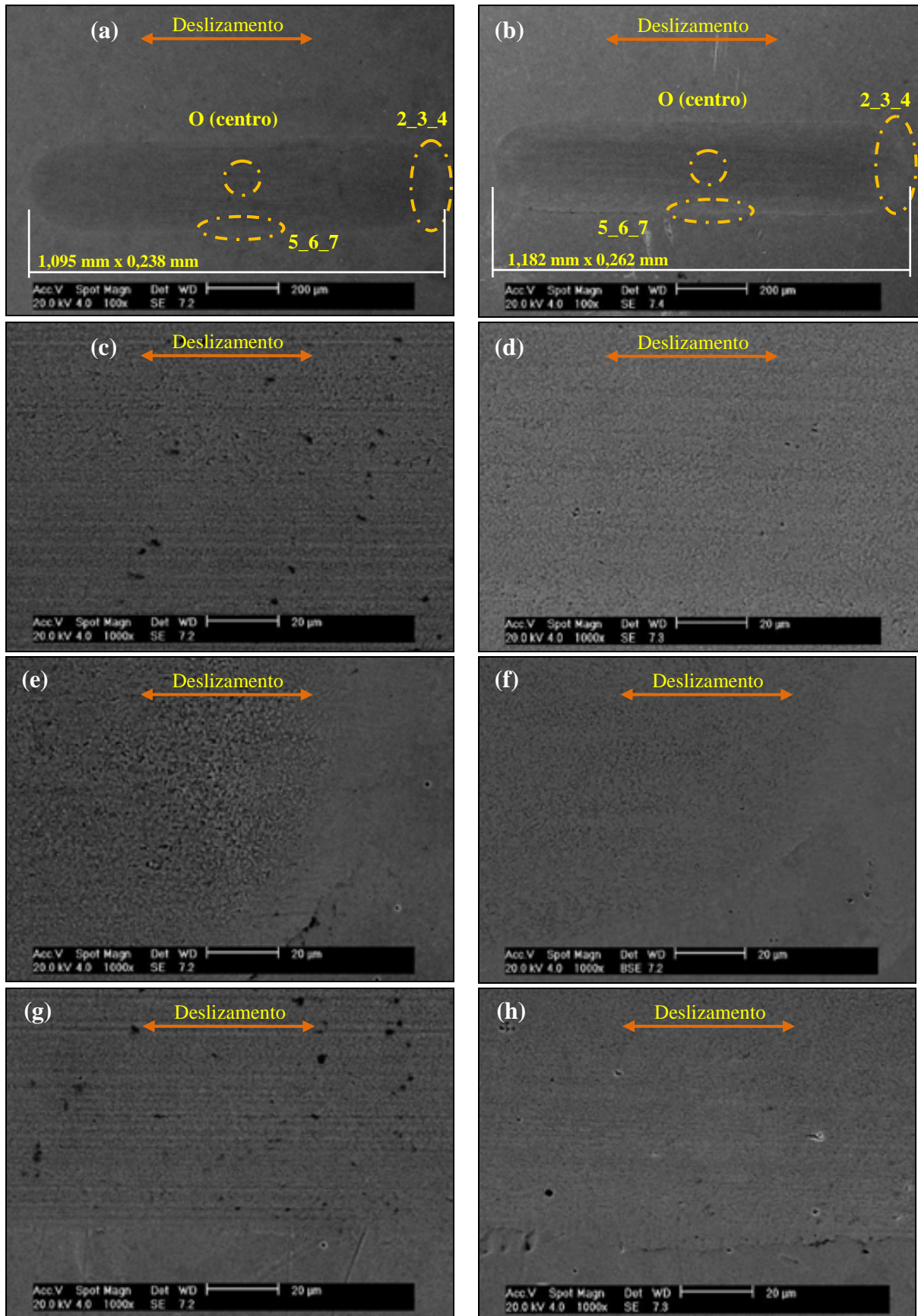
#### 4.3.5. Disco do Ensaio Lubrificado com B5-G, B20-G e B100-G

A figura 66 corresponde às imagens obtidas para o disco n°1 lubrificado com B5-G. A escara, dimensões 1,222 mm por 0,279 mm, foi obtida após 225.000 ciclos de contato com corpo-de-prova (esfera n°1). Ela apresenta o maior comprimento que as escaras de discos lubrificadas pelos demais combustíveis. O desgaste se deu predominantemente pelo abrasão por sulcamento. As ampliações na zonas de contato 2\_3\_4 e 5\_6\_7 com a fronteira não desgastada mostram que quase não houve formação de proa lateral ou frontal.



**Figura 66** – (a) Aspectos gerais da escara de desgaste do disco n°1 lubrificado com B5-G; e ampliação das *zonas de contato* (b) central O, (c) frontal 2\_3\_4, e (d) lateral 5\_6\_7

As imagens das escaras de desgaste dos contracorpos disco n°2 e n°4 lubrificadas, respectivamente, por B20-G e B100-G são mostradas na Fig. 67. O tamanho das escaras são praticamente iguais, predominando o desgaste por sulcamento e formação de proa nas superfícies das escaras de ambos os contracorpos lubrificadas pelos combustíveis B20-G e B100-G.



**Figura 67** – Escaras de desgaste lubrificadas com, à esq., B20-G (disco n°2) e com B100-G (disco n°4) à direita. As *zonas de contato* ampliadas são indicadas por (c,d) O, (e,f) 2\_3\_4 e (g,h) 5\_6\_7

## 5. CONCLUSÕES

Os biodieseis transesterificados de óleo de soja e girassol, ensaiados neste trabalho através de HFRR e de ensaios de molhabilidade, permitiram-nos concluir que:

1. Os diâmetros médios das escaras de desgaste ( $d_{em}$ ) obtidas neste trabalho em sete ensaios nas esferas de aço AISI 52100 lubrificadas com as misturas de Biodiesel de soja B5-S ( $d_{em}=211\pm 16\mu\text{m}$ ), B20-S ( $d_{em}=198\pm 41\mu\text{m}$ ) e B100-S ( $d_{em}=269\pm 35\mu\text{m}$ ) obtidos neste trabalho *divergiram completamente* daquelas obtidas por Joshi *et al.* (2010), pois para B100 de soja em rota similar, pois eles obtiveram  $d_{em}=150\mu\text{m}$ ;
2. A lubricidade do Biodiesel de girassol demonstrou ser melhor que a do Biodiesel de soja, nas condições descritas neste trabalho, pois as escaras de desgaste ( $d_{em}$ ) obtidas em sete ensaios nas esferas de aço AISI 52100 lubrificadas com as misturas de *Biodiesel de girassol* B5-G ( $d_{em}=192\pm 13\mu\text{m}$ ) e B100-G ( $d_{em}=198\pm 10\mu\text{m}$ ) foram inferiores àquelas do *Biodiesel de soja* para as mesmas condições na média e dispersão, exceto o B20-G ( $d_{em}=210\pm 35\mu\text{m}$ ), cujos discos usados tinham maior valor Ra.
3. As escaras de desgaste das esferas de aço obtidas após os dois ensaios a seco superaram 1,0 mm de diâmetro, demonstrando a importância da lubricidade dos combustíveis Biodiesel de soja e de girassol - pela norma EN 590, o diâmetro de  $< 460 \mu\text{m}$  a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
4. As escaras de desgaste (de  $< 380 \mu\text{m}$ ) das esferas, após os 56 ensaios lubrificadas com os combustíveis Biodiesel Brasileiros os qualificam como tribologicamente eficazes e benéficos aos circuitos de alimentação do combustível e partes móveis do interior da câmara de combustão do motor;
5. A maior massa específica (de 5,0 a 8,5 % superior ao diesel fóssil) dos biodieseis B100-S e B100-G, obtidos pela rota etílica foi associada às suas melhores lubricidades em relação ao B0-Diesel com 1100 ppm de enxofre.
6. A molhabilidade dos combustíveis, medida pelo ângulo do contato entre o Biodiesel de Soja e o de Girassol com a superfície plana polida do disco de aço, mostrou-se convergente para  $19,5\pm 2,5^\circ$ , enquanto, no diesel puro,

7,5±4,5°, ficando as misturas B5 e B20, de ambos os biodieseis de soja e de girassol, compreendidas nesse intervalo.

7. As quatro variáveis medidas neste trabalho, agrupadas em janelas de aquisição de dados, o aquecimento do contato, o nível de pressão sonora, o percentual de filme lubrificante no contato e o coeficiente de atrito, demonstraram ser sensíveis à evolução da escara, ou seja, são parâmetros que se correlacionam com a lubricidade do biodiesel.
8. A partir das análises de MEV, observou-se que o mecanismo de desgaste abrasivo aconteceu, predominante, para todas as condições nos ensaios de lubricidade HFRR. Para os contracorpos lubrificadas com ambos os biodieseis e suas blendas, o desgaste se deu por abrasão: sulcamento e formação de proa. Na superfície do contracorpo lubrificado com B0-Diesel o desgaste abrasivo foi mais acentuado, e a juntamente com a geração de *pits*, resultou em uma escara com dimensão maior que as encontradas para os demais superfícies lubrificadas com biodieseis e Diesel Comum.

## SUGESTÕES

A utilização de sensores de temperatura e de NPS, durante o ensaio de lubricidade na bancada HFRR, pode auxiliar na medição da lubricidade, a qual é avaliada, segundo norma ASTM D 6079-04, pela diâmetro da escara de desgaste.

A avaliação da lubricidade de amostras de óleo diesel comum e metropolitano (disponíveis em vários postos de combustíveis de algumas cidades brasileiras) pode informar sobre diferença no comportamento tribológico em função do percentual de enxofre de cada amostra. É necessária, portanto, a utilização de amostras de combustível diesel com menor teor de enxofre (S500 e S50 ppm) para obtenção de misturas biodiesel (B10, B20, B50, B80) e de seu poder de lubrificação.

A utilização de corpos-de-prova (esferas) e contracorpos (disco) de aço AISI 52100 de um mesmo lote proporcionaria resultados mais condizentes ao fluido em análise, pois a variação na dureza dos aços seria mínima ou desprezível. Além da possibilidade da obtenção nacional destes materiais representar uma economia considerável.

O desempenho do combustível poderia ser analisado com aplicação de carga, tempo e frequência e temperatura diferentes dos valores estabelecidos pela norma ASTM D 6079-04, uma vez que variando-se a temperatura, varia-se também a viscosidade do combustível usado.

Segundo norma ASTM D 6079-04, o tolueno e a acetona são aplicados no procedimento de limpeza dos discos e esferas para o ensaio de lubricidade; no entanto, estes por si só não são suficientes para eliminação total de resíduos combustíveis após ensaios de lubricidade, prejudicando a análise microscópica (MEV). A utilização de solventes como o hexano e o isopropanol, após lavagem com sabão e água destilada, poderia garantir eficácia na limpeza e com isto promover maior nitidez durante esta análise.



## REFERÊNCIAS

- AGARWAL, D., KUMAR, L., AGARWAL, A.K. – Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy* **33**, 2008, pp. 1147-1156.
- ANASTOPOULOS, G., LOIS, E., ZANNIKOS, F., KALLIGEROS, S., TEAS, C. – Influence of acetoacetic esters and di-carboxylic acid esters on diesel fuel lubricity. *Tribology International* **34**, 2001, pp. 749–755.
- ANP. – Anexo regulamento técnico ANP n° 4/2010, resolução ANP n°4 Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis., 2010. Disponível em: < <http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 27/06/2010.
- ANP. – **Boletim mensal de biodiesel**. Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Superintendência de Refino e Processamento de Gás Natural – SRP, Brasília, 2011.
- ARCHARD, J.F. – Contact and rubbing of flat surface. *J. Appl. Phys.* **24**, 1953, pp. 981-988.
- ASHBY, M. F. – **Materials selection in mechanical design**. 2. Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000, 502p.
- ASI, O. – Failure of a diesel engine injector nozzle by cavitation damage. *Engineering Failure Analysis* **13**, 2006, pp. 1126-1133.
- ASM HANDBOOK. – **Surface Engineering**. Vol. 5. ASM International, EUA, 1994.
- ASM HANDBOOK. – **Friction, Lubrication, and Wear Technology**. Vol. 18. ASM International, EUA, 1992.
- ASTM INTERNATIONAL. – **D 6079 - Standard test method for evaluating lubricity of diesel fuels by the high-frequency reciprocating rig (HFRR)**. American National Standard, 2005.
- ASTM INTERNATIONAL. – **G 133 - 05 - Standard test method for linearly reciprocating ball-on-flat sliding wear**. An American National Standard, 2010.
- BARRETO, A.J.B., MENDES, D., JUNIOR, J.A.F., SOUZA, J., COIMBRA, M.D.J. – Estudo da adição de biodiesel do óleo de palma no óleo diesel. Disponível em: <<http://www.biodiesel.gov.br/docs/congresso2007/uso/6.pdf>>. Acesso em: 20/09/2010.
- BHATTACHARYA, S.N., KAMAL, M.R., GUPTA, R.K. – **Polymeric nanocomposites: theory and practice**. Ohio: Hanser Gardner Publications, 2008, 383p.
- BHUSHAN, B. – **Modern tribology handbook**. Capítulos 1, 3 e 13. Florida: CRC Press, vol. 1, 2001.

- BHUSHAN, B. – **The engineering handbook**. Cap. 21. Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.
- BOSCH, R. – **Manual de tecnologia automotiva**. Ed. Edgard Blücher, 25ª ed., São Paulo, 2005, Brasil, 1232p.
- BRUNDLE, C.R., EVANS JR, C.A., WILSON, S. – **Encyclopedia of materials characterization series – surfaces, interfaces, thin films**. Ed. Butterworth-Heinemann, 1992, 800p.
- CHIAVERINI, V. – **Tecnologia Mecânica – Materiais de Construção Mecânica 3**, 2ª ed., São Paulo, McGraw-Hill, 1986, 205p.
- CNPE – **Resolução CNPE 6/2009**. Conselho Nacional de Política Energética, 2010. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>. Acesso em: 02/06/2010.
- CORREIA DE LIMA, E.C. – **Mecanismos de desgaste, história térmica e ciclo de vida de componentes de um motor de combustão interna de aeromodelo**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Dissertação de Mestrado. Natal, RN, Brasil, 2010. 2 vol.
- COSTA NETO, P.R., ROSSI, L.E.S., ZAGONEL, G.E., RAMOS, L.P. – Produção de biocombustível alternativo ao óleo diesel através da transesterificação do óleo de soja usado em frituras. *Química Nova* **23**, n. 4, 2000, pp. 531-537.
- CUNHA, M.E. – Caracterização de biodiesel produzido com misturas binárias de sebo bovino, óleo de frango e óleo de soja. Programa de Pós-Graduação em Química da UFRGS. *Dissertação de Mestrado*. Porto Alegre, RS, Brasil, 2008.
- DATAPHYSICS – **Understading Interfaces**. Disponível em: <<http://www.surface-tension.de>>. Acesso em: 25/07/2010.
- DEMIRBAS, A. – Biodiesel production from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical methanol transesterification methods. *Progress in Energy and Combustion science* **31**, 2005, pp. 466-487.
- DEMIRBAS, A. – Relationships derived from physical properties of vegetable oil and biodiesel fuels. *Fuel* **87**, 2008, pp. 1743-1748.
- EJIM, C.E., FLECK, B.A., AMIRFAZLI, A. – Analytical study for atomization of biodiesels and their blends in a typical injector: surface tension and viscosity effects. *Fuel* **86**, 2007, pp. 1534-44.
- FARIA, E.A., LELES, M.I.G., JONASHIRO, M., ZUPPA, T.O., ANTONIOSI FILHO, N.R. – Estudo da estabilidade térmica de óleos e gorduras vegetais por TG/DTG e DTA. *Eclética Química* **27**, 2002, pp. 10-14.

FARIAS, A.C.M., SANTANA, J.S., OLIVEIRA FILHO, M.F., SANTANA, J.S., BARBOSA, C.R.F., MEDEIROS, J.T.N. – Os combustíveis verdes do Brasil – Avaliação da lubricidade do óleo biodiesel B5 e óleos vegetais de coco e mamona. *Anais do VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2010*. Campina Grande – PB, 2010a.

FARIAS, A.C.M., SANTANA, J.S., SANTANA, J.S., SILVA, A.O., BARBOSA, C.R.F., MEDEIROS, J.T.N. – Lubricidade do combustível diesel e dos biocombustíveis de soja B20 e B100. *Anais do VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2010*. Campina Grande – PB, 2010b.

FAZAL, M.A., HASEEB, A.S.M.A., MASJUKI, H.H. – Biodiesel feasibility study: An evaluation of material compatibility; performance; emission and engine durability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **15**, 2011, pp. 1314–1324.

FAZAL, M.A., JAHIRUL, M.I., HUSNAWAN, M., HASEEB, A.S.M.A., MASJUKI, H.H. – Study on tribological performance of palm oil based biofuel. *iCAT 2008*. In: Second International Conference on Advanced Tribology. Singapura, 2008.

FOLQUENIN, E.K.F. – **Validação das Análises Físico-Químicas Exigidas pela ANP para Misturas Diesel – Biodiesel**. Programa de Pós-Graduação em Química Aplicada da Universidade Estadual de Ponta Grossa. Dissertação de Mestrado. Ponta Grossa, PR, Brasil, 2008.

FORTUNA, V.S. – **Um simulador de tráfego de ruído**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Dissertação de Mestrado. Porto, Portugal, 2006.

GARRETT, T.K, NEWTON, K, STEEDS, W. – **The motor vehicle**. 13<sup>a</sup> ed., Ed. Butterworth-Heinemann, 2001, 1214p.

GERPEN, J.V. – Biodiesel processing and production. *Fuel Processing Technology* **86**, 2005, pp. 1097-1107.

HASEEB, A.S.M.A., SIA, S.Y., FAZAL, M.A., MASJUKI, H.H. – Effect of temperature on tribological properties of palm biodiesel. *Energy* **35**, 2010, pp. 1460-1464.

HASEEB, A.S.M.A., FAZAL, M.A., JAHIRUL, M.I., MASJUKI, H.H. – Compatibility of automotive materials in biodiesel: A review. *Fuel* **90**, 2011, pp. 922-931.

HORWARD, D.M., ANGUS, J. – **Acoustics and psychoacoustics**. 1<sup>a</sup> ed, Oxford: Focal Press, 1996, 365p.

HUTCHINGS, I.M. – **Tribology – friction and wear of engineering materials**. 1<sup>a</sup> ed., Cambridge: Edward Arnold, 1992, 273p.

JOHNSON, K.L. **Contact Mechanics**. Cambridge: Cambridge University Press, 1989, 452p.

JOSHI, R.M., PEGG, M.J. – Flow properties of biodiesel fuel blends at low temperatures. *Fuel* **86**, 2007, pp. 143-51.

JOSHI, H., MOSER, B.R., TOLER, J., WALKER T. – Preparation and fuel properties of mixtures of soybean oil methyl and ethyl esters. *Biomass and Bioenergy* **34**, 2010, pp. 14-20.

KHALIL, C.N. – As tecnologias de produção de biodiesel. Anais do *Seminário Internacional do Biocombustível - OLADE*, Brasília, 2006, pp. 83-90.

KNOTHE, G. Evaluation of ball and disc wear scar data in the HFRR lubricity test. *Lubrication Science* **20**, 2008, pp.35-45.

KNOTHE, G., GERPEN, J.V., KRAHL J., RAMOS, L.P. – **Manual de Biodiesel**, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil, 2006, 340p.

LIMA DA SILVA, R.C. – **Desgaste de polímeros estruturados de engenharia em contato de deslizamento com cilindro metálico**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Tese de Doutorado. Natal, RN, Brasil, 2010.

LIN, Y.C., LEE, C.F., FANG, T. – Characterization of particle size distribution from diesel engines fueled with palm-biodiesel blends and paraffinic fuel blends. *Atmospheric Environment* **42**, 2008, pp. 1133-1143.

LÔBO, I.P., FERREIRA, S.L.C., CRUZ, R.S. – Biodiesel: parâmetros de qualidade e métodos analíticos. *Química Nova* **32**, n. 6, 2009, pp. 1596-1608.

MA, F., HANNA, M.A. – Biodiesel production: a review. *Bioresource Technology* **70**, 1999, pp. 1-15.

MACHADO, P.R.M. – **Ésteres combustíveis em motor de ciclo diesel sob condições de pré-aquecimento e variação no avanço de ignição**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Santa Maria. Tese de Doutorado. RS, Brasil, 2008.

MACIÁN, V., PAYRI, R., TORMOS, B., MONTORO, L. Applying analytical ferrography as a technique to detect failures in diesel engine fuel injection systems. *Wear* **260**, 2006, pp. 562–566.

MARQUES, G.G, JOSEPH, H. – Biodiesel: visão da indústria automobilística. Anais do *Seminário Internacional do Biocombustível – OLADE*, Brasília, 2006, pp. 125-136.

MEDEIROS, J.T.N. – **Fadiga de contato de discos metálicos não-conformes submetidos a ensaio a seco de rolamento cíclico**. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Tese de Doutorado. SP, Brasil, 2002, 2 vol.

MENEZES, E.W., SILVA, R., VESES, R.C., ORTEGA, R.J.C. – Effect of others and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel on engine tests. *Fuel* **85**, 2006, pp. 815-822.

MIT – **Testes e ensaios para validação do uso da mistura B5 em motores e veículos**. Ed. Ministério da Ciência e Tecnologia, Brasília, 2009, 176p.

MORÉ FARÍAS, M.C. – **Influência da velocidade de deslizamento, da carga normal e da transformação martensítica induzida por deformação plástica na resistência ao desgaste por deslizamento dos aços inoxidáveis austeníticos**. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Tese de Doutorado. SP, Brasil, 2004, 200p.

MOSER, B.R. – Influence of blending canola, palm, soybean, and sunflower oil methyl esters on fuel properties of biodiesel. *Energy & Fuels* **22**, 2008, pp. 4301-4306.

NASCIMENTO NETO, E.R., LAMBERT, C.S., BITTENCOURT, E., JOVA, Z.A., PEREZ, T. – Estudo da remoção de óleo da superfície de alumínio utilizando plasma frio. *Ciência e Tecnologia* **9**, n° 15, 2006.

OLIVEIRA FILHO, M.F. – **Análise da sensibilidade do biodiesel B5 em motores diesel**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Dissertação de Mestrado. Natal, RN, 2011, 111p.

PARK, S.H., KIM, H.J., SUH, H.K., LEE, C.S. – Experimental and numerical analysis of spray-atomization characteristics of biodiesel fuel in various fuel and ambient temperatures conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow* **30**, 2009, pp. 960-970.

PARK, S.H., KIM, H.J., SUH, H.K., LEE, C.S. – Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel. *Renewable Energy* **35**, 2010, pp. 144–150.

PERALTA, E.G. – **Avaliação do desempenho de um motor diesel funcionando com uma mistura de combustíveis diesel-álcool-óleo de rícino**. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Dissertação de Mestrado. Natal, RN, 2000, 125p.

PERES, J.R.R. – Oleaginosas para biodiesel: situação atual e potencial. *Anais do Seminário Internacional do Biocombustível - OLADE*, Brasília, 2006, pp. 67-82.

PINTAÚDE, G. – **Análise dos Regimes Moderado e Severo de desgaste abrasivo utilizando ensaios instrumentados de dureza**. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Tese de Doutorado. SP, Brasil, 2002, 230p.

POSSIDONIO, E.R. – **Otimização das condições de síntese de biodiesel de óleo de soja, visando atender às normas de qualidade da ANP**. Faculdade de Ciências Agrônomas da Universidade Estadual Paulista. Trabalho de Conclusão de Curso. SP, Brasil, 2008.

RAMÍREZ-VERDUZCO, L.F., GARCÍA-FLORES, B.E., RODRÍGUEZ-RODRÍGUEZ, J.E., JARAMILLO-JACOB, A.R. – Prediction of the density and viscosity in biodiesel blends at various temperatures. *Fuel* **90**, 2011, pp. 1751-1761.

RESOLUÇÃO ANP 4. – Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Disponível em: <[http://www.abdir.com.br/legislacao/legislacao\\_abdir\\_4\\_2\\_10\\_8.pdf](http://www.abdir.com.br/legislacao/legislacao_abdir_4_2_10_8.pdf)>. Acesso em: 27/06/2010.

RIBEIRO DA SILVA, R.C. – **Alteração da molhabilidade de superfícies internas de tubulações utilizadas no transporte de óleos pesados via core-flow**. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia do Petróleo da UNICAMP. Dissertação de Mestrado. Campinas, SP, Brasil, 2003.

SANTANA, J.S. – **Avaliação tribológica de polímeros NBR, PTFE e PTFE grafitado em contato com aço AISI 52100**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Dissertação de Mestrado. Natal, RN, Brasil, 2009.

SCHUMACHER, L. Biodiesel lubricity. in *The Biodiesel Handbook*. KNOTHE, G., KRAHL, J., GERPEN, J.V. (eds). AOCS Press. Champaign. IL 2005, pp. 137-144.

SHAY, E.G. – Diesel fuel from vegetable-oils – status and opportunities. *Biomass Bioenergy* **4**, 1993, pp. 506-518.

SEPA – **Horizontal guidance for noise part 2 - noise assessment and control**. Scottish Environment Protection Agency, 2004.

SHAHID, E.M., JAMAL, Y. – A review of biodiesel as vehicular fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **12**, 2008, pp. 2484-2584.

SINGH, S.P., SINGH, D. – Biodiesel production through the use of different sources and characterization of oils and their esters as the substitute of diesel: a review. *Renew Syst. Energy Rev.* **14**, 2010, pp. 200-16.

SOUZA, C.D.R., CHAAR, J.S., SOUZA, R.C.R., JEEFFREYS, M.F., SOUZA, K.S., COSTA, E.J.C. – Caracterização físico-química das misturas binárias de biodiesel e diesel comercializados no Amazonas. *Acta Amazônica* **39**, n. 2, 2009, pp. 383-388.

SRVASTAVA, S.P. – **Advances in lubricant additives and tribology**. Tribology Society of India, Ed. New Delphi: Tech Books International, 2009, 462p.

Tech Books International in association with Tribology Society of India

STACHOWIAK, G.W., BATCHELOR, A.W. – **Engineering Tribology**. Ed. Butterworth-Heinemann, 1996, 769p.

SUAREZ, P.A.Z., MOSER, B.R., SHARMA, B.K., ERHAN, S.Z. – Comparing the lubricity of biofuels obtained from pyrolysis and alcoholysis of soybean oil and their blends with petroleum diesel *Fuel* **88**, 2009, pp. 1143-1147.

SULEK, M.W., KULCZYCKI, A., MALYSA, A. – Assessment of lubricity of compositions of fuel oil with biocomponents derived from rape-seed. *Wear* **268**, 2010, pp. 104-108.

SULEK, M.W., KULCZYCKI, A., MALYSA, A. – Lubricative properties of biodiesel based on fatty acid methyl esters and fuel oil. *Conference Papers: Tasks of polish fuel sector in biodiesel promotion*. Institute of Fuels and Renewable Energy, Warsaw, Polônia, 2006.

SUPPES, G.J., GOFF, M., BURKHART, M.L., BOCKWINKEL, K. – Multifunctional diesel fuel additives from triglycerides. *Energy & Fuels* **15**, 2001, pp. 151-157.

TANG, W., HUANG, Y., MENG, W., QING, F-L. – Synthesis of fluorinated hyperbranched polymers capable as highly hydrophobic and oleophobic coating materials. *European Polymer Journal* **46**, 2010, pp. 506-518.

TAYLOR, C.F. – **Análise dos Motores de Combustão Interna**. Ed. Edgard Blücher Ltda, vol.1, 1971, 558p.

TEIXEIRA NETO, E., MALTA, M. M., SANTOS, R.G. – Medidas de tensão superficial pelo método de contagem de gotas: descrição do método e experimentos com tensoativos não-iônicos etoxilados. *Química Nova* **32**, n. 1, 2009, pp. 223-227.

VERÁSTEGUI, R.N. – **Análise da refusão superficial de aços por laser com altas taxas de resfriamento**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Dissertação de Mestrado. Porto Alegre, RS, Brasil, 2007.

WU, K.C., YOU, H.I. – Determination of solid material elastic modulus and surface energy based on JKR contact model. *Applied Surface Science* **253**, 2007, pp. 8530-8537.

YANG, C., LEE, S., LARSEN, S., MADSEN, M. – ULSD/Biodiesel blend and its effect on fuel/water separation. *American Filtration & Separation Society Annual Conference*, Valley Forge, PA, EUA, 2008.

ZINENKO, S.A., EGOROV, S.A., MAKAROV, A.A., SHARIN, E.A., MANAENKOV, V.M., BAKALEINIK, A.M. – Miakron 2000 cetane number increasing additive for diesel fuels. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils* **38**, n° 5, 2002, pp. 303-308.

## APÊNDICE A

### Número de Peclet e Pressão Máxima de Contato Obtidos por *Footprint*

O número de Peclet ( $L$ ) e a pressão máxima de contato ( $P_{\text{máx}}$ ) superior (inicial) e inferiores (após ensaio de lubrificidade) foram calculados a partir do *footprint*, impressão da área de contato, do corpo-de-prova (esfera) com contracorpo (disco) de aço AISI 52100.

A figura 68 apresenta os *footprints* obtidos a partir do contato da esfera em velocidade alternada de 0,1 m/s deslizando sobre um disco estacionário. Sua visualização se deu através do uso de papel adesivo sobre a superfície do disco e esfera (impregnada com tinta).

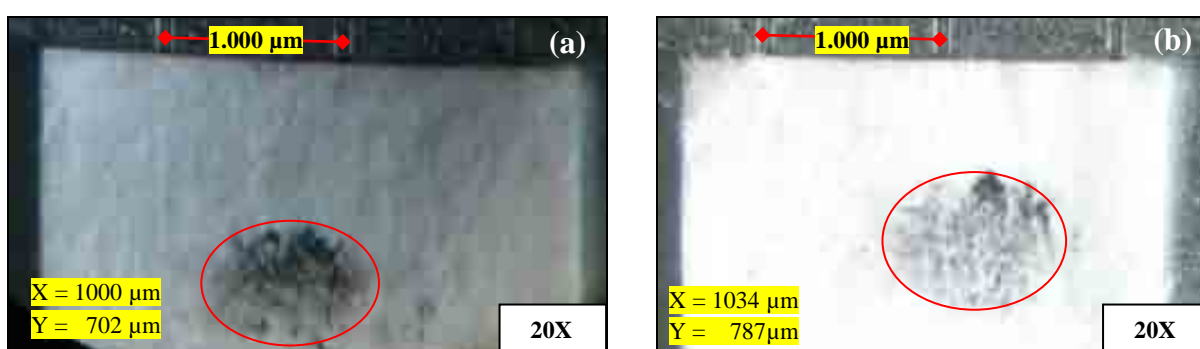


Figura 68 – *Footprints* do contato esfera-disco plano sob carga de 2 N e amplitude 1 mm a 50 Hz

O número de Peclet  $L$  e a difusividade térmica foram calculadas através das Eq.s 11 e 12, cujos os respectivos valores foram: **1,51 (superior)** e  $1,26 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ . A pressão máxima de contato,  $P_{\text{máx}}$ , foi calculada pela Eq. 6, obtendo-se **1,23 GPa (superior)**. A tabela 13 apresenta os valores de  $L$  e  $P_{\text{máx}}$  inferiores após ensaios HFRR usando as dimensões escara nas imagens de MEV. Os resultados indicam que a velocidade  $L$  ficou na faixa intermediária ( $0,1 < L < 5$ ), onde a superfície se move mais rápido que a outra e há tempo suficiente ( $L < 0,1$ ) ou não ( $L > 5$ ) para a temperatura do contato ser estabelecida no contracorpo.

Tabela 13 – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 73 (Ensaio a seco, n<sup>o</sup>2)










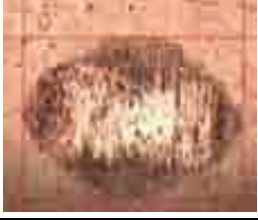
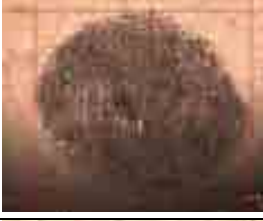



Contracorpo e combustível usado	Dimensão da escara do disco ( $10^{-3} \text{ m}$ )		$P_{\text{máx}}$ (GPa) Inferior	$L$ inferior
	comprimento	largura		
N <sup>o</sup> 1, a seco	2,161	1,307	0,34	2,60
N <sup>o</sup> 1, B0-diesel	1,295	0,372	1,98	0,74
N <sup>o</sup> 7, diesel comum	1,154	0,253	3,27	0,50
N <sup>o</sup> 3, B5-S	1,190	0,278	2,89	0,55
N <sup>o</sup> 4, B20-S	1,163	0,254	3,23	0,51
N <sup>o</sup> 7, B100-S	1,182	0,339	2,38	0,67
N <sup>o</sup> 1, B5-G	1,222	0,279	2,80	0,56
N <sup>o</sup> 2, B20-G	1,095	0,238	3,66	0,47
N <sup>o</sup> 4, B100-G	1,182	0,262	3,08	0,52



## APÊNDICE B




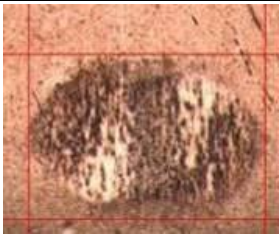









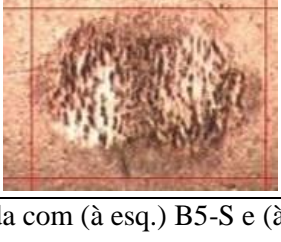
### Imagens das Escaras de Desgaste das Esferas Obtidas por MO

#### Escaras de Desgaste: Ensaio com B0-Diesel e Diesel Comum (Fig. 69)

(1)		X: 337 $\mu\text{m}$ Y: 326 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 332 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 48,0 $\pm$ 6,3%		X: 282 $\mu\text{m}$ Y: 166 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 224 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,0 $\pm$ 1,5%
(2)		X: 324 $\mu\text{m}$ Y: 312 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 318 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,5 $\pm$ 2,9%		X: 226 $\mu\text{m}$ Y: 171 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 199 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,0 $\pm$ 1,7%
(3)		X: 385 $\mu\text{m}$ Y: 342 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 364 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 37,5 $\pm$ 3,7%		X: 227 $\mu\text{m}$ Y: 186 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 207 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 2,1%
(4)		X: 373 $\mu\text{m}$ Y: 330 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 352 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 41,0 $\pm$ 3,1%		X: 221 $\mu\text{m}$ Y: 165 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 193 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 45,0 $\pm$ 1,9%
(5)		X: 377 $\mu\text{m}$ Y: 334 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 356 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 40,0 $\pm$ 3,3%		X: 238 $\mu\text{m}$ Y: 172 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 205 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 46,0 $\pm$ 2,1%
(6)		X: 365 $\mu\text{m}$ Y: 329 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 347 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 41,5 $\pm$ 3,2%		X: 231 $\mu\text{m}$ Y: 175 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 203 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,0 $\pm$ 2,0%
(7)		X: 353 $\mu\text{m}$ Y: 337 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 345 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 47,5 $\pm$ 3,1%		X: 234 $\mu\text{m}$ Y: 183 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 209 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,0 $\pm$ 1,9%















**Figura 69** – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B0-Diesel e (à dir.) Diesel Comum

### Escaras de Desgaste: Ensaio com B5-S e B5-G (Fig. 70)

(1)		X: 237 $\mu\text{m}$ Y: 196 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 217 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,0 $\pm$ 2,8%		X: 227 $\mu\text{m}$ Y: 185 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 206 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 46,0 $\pm$ 1,4%
(2)		X: 248 $\mu\text{m}$ Y: 215 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 232 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 40,5 $\pm$ 3,5%		X: 206 $\mu\text{m}$ Y: 146 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 176 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,5 $\pm$ 0,7%
(3)		X: 240 $\mu\text{m}$ Y: 213 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 227 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 38,0 $\pm$ 1,4%		X: 237 $\mu\text{m}$ Y: 183 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 210 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 46,5 $\pm$ 0,7%
(4)		X: 230 $\mu\text{m}$ Y: 186 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 208 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 35,0 $\pm$ 1,4%		X: 222 $\mu\text{m}$ Y: 147 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 185 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,5 $\pm$ 0,7%
(5)		X: 223 $\mu\text{m}$ Y: 196 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 210 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 36,0 $\pm$ 1,4%		X: 223 $\mu\text{m}$ Y: 166 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 195 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 3,5%
(6)		X: 227 $\mu\text{m}$ Y: 154 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 191 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 39,0 $\pm$ 4,2%		X: 229 $\mu\text{m}$ Y: 158 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 194 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,5 $\pm$ 2,1%
(7)		X: 212 $\mu\text{m}$ Y: 173 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 193 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 49,0 $\pm$ 5,7%		X: 209 $\mu\text{m}$ Y: 153 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 181 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,5 $\pm$ 3,5%














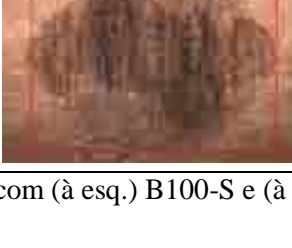
**Figura 70** – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B5-S e (à dir.) B5-G

### Escaras de Desgaste: Ensaio com B20-S e B20-G (Fig. 71)

(1)		X: 213 $\mu\text{m}$ Y: 153 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 183 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 38,5 $\pm$ 4,9%		X: 277 $\mu\text{m}$ Y: 229 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 253 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 0,7%
(2)		X: 221 $\mu\text{m}$ Y: 265 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 193 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 39,0 $\pm$ 2,8%		X: 223 $\mu\text{m}$ Y: 172 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 198 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,0 $\pm$ 1,4%
(3)		X: 222 $\mu\text{m}$ Y: 158 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 190 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 40,5 $\pm$ 0,7%		X: 227 $\mu\text{m}$ Y: 178 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 203 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,0 $\pm$ 1,4%
(4)		X: 208 $\mu\text{m}$ Y: 144 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 176 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 34,0 $\pm$ 0,0%		X: 206 $\mu\text{m}$ Y: 140 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 173 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 39,0 $\pm$ 0,0%
(5)		X: 323 $\mu\text{m}$ Y: 257 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 290 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 4,9%		X: 222 $\mu\text{m}$ Y: 157 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 190 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 48,0 $\pm$ 4,2%
(6)		X: 211 $\mu\text{m}$ Y: 140 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 176 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 40,0 $\pm$ 2,8%		X: 277 $\mu\text{m}$ Y: 252 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 265 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 49,0 $\pm$ 1,4%
(7)		X: 205 $\mu\text{m}$ Y: 145 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 175 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 45,0 $\pm$ 7,1%		X: 217 $\mu\text{m}$ Y: 158 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 188 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 44,5 $\pm$ 0,7%

**Figura 71** – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B20-S e (à dir.) B20-G

### Escaras de Desgaste: Ensaio com B100-S e B100-G (Fig. 72)

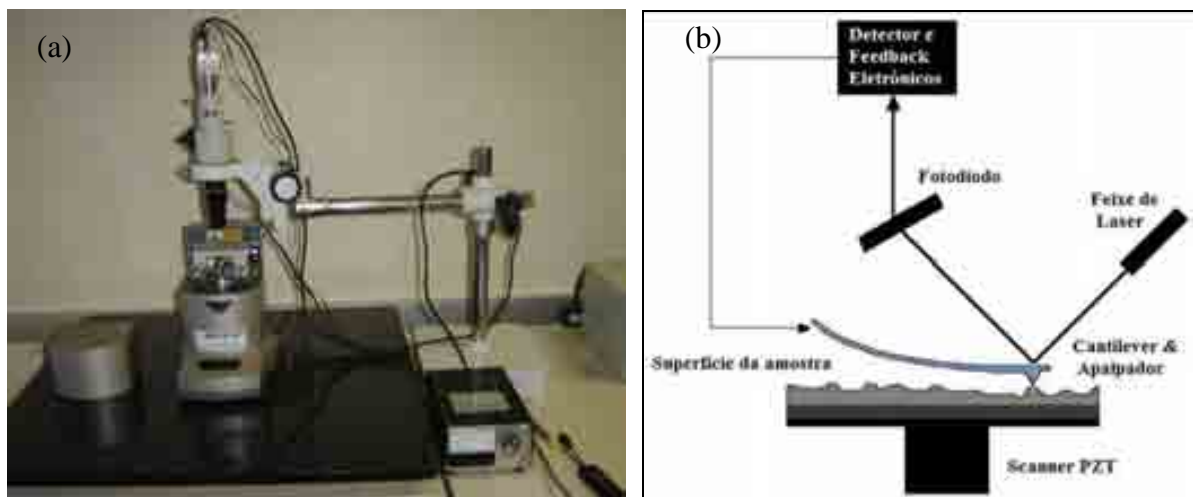
(1)		X: 312 $\mu\text{m}$ Y: 217 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 292 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,0 $\pm$ 5,7%		X: 199 $\mu\text{m}$ Y: 160 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 180 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 36,0 $\pm$ 0,0%
(2)		X: 332 $\mu\text{m}$ Y: 259 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 296 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 45,5 $\pm$ 7,8%		X: 229 $\mu\text{m}$ Y: 188 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 209 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 34,5 $\pm$ 2,1%
(3)		X: 324 $\mu\text{m}$ Y: 271 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 298 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 53,5 $\pm$ 10,6%		X: 237 $\mu\text{m}$ Y: 178 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 208 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 41,0 $\pm$ 2,8%
(4)		X: 244 $\mu\text{m}$ Y: 194 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 219 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 40,0 $\pm$ 1,4%		X: 218 $\mu\text{m}$ Y: 178 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 198 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 2,1%
(5)		X: 321 $\mu\text{m}$ Y: 255 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 288 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,5 $\pm$ 2,1%		X: 224 $\mu\text{m}$ Y: 177 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 201 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 31,5 $\pm$ 0,7%
(6)		X: 255 $\mu\text{m}$ Y: 183 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 219 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 42,0 $\pm$ 1,4%		X: 217 $\mu\text{m}$ Y: 168 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 193 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 47,0 $\pm$ 8,5%
(7)		X: 306 $\mu\text{m}$ Y: 232 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 269 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 43,0 $\pm$ 4,2%		X: 225 $\mu\text{m}$ Y: 170 $\mu\text{m}$ <b>WSD: 198 <math>\mu\text{m}</math></b> UR: 50,5 $\pm$ 2,1%

**Figura 72** – Escaras de desgaste: lubrificada com (à esq.) B100-S e (à dir.) B100-G

## APÊNDICE C

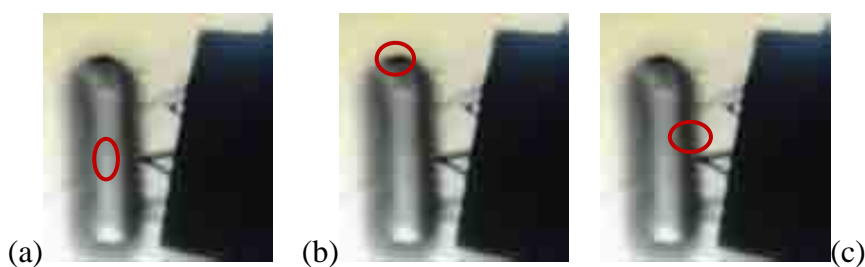
### Imagens das Escaras de Desgaste dos Discos Obtidas por MFA (AFM)

A figura 73 mostra a imagem do microscópio de força atômica operando no modo contato. Em 73(b) a superfície é varrida por uma apalpador, cujo feixe de laser incidente no *cantilever* é responsável pela formação da imagem da superfície analisada.



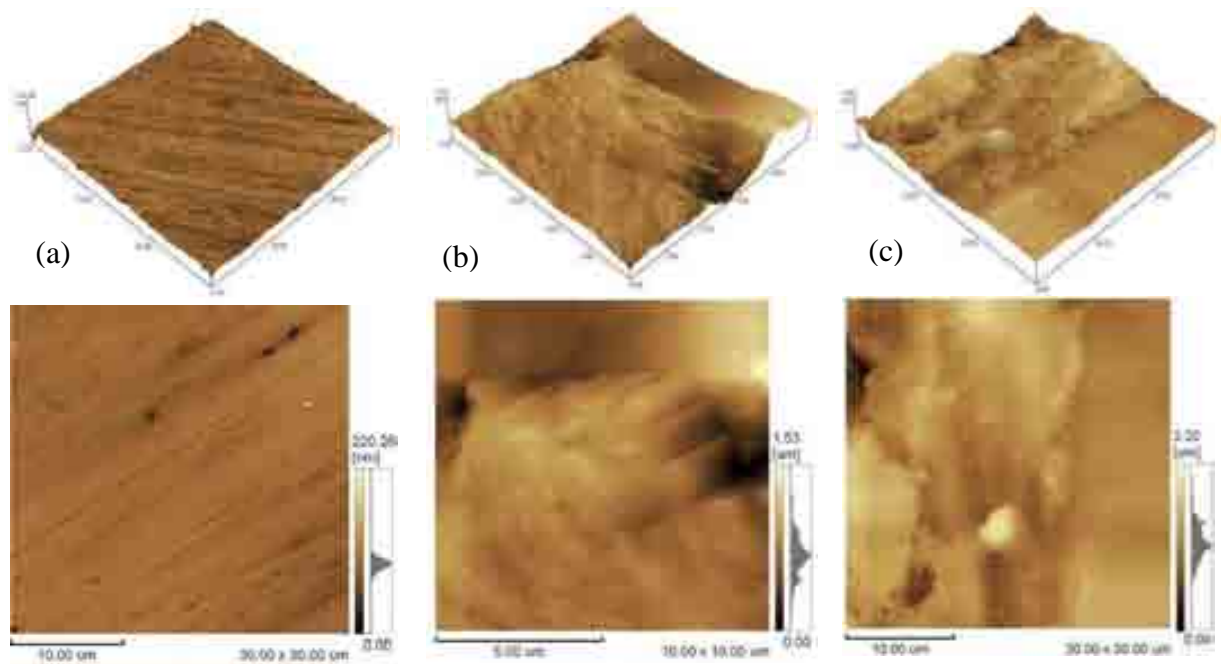
**Figura 73** – Microscópio de Força Atômica: (a) foto do MFA e (b) esquema de funcionamento no modo contato [Adaptado de SRIVASTAVA (2009)]

A figura 74 mostra a região de observação conforme localização do apalpador na escara do disco, em que se destacam-se as regiões central e bordas frontal e lateral, as quais foram obtidas pelo método de contato com distância de separação da superfície analisada e o cantilever entre 10 e 100 nm, operação atrativa.



**Figura 74** – Esquema de avaliação da escara de desgaste dos discos no modo contato. Localização do apalpador (a) centro da escara, (b) borda transversal e (c) borda lateral da escara

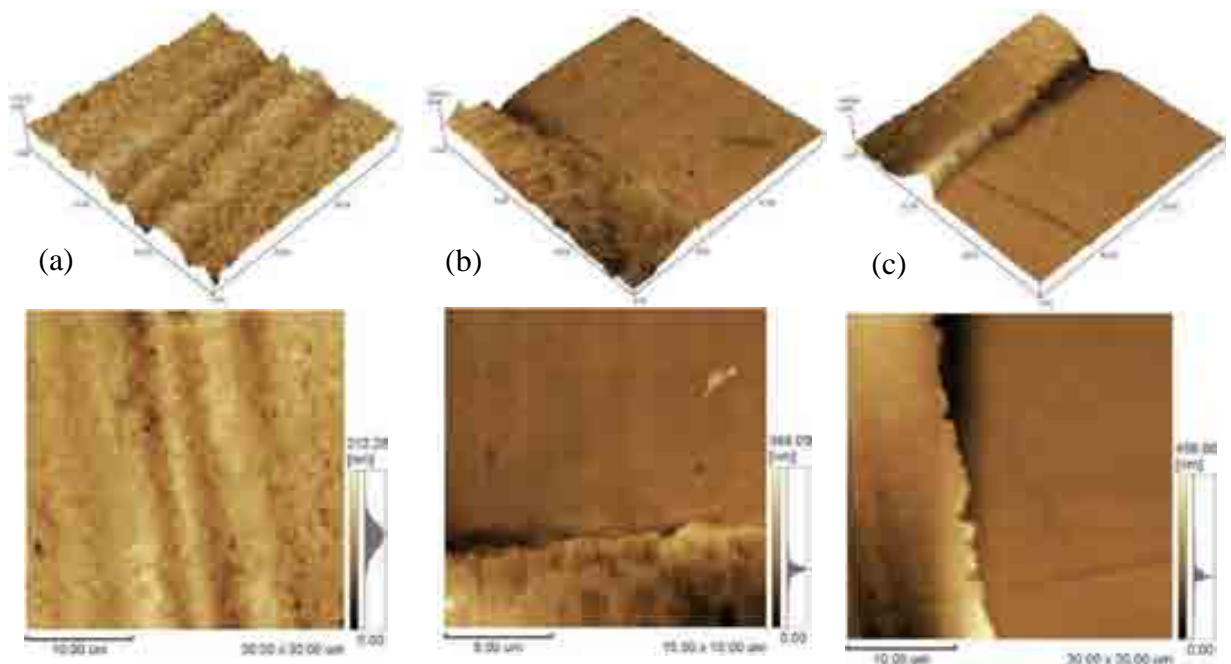
Para cada fluido analisado foi selecionado um contracorpo (disco), cuja superfície da escara foi analisada conforme padrão estabelecido na Fig 74. As figuras 75 a 83 apresentam a morfologia da escara de desgaste no modo contato e seus respectivos parâmetros de rugosidade da área analisada listados nas Tab. 14 a 22.



**Figura 75** – Superfície do disco n°2 ensaio a seco (UR 46,0±3,5 %): (a) condição recebida (região não desgastada), (b) borda frontal e (c) borda lateral da escara

**Tabela 14** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 75 (Ensaio a seco, n°2)

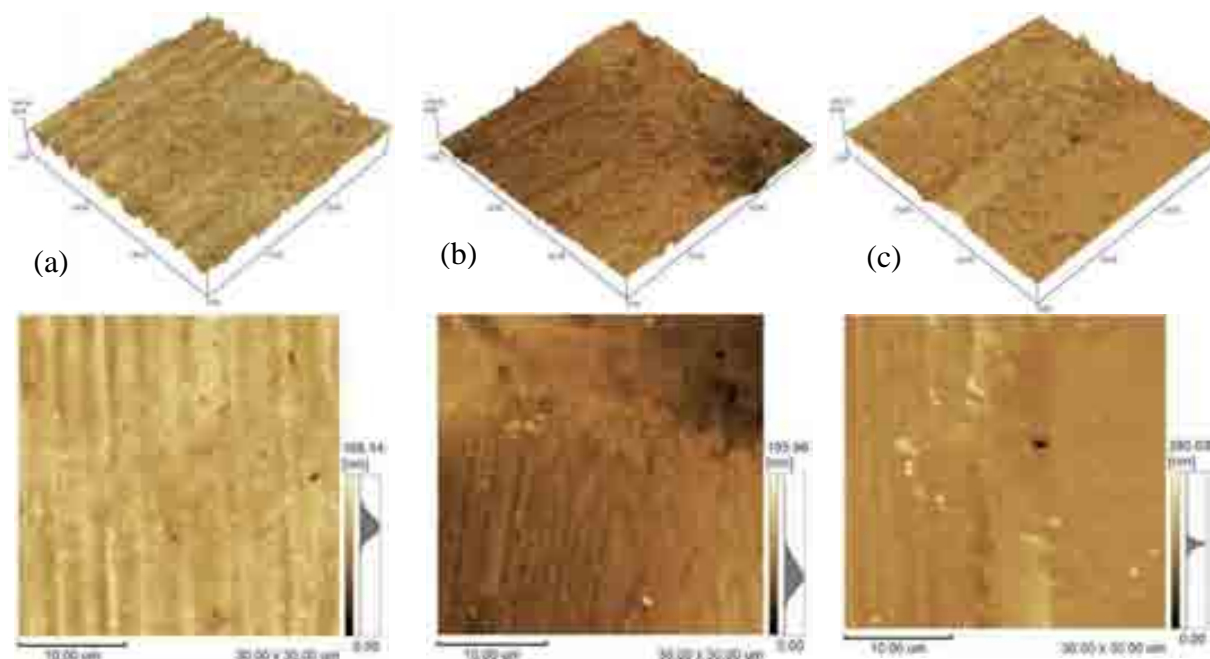
Rugosidade		Condição recebida	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°02 (WSD 1046 µm)	Ra (nm)	6,812	160,489	194,769
	Rz (nm)	220,308	1,532	2,057
	Rp (nm)	127,644	834,098	911,428
	Rv (nm)	92,664	697,619	1,145



**Figura 76** – Superfície lubrificada com B0-Diesel n°1: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

**Tabela 15** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 76 (Lubrificado com B0-diesel, n°1)

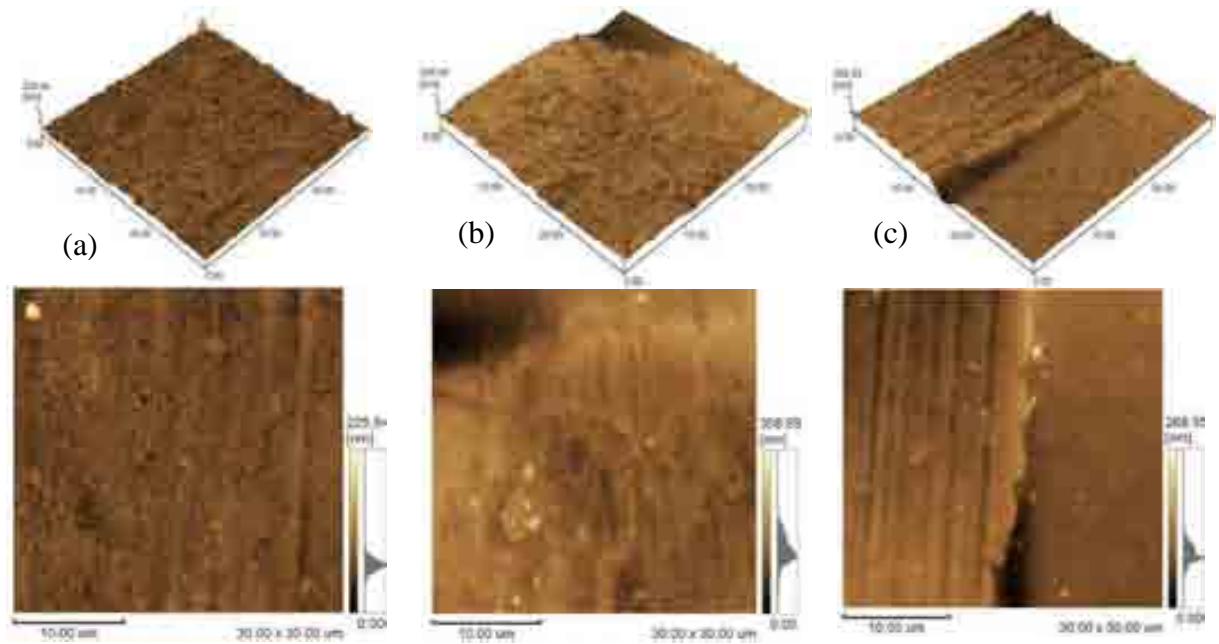
Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
<b>Disco n°01</b> (WSD 332 µm)	<b>Ra (nm)</b>	15,738	20,250	34,175
	<b>Rz (nm)</b>	212,535	367,387	455,503
	<b>Rp (nm)</b>	89,920	232,57	274,685
	<b>Rv (nm)</b>	122,614	134,816	180,818



**Figura 77** – Superfície lubrificada com Diesel comum n°1: (a) centro e bordas (b) frontal e (c) lateral

**Tabela 16** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 77 (Lubrificado com Diesel Comum, n°7)

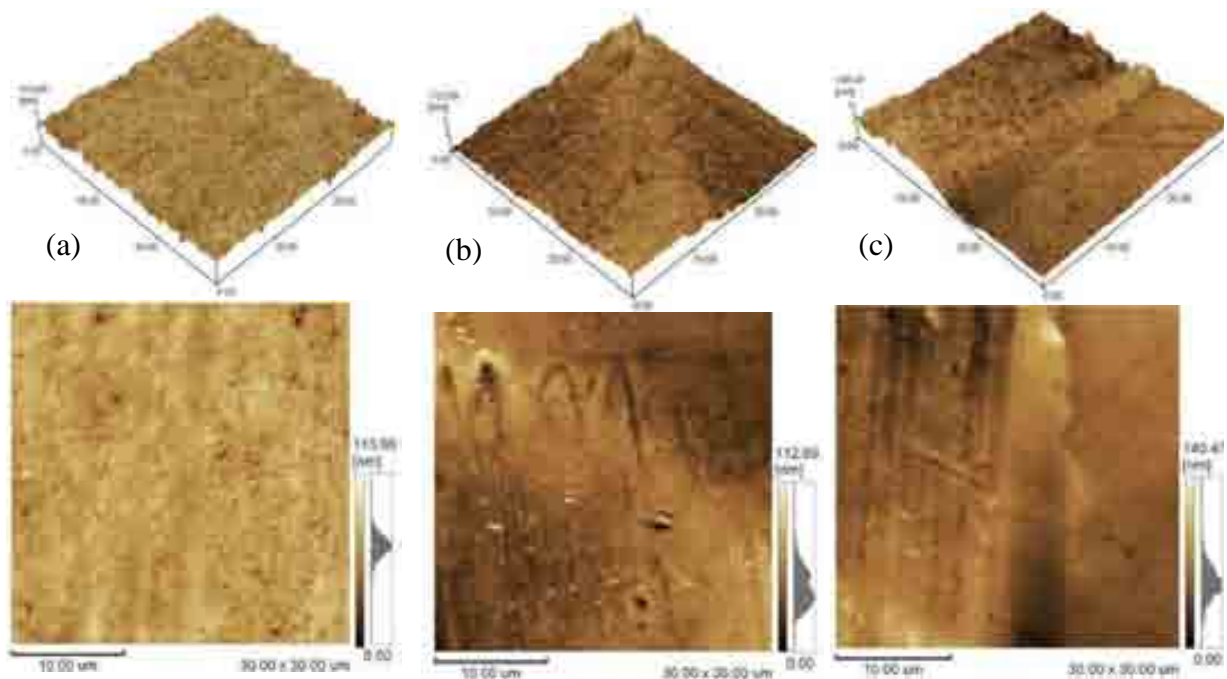
Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
<b>Disco n°07</b> (WSD 209 µm)	<b>Ra (nm)</b>	9,111	14,407	12,634
	<b>Rz (nm)</b>	168,392	186,656	392,022
	<b>Rp (nm)</b>	51,800	112,718	174,907
	<b>Rv (nm)</b>	116,591	73,937	217,115



**Figura 78** – Superfície lubrificada com B5-S n°3: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

**Tabela 17** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 78 (Lubrificado com B5-S, n°3)

Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°03 (WSD 227 µm)	Ra (nm)	7,739	24,020	15,282
	Rz (nm)	225,809	309,127	267,734
	Rp (nm)	158,629	189,325	176,594
	Rv (nm)	67,180	110,802	91,140

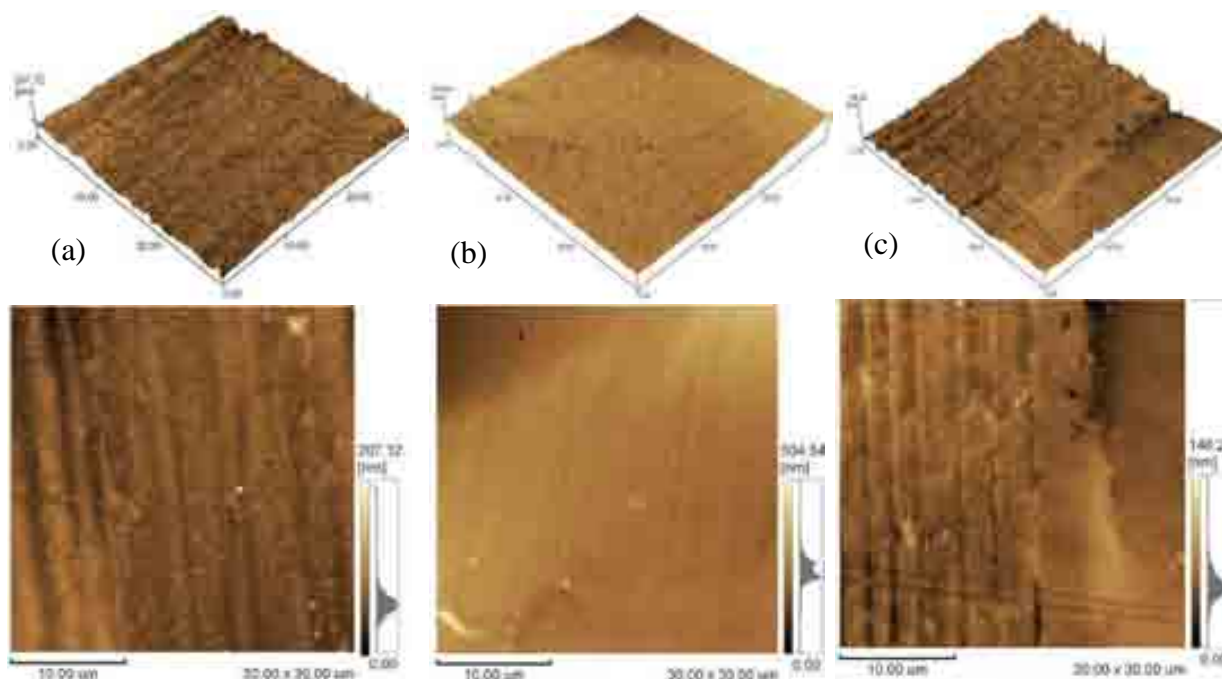


**Figura 79** – Superfície lubrificada com B20-S n°4: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral



**Tabela 18** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 79 (Lubrificado com B20-S, n°4)

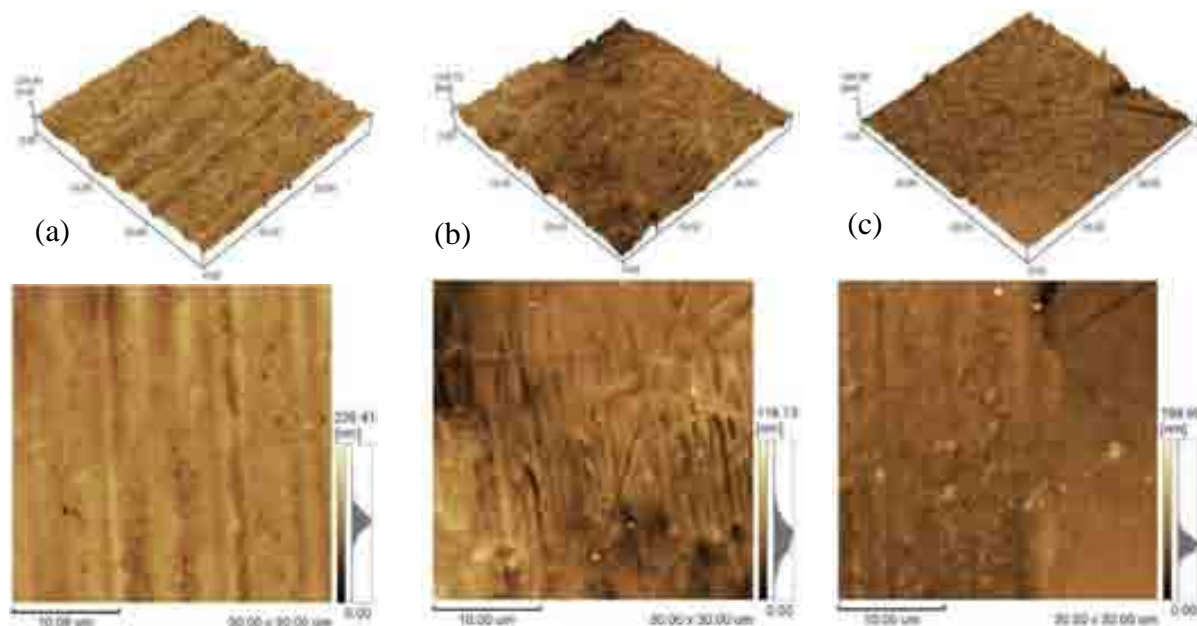
Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°04 (WSD 176 µm)	Ra (nm)	6,193	10,853	11,343
	Rz (nm)	107,297	112,725	140,604
	Rp (nm)	41,655	69,401	85,794
	Rv (nm)	65,442	43,324	54,809



**Figura 80** – Superfície lubrificada com B100-S n°7: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

**Tabela 19** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 80 (Lubrificado com B100-S, n°7)

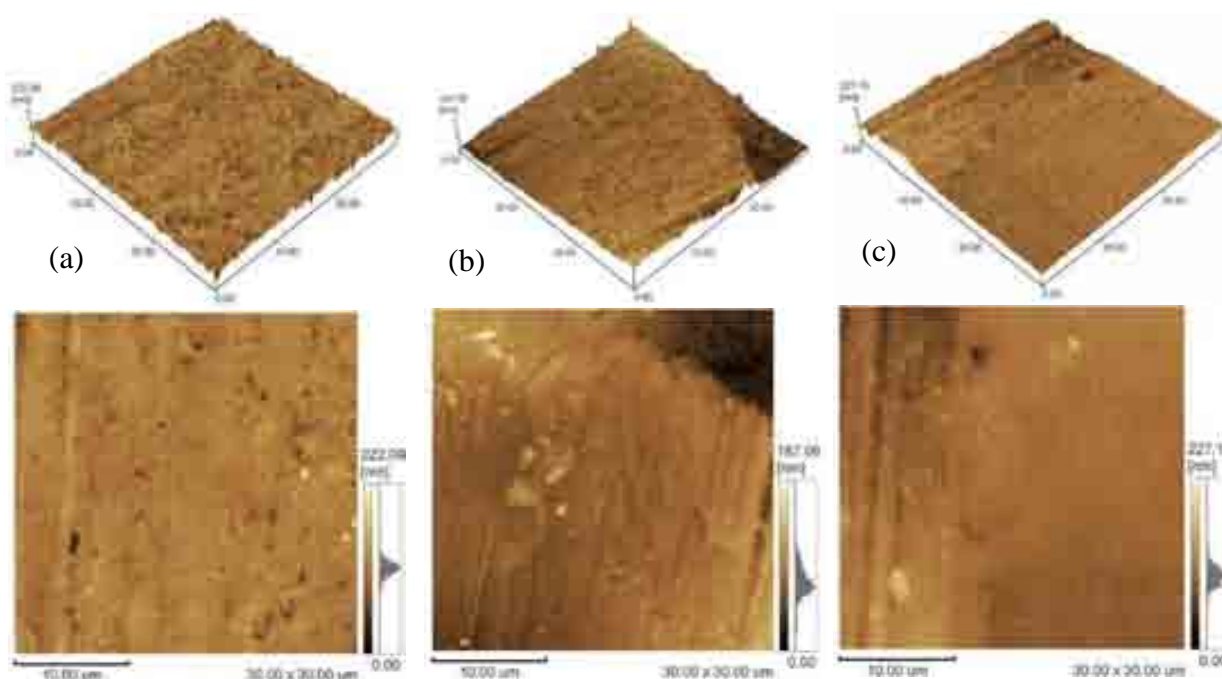
Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°07 (WSD 269 µm)	Ra (nm)	10,068	30,271	8,877
	Rz (nm)	198,253	505,944	146,183
	Rp (nm)	140,391	264,621	94,164
	Rv (nm)	57,853	241,323	52,020



**Figura 81** – Superfície lubrificada com B5-G n°1: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

**Tabela 20** – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 81 (Lubrificado com B5-G, n°1)

Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
<b>Disco n°01</b> (WSD 206 µm)	<b>Ra (nm)</b>	11,859	10,655	8,983
	<b>Rz (nm)</b>	197,381	118,903	199,971
	<b>Rp (nm)</b>	81,135	72,390	129,066
	<b>Rv (nm)</b>	116,245	46,512	70,905



**Figura 82** – Superfície lubrificada com B20-G n°7: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

Tabela 21 – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 82 (Lubrificado com B20-G, n°7)

Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°07 (WSD 188 µm)	Ra (nm)	8,607	15,067	10,970
	Rz (nm)	221,796	187,215	227,195
	Rp (nm)	111,393	112,274	129,765
	Rv (nm)	110,403	74,942	97,430



Figura 83 – Superfície lubrificada com B100-G n°6: (a) centro, (b) borda frontal e (c) borda lateral

Tabela 22 – Rugosidades das regiões (a), (b) e (c) da Fig. 83 (Lubrificado com B100-G, n°6)

Rugosidade		Centro da Escara	Borda Frontal	Borda Lateral
Disco n°06 (WSD 193 µm)	Ra (nm)	6,176	7,967	7,269
	Rz (nm)	206,942	221,615	141,320
	Rp (nm)	164,417	171,219	85,062
	Rv (nm)	42,525	50,396	56,259

## APÊNDICE D

### Resultados de Rugosidade e Ondulação

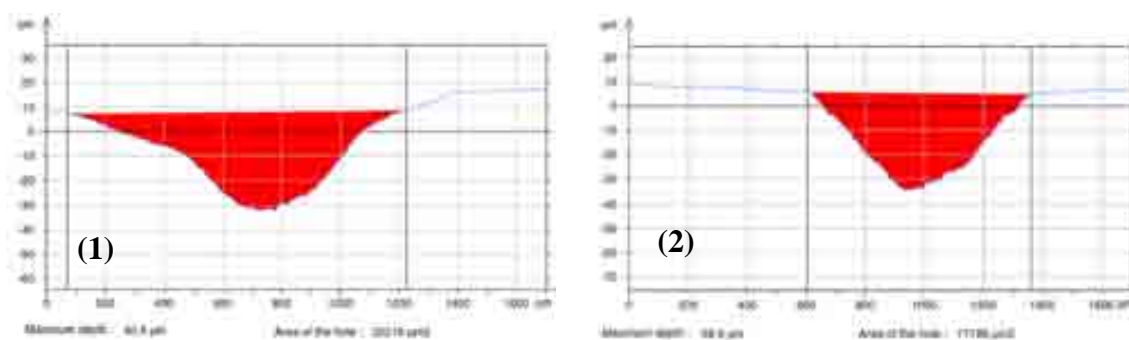
Com base na norma ASTM, as superfícies dos discos e das esferas devem oferecer, respectivamente, valores de rugosidade  $R_a = 0,02 \mu\text{m}$  e  $R_a = 0,05 \mu\text{m}$ . No entanto, ensaio de caracterização da rugosidade superficial das superfícies dos discos antes da realização de ensaios de lubricidade detectaram que estes contracorpos (29 %) ofereceram  $R_a$  superior a  $0,02 \mu\text{m}$ , os quais foram adquiridos através de perfis da superfície do disco utilizando-se Rugosímetro Taylor Hobson® Surtronic 25.

A tabela 23 e a figura 84 referem-se aos resultados de rugosidade  $R_a$  e ondulação  $W_a$  adquiridos para os discos AISI 52100 após ensaios (1) e (2) a seco em bancada HFRR, os quais são utilizados como referência. Os demais resultados são apresentados os valores de rugosidade  $R_a$  e ondulação  $W_a$  (Tab. 24 a 31) e os perfis (Fig. 85 a 92) obtidos, após sete ensaios de lubricidade HFRR, para os discos lubrificados com o EES (B100-S, B20-S e B5-S) e o EEG (B100-G, B20-G e B5-G), Diesel Comum (B5, S1100) e B0-Diesel (diesel mineral).

Para todos os casos analisados, nota-se que a região desgastada do disco ofereceu os maiores valores  $R_a$  e  $W_a$ , visto que as crateras formadas, devido ao contato e deslizamento da esfera sobre o disco no ensaio HFRR, possuem texturas mais áspera que a região de não-contato do disco. Os perfis abaixo referem-se à rugosidade e ondulação das superfícies dos discos ensaiados com os combustíveis anteriormente mencionados. Os vales destacados de vermelho nos perfis referem-se à área transversal da escara (i.é., sua profundidade) no disco.

**Tabela 23** – Rugosidade  $R_a$  e ondulação  $W_a$  dos discos ensaiados a seco

Disco de Aço AISI 52100		Área Não Desgastada		Área Desgastada	
N.º Ensaio	Condição Não Lubrificada	$R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_a$ ( $\mu\text{m}$ )	$R_a$ ( $\mu\text{m}$ )	$W_a$ ( $\mu\text{m}$ )
1	Ensaio a Seco	0,018	0,028	2,365	9,605
2	Ensaio a Seco	0,023	0,035	3,040	9,623



**Figura 84** – Perfis dos discos (1) e (2) ensaiados a seco

**Tabela 24** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B0-Diesel

<b>Disco de Aço AISI 52100</b>		<b>Área Não Desgastada</b>		<b>Área Desgastada</b>	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )
1	B0-Diesel	0,022	0,018	0,533	0,704
2	B0-Diesel	0,012	0,014	0,395	0,565
3	B0-Diesel	0,016	0,018	0,491	0,780
4	B0-Diesel	0,011	0,020	0,499	0,743
5	B0-Diesel	0,026	0,021	0,534	0,840
6	B0-Diesel	0,029	0,017	0,598	0,862
7	B0-Diesel	0,015	0,022	0,431	0,650

**Tabela 25** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com Diesel Comum

<b>Disco de Aço AISI 52100</b>		<b>Área Não Desgastada</b>		<b>Área Desgastada</b>	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )
1	Diesel Comum	0,007	0,014	0,307	0,384
2	Diesel Comum	0,016	0,017	0,167	0,161
3	Diesel Comum	0,014	0,013	0,189	0,237
4	Diesel Comum	0,010	0,025	0,142	0,164
5	Diesel Comum	0,024	0,013	0,179	0,218
6	Diesel Comum	0,010	0,017	0,183	0,209
7	Diesel Comum	0,023	0,021	0,190	0,215

**Tabela 26** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B5-S

<b>Disco de Aço AISI 52100</b>		<b>Área Não Desgastada</b>		<b>Área Desgastada</b>	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )
1	B5-S	0,013	0,022	0,181	0,200
2	B5-S	0,019	0,014	0,152	0,176
3	B5-S	0,024	0,032	0,186	0,175
4	B5-S	0,016	0,026	0,154	0,170
5	B5-S	0,016	0,044	0,185	0,185
6	B5-S	0,008	0,014	0,155	0,146
7	B5-S	0,016	0,017	0,179	0,174

**Tabela 27** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B20-S

<b>Disco de Aço AISI 52100</b>		<b>Área Não Desgastada</b>		<b>Área Desgastada</b>	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )	Ra ( $\mu\text{m}$ )	Wa ( $\mu\text{m}$ )
1	B20-S	0,024	0,059	0,159	0,213
2	B20-S	0,009	0,033	0,195	0,217
3	B20-S	0,022	0,033	0,165	0,189
4	B20-S	0,031	0,032	0,155	0,159
5	B20-S	0,082	0,223	0,340	0,579
6	B20-S	0,008	0,009	0,174	0,180
7	B20-S	0,018	0,069	0,182	0,258

**Tabela 28** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B100-S

Disco de Aço AISI 52100		Área Não Desgastada		Área Desgastada	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra (µm)	Wa (µm)	Ra (µm)	Wa (µm)
1	B100-S	0,010	0,013	0,330	0,516
2	B100-S	0,023	0,015	0,317	0,460
3	B100-S	0,016	0,018	0,364	0,485
4	B100-S	0,015	0,019	0,165	0,159
5	B100-S	0,009	0,012	0,332	0,483
6	B100-S	0,010	0,009	0,258	0,322
7	B100-S	0,010	0,022	0,327	0,468

**Tabela 29** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B5-G

Disco de Aço AISI 52100		Área Não Desgastada		Área Desgastada	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra (µm)	Wa (µm)	Ra (µm)	Wa (µm)
1	B5-G	0,160	0,142	0,201	0,164
2	B5-G	0,034	0,031	0,160	0,168
3	B5-G	0,064	0,085	0,176	0,194
4	B5-G	0,019	0,016	0,224	0,165
5	B5-G	0,015	0,019	0,176	0,180
6	B5-G	0,014	0,026	0,153	0,183
7	B5-G	0,014	0,015	0,145	0,126

**Tabela 30** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B20-G

Disco de Aço AISI 52100		Área Não Desgastada		Área Desgastada	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra (µm)	Wa (µm)	Ra (µm)	Wa (µm)
1	B20-G	0,083	0,096	0,309	0,387
2	B20-G	0,099	0,094	0,197	0,153
3	B20-G	0,106	0,127	0,185	0,219
4	B20-G	0,137	0,073	0,188	0,121
5	B20-G	0,155	0,248	0,254	0,136
6	B20-G	0,152	0,181	0,243	0,299
7	B20-G	0,244	0,225	0,249	0,224

**Tabela 31** – Rugosidade Ra e ondulação Wa dos discos ensaiados com B100-G

Disco de Aço AISI 52100		Área Não Desgastada		Área Desgastada	
N.º Ensaio	Lubrificado por	Ra (µm)	Wa (µm)	Ra (µm)	Wa (µm)
1	B100-G	0,021	0,030	0,149	0,163
2	B100-G	0,029	0,030	0,197	0,212
3	B100-G	0,028	0,069	0,180	0,208
4	B100-G	0,022	0,028	0,167	0,240
5	B100-G	0,018	0,017	0,160	0,186
6	B100-G	0,018	0,012	0,170	0,180
7	B100-G	0,011	0,021	0,168	0,174

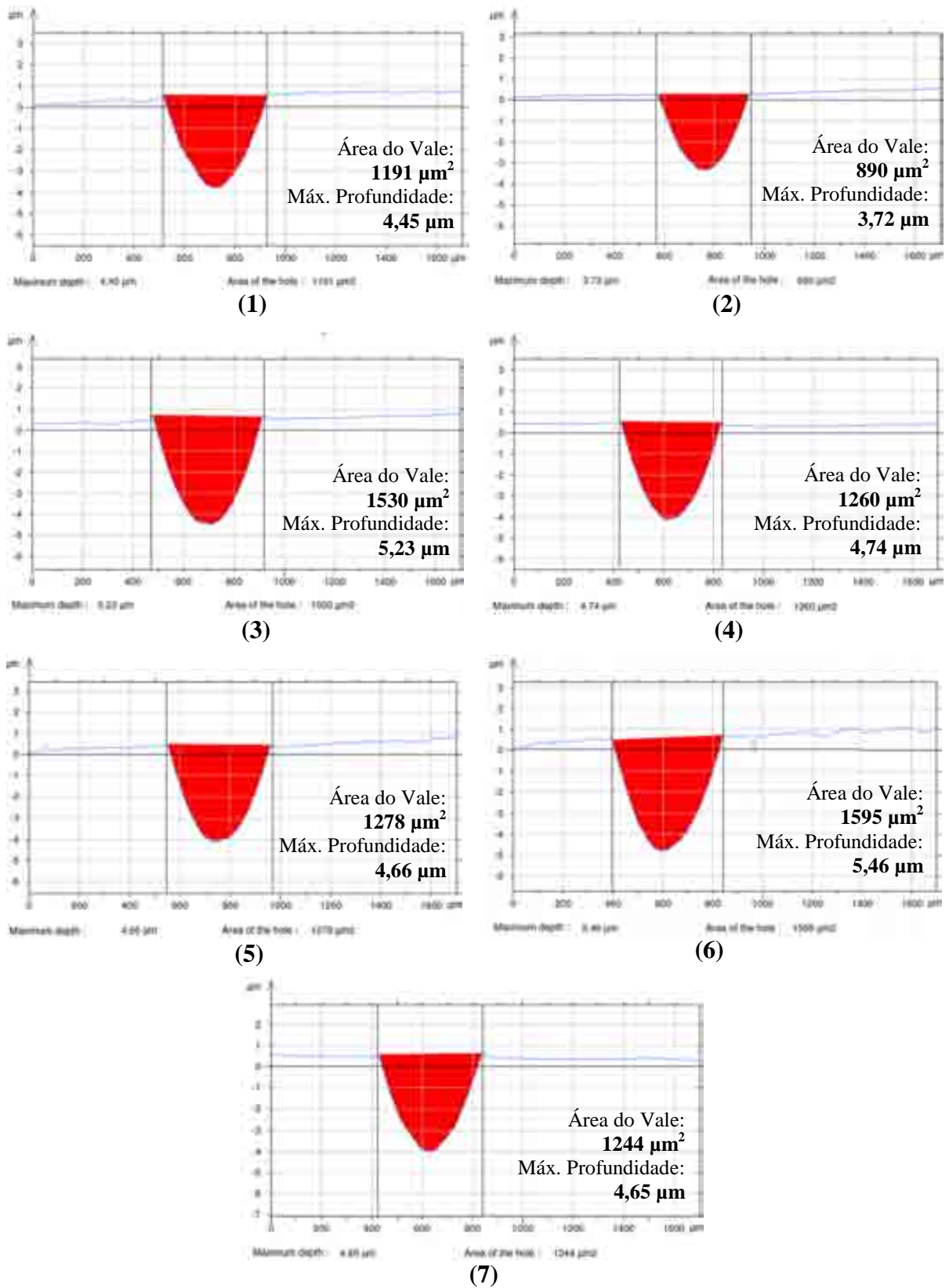
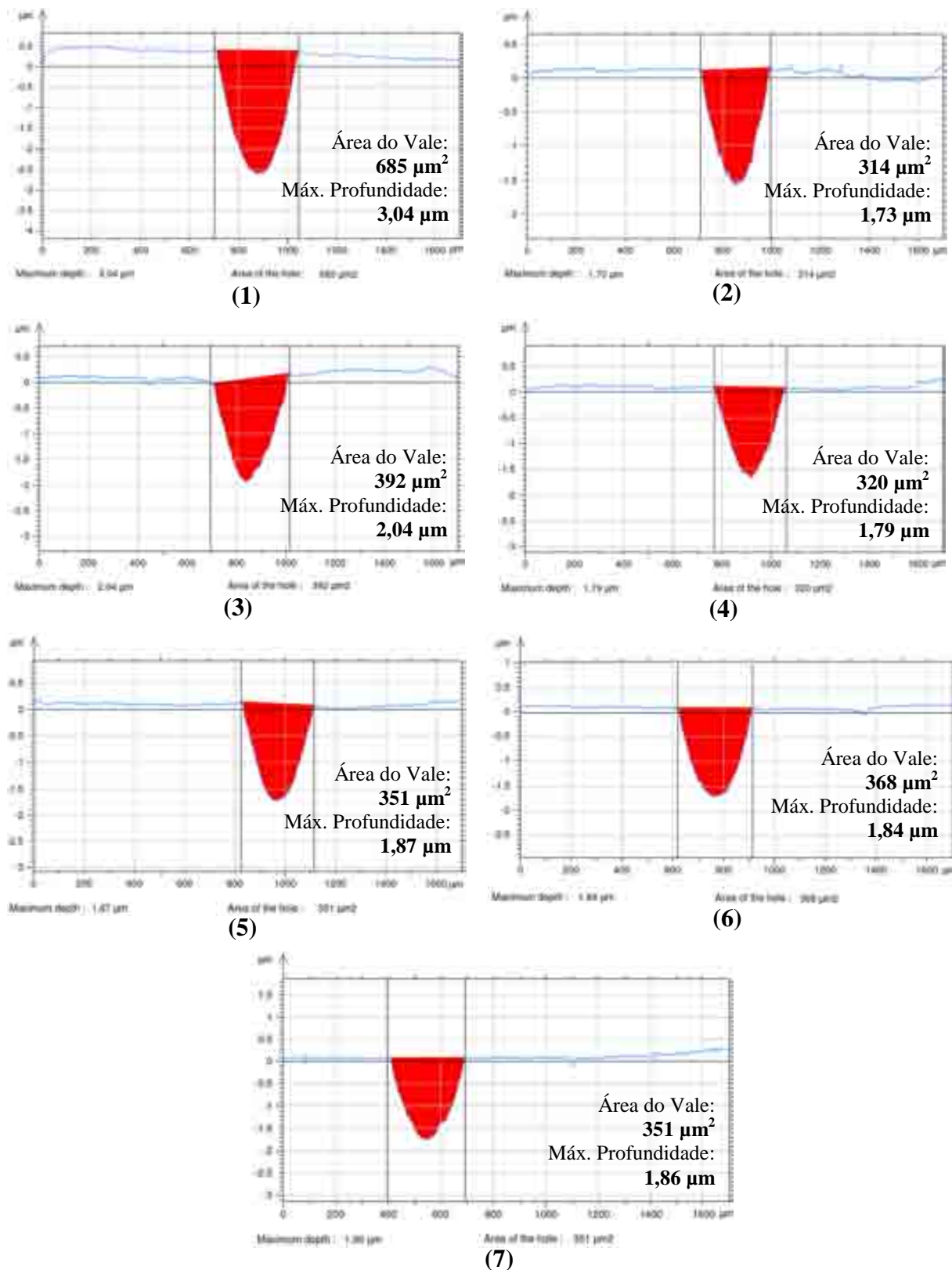


Figura 85 – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B0-Diesel



**Figura 86** – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com Diesel Comum



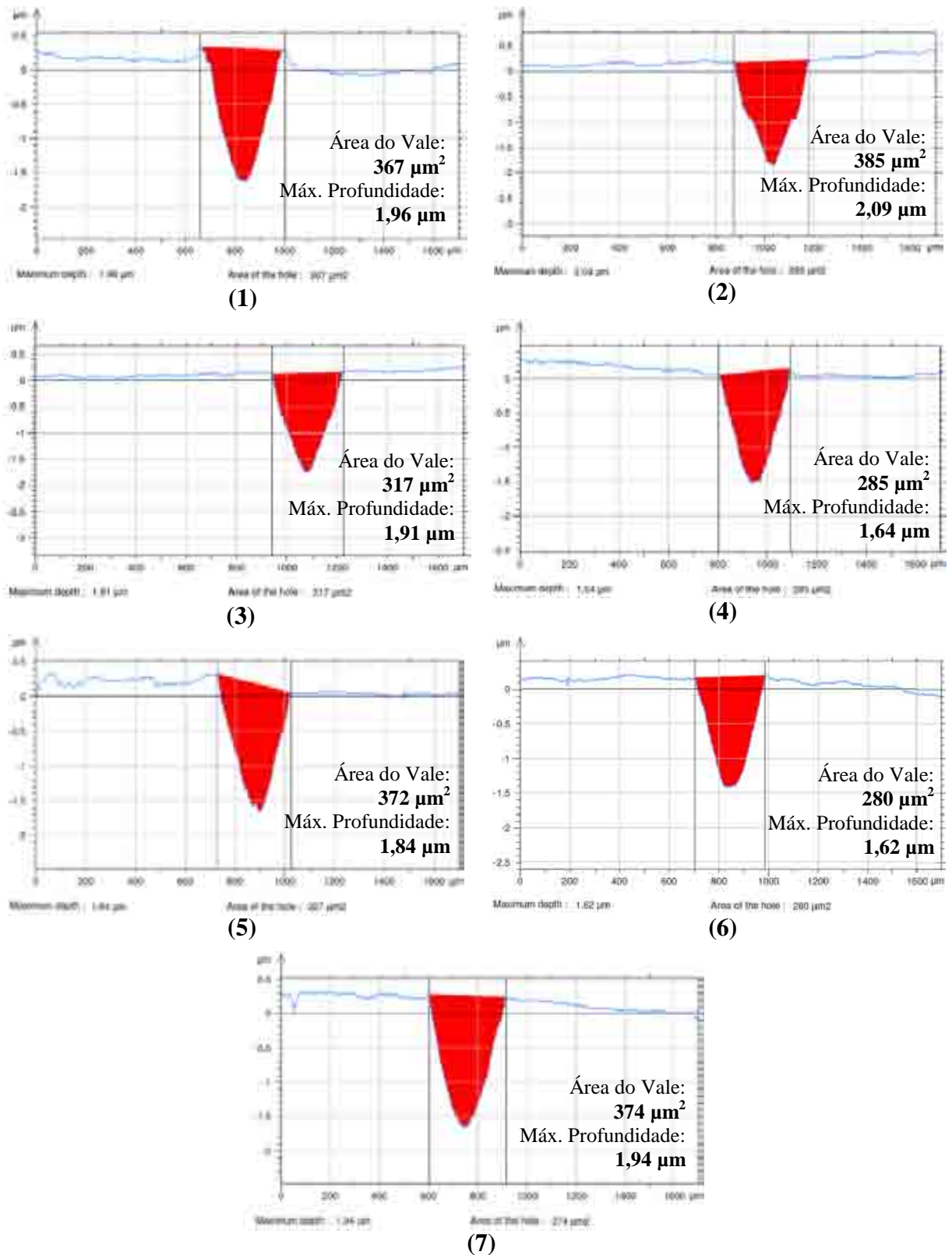


Figura 87 – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B5-S

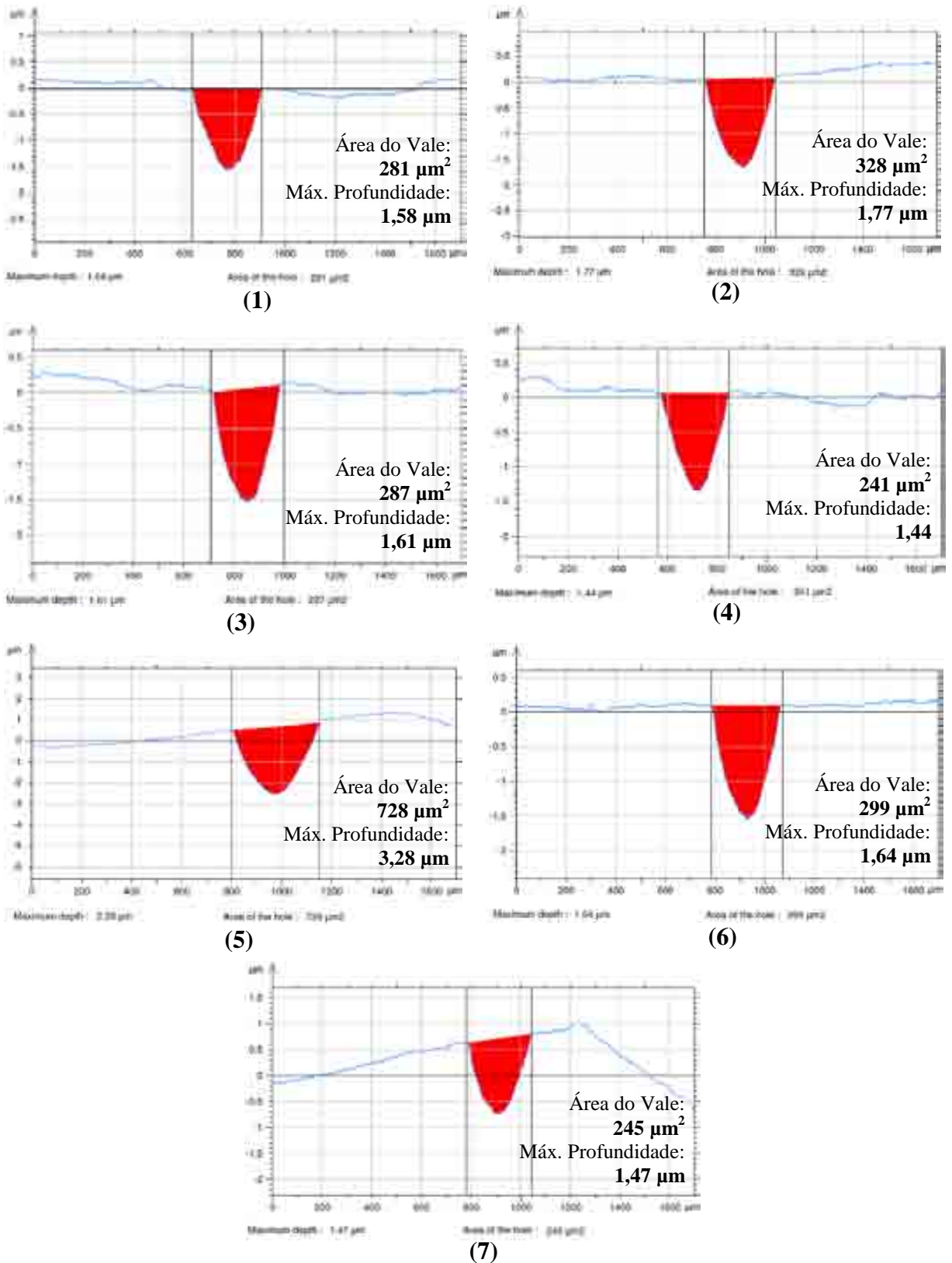


Figura 88 – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B20-S

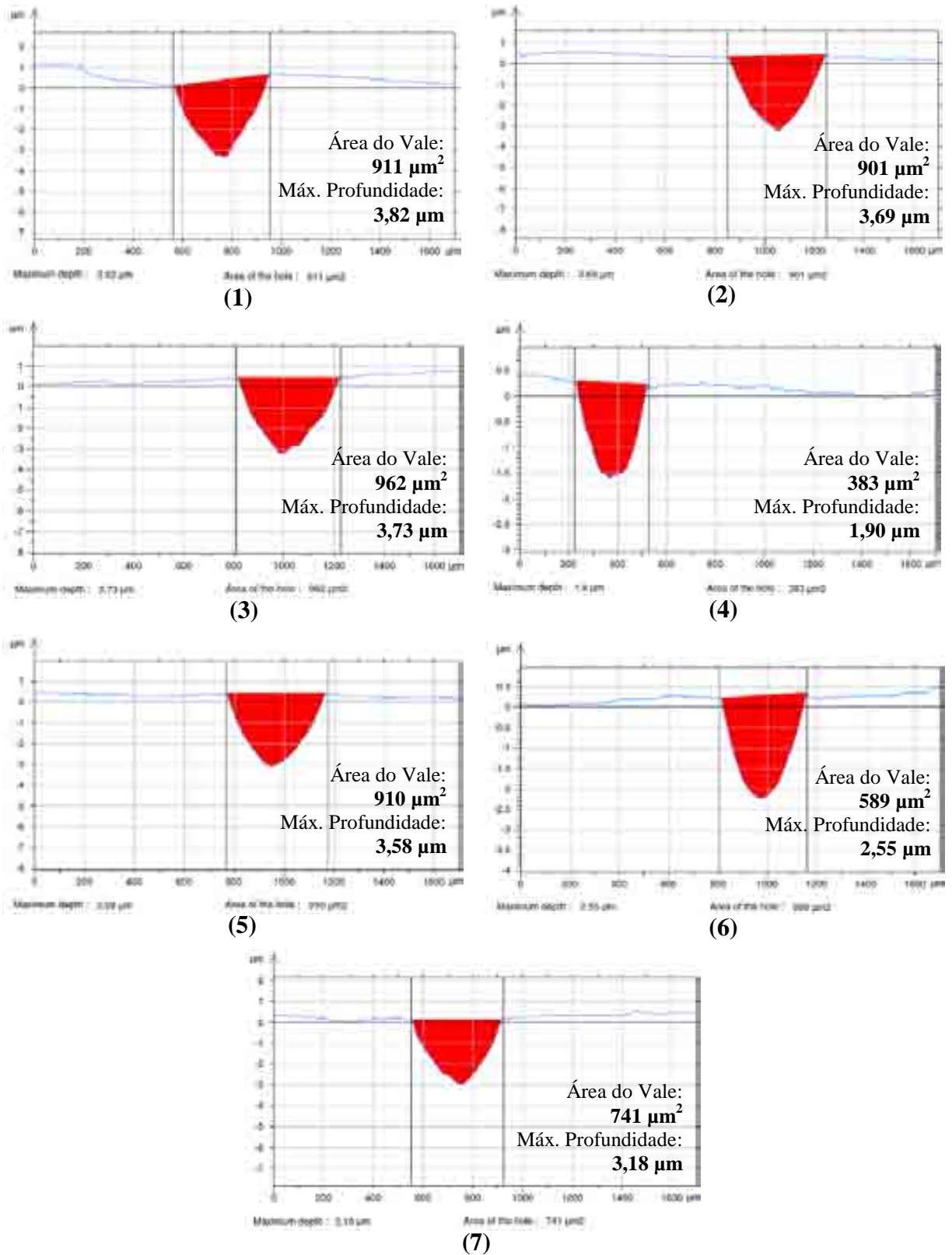


Figura 89– Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B100-S

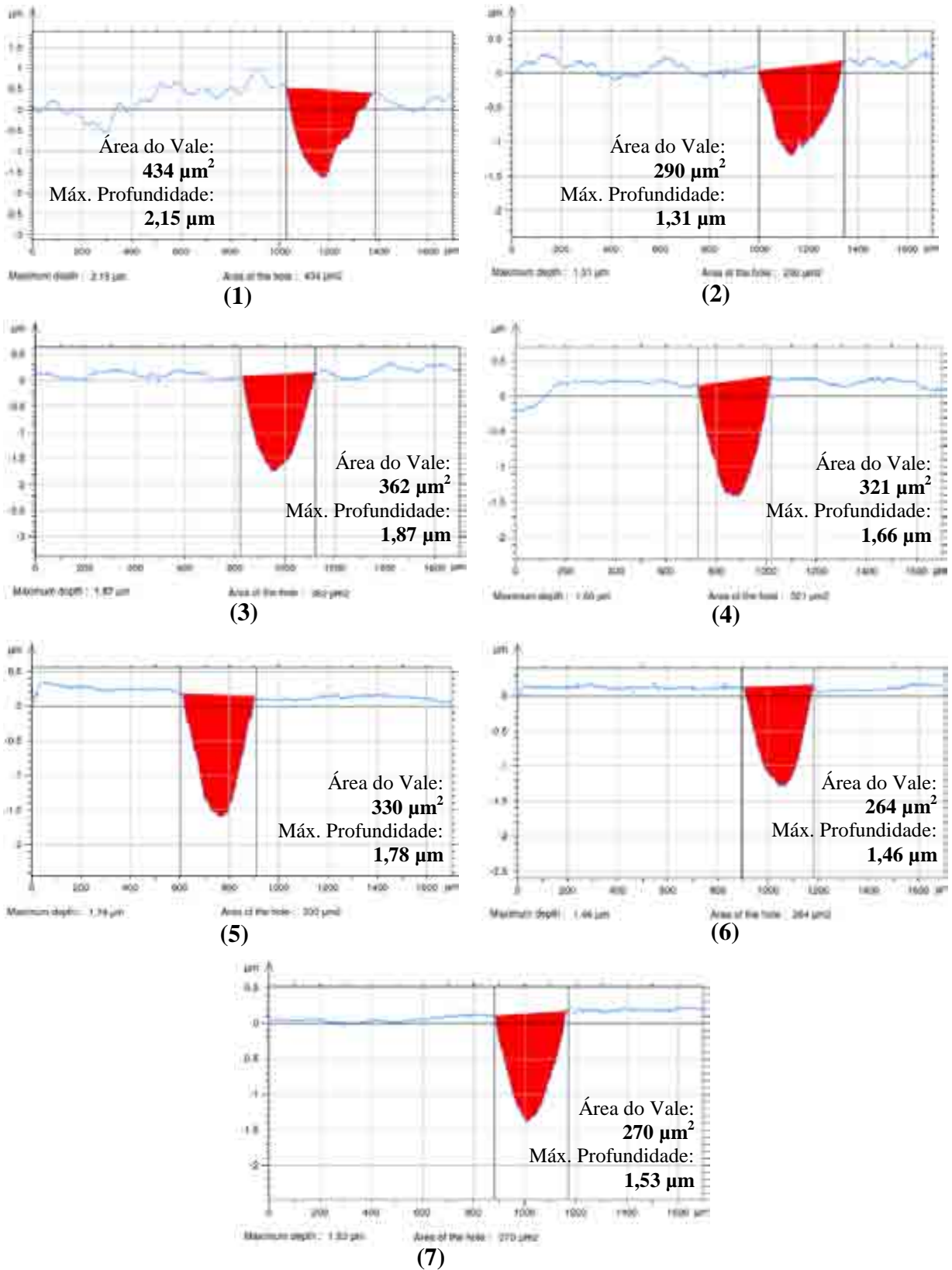


Figura 90 – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B5-G

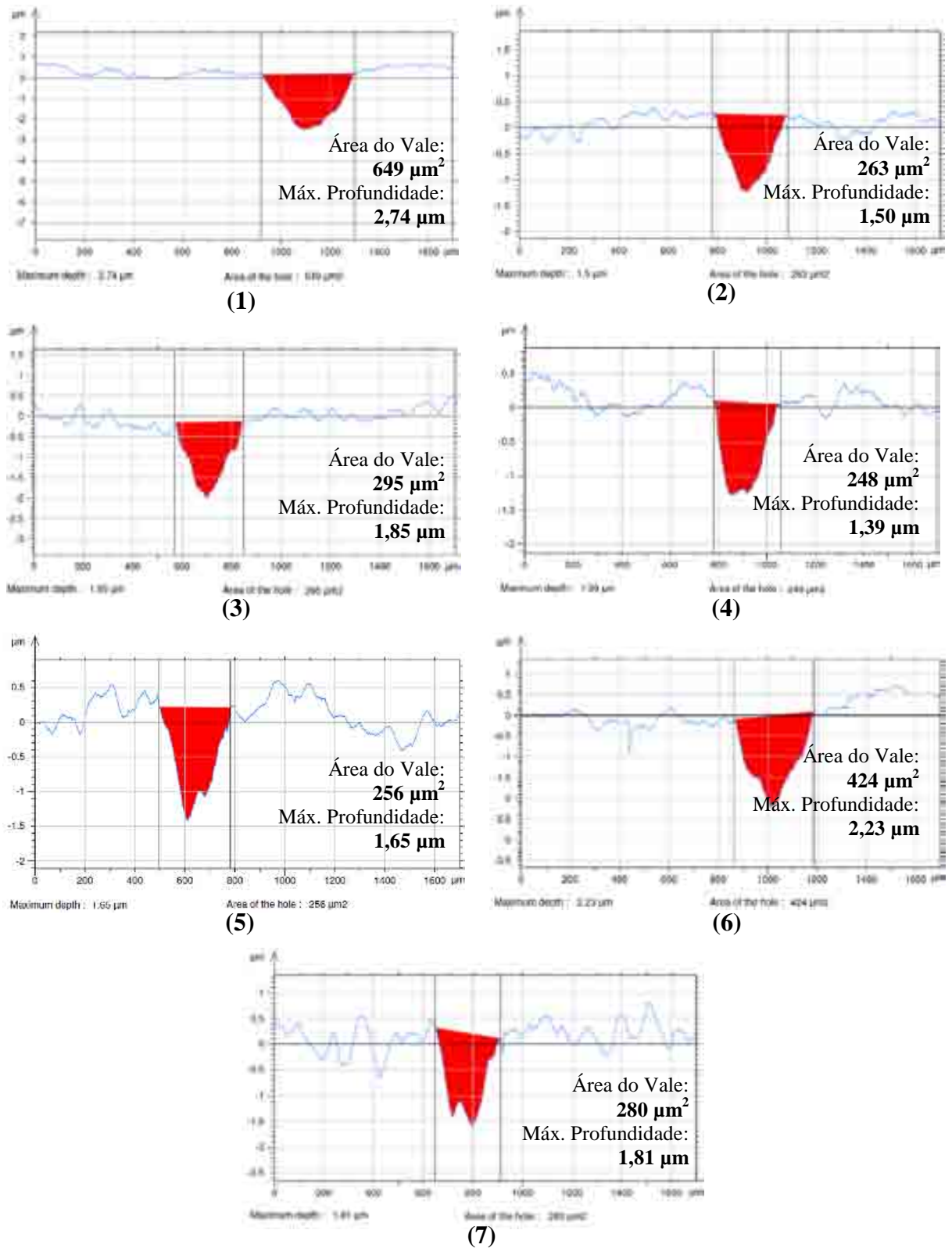
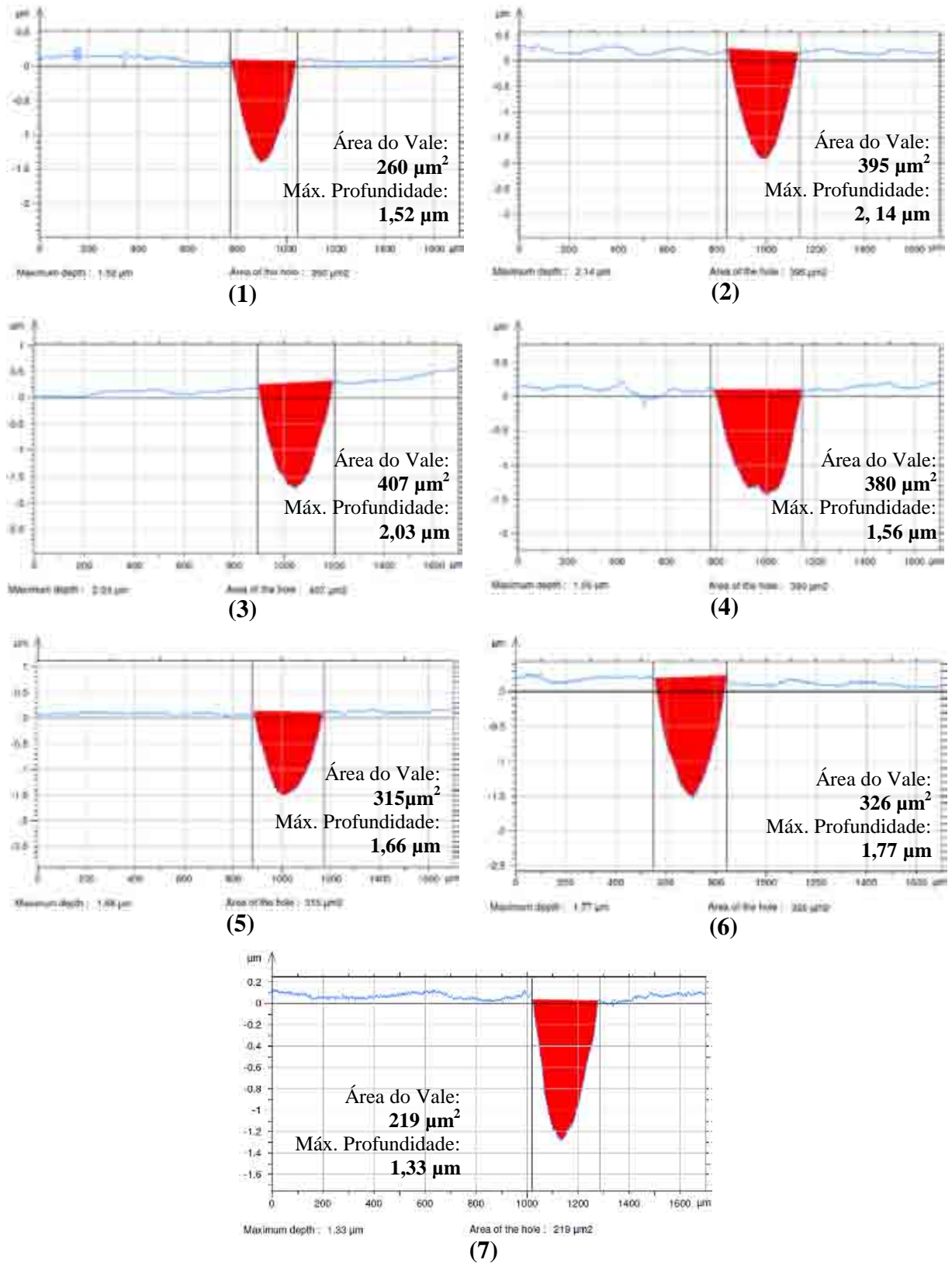


Figura 91 – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B20-G



**Figura 92** – Perfis de rugosidade e ondulação dos discos após ensaios com B100-G

## ANEXO 1

### Alimentação dos Motores do Ciclo Diesel

#### A1.1. Algumas Características da Combustão no Motor Diesel

O Motor de Combustão Interna (MCI) de ignição por compressão, às vezes chamado motor a óleo, é mais conhecido como o motor Diesel, depois do engenheiro alemão, Rudolf Diesel, o qual, em 1892, registrou uma patente para um motor a ignição por compressão e, em 1893, apresentou seu motor experimental. As características essenciais dos MCIs de ignição por compressão são a injeção do combustível nos cilindros e uma taxa de compressão acima de 12-13:1, na injeção direta, e 22:1, injeção indireta (GARRETT *Et Al.*, 2001).

O motor Diesel possui formação interna de mistura (heterogênea) e auto-ignição (Bosch, 2005). O seu processo de combustão ocorre em 3 estágios: *período de atraso da ignição*; *período de combustão rápida* e; o terceiro estágio que vai desde a máxima pressão até o ponto em que há uma combustão completa. Como a pressão e a temperatura dos gases contidos no cilindro são muito elevadas no instante da injeção, alguma reação química tem início logo que a primeira gota do combustível entra no cilindro (TAYLOR, 1971).

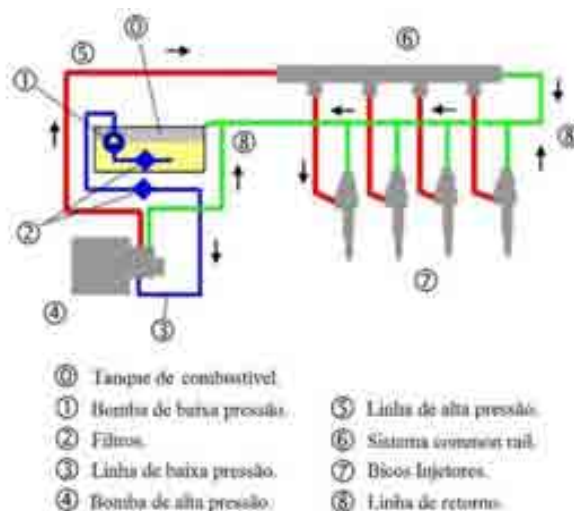
#### A1.2. Sistema de Alimentação e o Bico Injetor Diesel

O tipo de sistema de injeção nos motores Diesel é o de injeção retardada no cilindro. Neste sistema, o combustível é injetado no cilindro, próximo ao PMS, de forma que a combustão ocorra durante a mistura e o processo de evaporação (TAYLOR, 1971). Esse requisito, juntamente com a necessidade do jato ser atomizado para a rápida mistura, exige elevadas pressões de injeção, eventualmente maiores que 20 MPa (ASI, 2006).

O sistema de alimentação de combustível tem a função de armazenar, filtrar o combustível e oferecer ao sistema de injeção uma determinada pressão de alimentação em todos os seus regimes de funcionamento. Esse sistema envolve componentes tais como tanque de combustível, tubos de combustível de baixa pressão, filtro do combustível, pré-bomba alimentadora, bomba de combustível (baixa pressão), bico injetor, etc. (BOSCH, 2005).

O sistema de injeção (Fig. 93) possui uma bomba injetora de combustível que mede a quantidade de combustível e fornece a pressão de injeção ao combustível proveniente da bomba primária; esta última possui janelas de abertura, admissão e fechamento permitindo a suspensão do fornecimento de combustível ao cilindro da bomba. O bico injetor eletrônico

diesel, Fig. 94, é um componente que permite a abertura pela qual o combustível é injetado no ar comprimido do cilindro. Na extremidade interna deste componente há uma válvula magnética, cuja posição é geralmente mantida por uma mola, com a função de abrir e fechar a passagem do combustível no bico injetor (TAYLOR, 1971).



**Figura 93** – Esquema do sistema de injeção (adaptado de MARCIÁN *Et Al.*, 2006)



**Figura 94** – Bico injetor do sistema *common-rail*

Sem corrente a válvula é aberta e o combustível pode fluir livremente da entrada de combustível do sistema de baixa pressão através da bomba e de volta para o sistema de baixa pressão do cabeçote do motor. Energizando-se a válvula haverá elevação da pressão no sistema de alta pressão, que, ao ultrapassar a pressão de abertura do bico, o combustível é injetado na câmara de combustão do motor (BOSCH, 2005).

O volume injetado é medido na pressão e temperatura de admissão da bomba de injeção a cada injeção de combustível; enquanto que a duração da pulverização é observada no tempo decorrido ou ângulo de manivela entre o início e o final da pulverização. A penetração do jato é calculada pela medida do comprimento visível do jato a partir do bocal do injetor em dado instante ou através do ângulo de manivela. No ápice da abertura do injetor é possível observar o máximo ângulo cônico do invólucro do jato (TAYLOR, 1971).



### **A1.3. Características do Jato *versus* Desempenho do Motor Diesel**

Em geral, cada câmara de combustão Diesel é um caso especial em que as características ótimas do jato devem ser desenvolvidas por ensaios de vários injetores e demais componentes do sistema de injeção. As relações gerais são (TAYLOR, 1971):

- ✓ Forte movimento de ar é muito desejável e menos sensível às variações do jato.
- ✓ Múltiplas injeções devem ser evitadas tanto quanto possível;
- ✓ Câmaras de combustão divididas podem ser feitas geralmente para desempenho satisfatório com um único injetor, sem a necessidade do redemoinho;
- ✓ Nas câmaras abertas, na ausência de forte movimento de ar, o jato deve ser dirigido para várias partes da câmara de combustão, por meio de múltiplos orifícios no injetor ou por mais de um injetor no cilindro;
- ✓ Os motores Diesel exigem jatos duros (alta pressão) provenientes de injetores de orifício plano ou agulha, pois o jato mole (baixa pressão) não tem penetração adequada no ar muito denso contido no cilindro durante a injeção;
- ✓ A duração do jato em plena carga não deve exceder 30 ° do ângulo de manivela.
- ✓ Desde que a massa de combustível injetado seja a mesma, grandes variações na massa específica, viscosidade e tensão superficial do combustível podem ser toleradas sem sérios efeitos sobre a mistura resultante da combustão do motor Diesel.

### **A1.4. Combustíveis para Motores de Combustão Interna**

#### **A1.4.1. O Óleo Diesel**

O óleo cru é o termo usado para petróleo bruto, tal como sai do poço. Consiste essencialmente de uma mistura de vários tipos de hidrocarbonetos de pesos moleculares diferentes; e inclui também pequenas frações de componentes orgânicos contendo enxofre, nitrogênio, aromáticos, etc. O refino começa com a destilação à pressão atmosférica, onde o destilado é separado em várias frações segundo a volatilidade. Os destilados resultantes são: gás natural, gasolina, querosene, óleos Diesel, óleo lubrificantes (TAYLOR, 1971).

O óleo diesel, cuja fração reside entre o querosene e os óleos lubrificantes, é controlado para ser utilizável em vários tipos de motores de ignição por compressão. Suas principais características relacionam-se à qualidade de ignição, massa específica, calor de combustão, volatilidade, transparência e efeito não-corrosivo (TAYLOR, 1971).

O bom grau de eficiência do motor Diesel está intimamente ligado aos poluentes gerados durante a sua combustão, a qual se realiza próxima do PMS por meio da injeção direta. Como a falta de oxigênio local na câmara de combustão é inevitável, a fuligem é gerada e pode ser reduzida com o aumento da pressão de injeção. O combustível diesel contém teores elevados de enxofre, e durante a sua combustão são gerados SO<sub>2</sub> e massa de particulados (sulfatos na fuligem), os quais também são responsáveis pela contaminação de filtro de particulados, catalisadores de desnitrificação e do meio ambiente (BOSCH, 2005).

Nos últimos vinte anos, no Brasil, os MCIs alcançaram um grau de evolução que, até o início da década de 1980, não se apresentavam como fundamentais para sua utilização. A grande contribuição da indústria brasileira na evolução dos motores foi a efetiva afirmação dos combustíveis não convencionais como fonte energética, com destaque para os da biomassa (MACHADO, 2008).

Segundo informações da Petrobras, *apud* Oliveira Filho (2011), no transporte urbano de passageiros, a incidência do diesel S50 sobe para 33%, pois em algumas regiões metropolitanas as frotas cativas de ônibus urbanos são abastecidas com este combustível. Essas definições de distribuição foram determinadas pelo TAC (Termo de Ajustamento de Conduta) por acordo homologado em 2008 e cujas principais ações estabelecidas estão a substituição do diesel com 2000 ppm de enxofre pelo S1800 em 2009. O S1800 será totalmente substituído pelo S500 apenas em janeiro de 2014. As principais ações relativas à oferta e distribuição de diesel estão listadas na Tab. 32.

**Tabela 32** – Cronograma de distribuição do diesel no Brasil, (Oliveira Filho, 2011)

1º de janeiro de 2011	Diesel S50 para frotas cativas de ônibus urbanos das regiões metropolitanas do Estado de São Paulo e Rio Janeiro; substituição de 19% do diesel S1800 pelo S500.
1º de janeiro de 2012	Diesel S50 para veículos novos da fase P – 7; Substituição de 45% do diesel interior S1800 pelo S500.
1º de janeiro de 2013	Diesel S10 para os veículos novos da fase P-7; Substituição de 59% do diesel interior S1800 pelo S500.
1º de janeiro de 2014	Diesel interior S1800 (ferroviário, agropecuário, industrial e geração de energia); Substituição de 100% do diesel interior S1800 pelo S500.

#### **A1.4.2. Óleos Vegetais como Fonte de Biodiesel**

O uso de óleos vegetais como combustíveis têm seu início no final do século XIX, quando Rudolph Diesel, inventor do MCI de ignição por compressão, testou em seus motores

óleo de amendoim e petróleo bruto (SHAY, 1993). Contudo, o petróleo foi escolhido como fonte de energia devido pela sua abundância e baixo preço para a época e o uso combustível de óleos vegetais ficou restrito a situações de emergência, como durante as Primeira e Segunda Guerras Mundiais (MA e HANNA, 1999).

Embora existam diversas matérias-primas para a produção do biodiesel tanto a partir dos óleos vegetais quanto a partir das gorduras animais e residuais, a experiência internacional na produção industrial está concentrada no uso de óleo de colza, girassol, soja, e, em menor escala, óleos residuais (MARQUES e JOSEPH, 2006).

Singh S.P. e Singh, D. (2010) criticam a utilização de algumas matérias-primas, listadas na Tab. 33, para obtenção do biodiesel. Segundo eles, a fonte adequada para produzir o biodiesel não deveria competir, a nível de preços, com outras aplicações, por exemplo na indústria farmacêutica, cuja demanda é menor que para as fontes de combustível. Sempre que possível, a fonte do biodiesel deve cumprir os requisitos de **baixo custo de produção** e **grande escala de produção**. Óleos refinados têm, além de altos custos de produção, baixa escala de produção; em contrapartida, as sementes não comestíveis (non-edible oils), algas e esgotos têm baixos custos de produção e estão mais disponíveis que os óleos refinados ou reciclados.

**Tabela 33** – Fontes de biocombustível, (SINGH S.P. e SINGH, D., 2010)

Vegetable oils	Non-edible oils	Animal Fats	Other Sources
Soybeans [13,14,23]	Almond [33]	Lard [22]	Bacteria [1]
Rapeseed [18]	<i>Abutilon muticum</i> [34]	Tallow [64]	Algae [1]
Canola [19,24]	Andiroba [35]	Poultry Fat [64]	Fungi [1]
Safflower [15,16]	Babassu [29,30,35]	Fishoil [30,31]	Micro algae [65]
Barley [25]	<i>Brassica carinata</i> [36]		Terpenes [66]
Coconut [23,26,27]	<i>B. napus</i> [36]		Latexes [66]
Copra [28]	Camelina [37]		Cooking Oil (Yellow Grease) [64]
Cotton seed [20]	Cumaru [35]		Microalgae ( <i>Chlorellavulgaris</i> ) [67]
Groundnut [23,28-30]	<i>Cynara cardunculus</i> [38]		
Oat [25]	<i>Jatropha curcas</i> [21,39,40]		
Rice [25,28,31]	<i>Jatropha nana</i> [41]		
Sorghum [25]	Jojoba oil [42]		
Wheat [25]	Pongamiaglabra [43,44]		
Winter rapeseed oil [32]	Laurel [23]		
	Lesquerellafendleri [45]		
	Mahua [46,47]		
	Piqui [23,48,49]		
	Palm [17,50-52]		
	Karang [53]		
	Tobacco seed [54-56]		
	Rubber plant [49,57,58]		
	Rice bran [59-62]		
	Sesame [23]		
	Salmon oil [63]		

A cultura da soja brasileira é ancorada num mercado francamente comprador, de alta liquidez. A soja pode ser considerada a cunha que tem permitido a abertura do mercado de biocombustíveis baseados em óleos vegetais, por cuja trilha ingressarão produtos de maior

eficiência energética, como é o caso do girassol e da canola. O estímulo para expansão e modernização desta cultura é favorecido pela oferta de terras com possibilidade de mecanização; sendo assim, permite-se apontar que, em poucos anos, o Brasil não apenas será o maior exportador, como, também, o maior produtor mundial desta cultura (PERES, 2006).

Apesar de o girassol estar entre as principais oleaginosas produtoras de óleo vegetal comestível do mundo, sua produção atual, no Brasil, ainda é inexpressiva. Recentemente, a cultura foi reintroduzida nos Cerrados, e se for cultivado em apenas 20 % da área destinada à soja, como segunda cultura, o Brasil poderá se tornar o seu maior produtor mundial (Peres, 2006). Na figura 95 é mostrada a relevância das fontes do biodiesel brasileiro (ANP, 2011).



**Figura 95** – Matérias-primas utilizadas para produção de biodiesel no Brasil, (ANP, 2011)

Os óleos vegetais são constituídos predominantemente por triglicerídeos (três ácidos graxos de cadeia longa ligados na forma de ésteres a uma molécula de glicerol) e como constituintes em menores proporções, os ácidos graxos livres, os mono e di-glicerídeos, além de uma pequena quantidade de outros constituintes não-glicerídicos, tais como tocoferóis, carotenóis, esteróis, etc. (FARIA *Et Al.*, 2002).

As proporções dos diferentes ácidos graxos saturados e insaturados nos óleos e gorduras vegetais variam de acordo com as plantas das quais foram obtidas, sendo que também dentro de uma espécie existem variações determinadas pelas condições climáticas e tipo do solo em que são cultivadas. Os ácidos graxos constituintes dos triglicerídeos mais comuns apresentam 12, 14, 16 ou 18 átomos de carbono (COSTA NETO *Et Al.*, 2000).

### A1.4.3. Processo de Transesterificação do Biodiesel

Segundo Poulton (1994) *apud* Marques e Joseph (2006), as moléculas dos óleos vegetais contêm glicerina e sua utilização em motores projetados para queimar óleo diesel requer alguns cuidados para evitar problemas de carbonização e depósitos nos bicos injetores e sedes de válvulas, além do desgaste prematuro dos pistões, dos anéis de segmento e dos cilindros. Outros problemas estão relacionados à diluição do óleo lubrificante, dificuldade de partida a frio, queima irregular, eficiência térmica reduzida, odor desagradável dos gases de descarga e emissão de acroleína (substância tóxica emitida a partir da queima da glicerina contida nos óleos vegetais). Esse conjunto de fatores contribuiu para que o uso dos óleos vegetais *in natura*, como substitutos em larga escala do óleo diesel, principalmente em motores de injeção direta de pequeno porte, fosse restrito e, portanto, evitado.

O biodiesel surge como uma alternativa mais provável ao petrodiesel. No Brasil inúmeras espécies vegetais podem ser utilizadas para a produção de biodiesel, tais como soja, girassol, mamona, algodão, dendê, etc. (HOLANDA, 2004). As principais formas de obtenção do biodiesel a partir de óleo são a transesterificação e o craqueamento (GERPEN, 2005).

Os ésteres de óleos vegetais, comumente chamados de biodiesel, apresentam propriedades físico-químicas muito semelhantes às do combustível diesel e propiciam uma dinâmica aceitável ao processo de combustão (SOUZA *Et Al.*, 2009). Segundo Knothe *Et Al.* (2006), o biodiesel também contém pouco ou nenhum enxofre, tornando-se um substituto ideal para motores diesel de baixo teor de enxofre. Refinado a partir de um recurso renovável, o biodiesel é uma solução ideal à instabilidade dos mercados estrangeiros e nacional.

Na sua transesterificação 1 mol triglicerídeo (óleo vegetal) reage com 3 mols álcool na presença de catalisador dando origem 3 mols de ésteres de ácidos graxos (biodiesel) e 1 mol de glicerol (SOUZA *Et Al.*, 2009), como é indicado na Fig. 96. Tal reação ocorre à pressão atmosférica de 40 a 70 °C com duração entre 40 a 70 minutos (KNOTHE *Et Al.*, 2006).

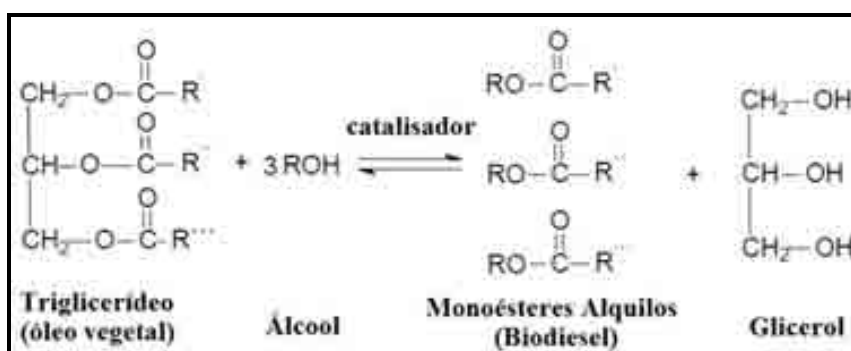


Figura 96 – Reação de transesterificação do óleo vegetal

O consumo de álcool, as condições de reação e de separação serão diferentes, em função das propriedades de cada álcool, o que leva a definir as rotas tecnológicas como metílica e etílica, respectivamente para o uso de metanol e etanol. O consumo de metanol é menor cerca de 105 g álcool por 1 Kg de óleo transesterificado, produzindo 1,09 L de biodiesel, enquanto que o rendimento do etanol é maior: 150 g de álcool por 1 Kg de óleo produzindo 1,17 L de biodiesel, além de ser renovável. No entanto, as questões de oferta, logística e segurança operacional são fatores mais relevantes (KHALIL, 2006).

O metanol é mais amplamente aplicado na produção de biodiesel em escala comercial e, por ser mais reativo, implica em menor temperatura e tempo de reação. O etanol, além de ter produção consolidada no Brasil, é consideravelmente menos tóxico, é renovável e produz biodiesel com maior número de cetano e lubricidade, entretanto ele possui a desvantagem de promover uma maior dispersão da glicerina no biodiesel, dificultando a sua separação (LÔBO *Et Al.*, 2009).

Os catalisadores são conceitualmente classificados como substâncias de elevada atividade e promotoras da reação química específica. Os catalisadores mais empregados nos processos de produção de biodiesel são compostos de caráter alcalino, tais como os metóxidos e etóxidos de sódio e de potássio. As concentrações usuais destes compostos, previamente diluídos no álcool, variam entre 0,5 e 1,0 % em relação à carga de óleo. No entanto, a acidez livre do óleo vegetal determinará a eventual elevação da concentração do catalisador, ou a opção pela prévia esterificação do óleo em meio ácido (KHALIL, 2006).

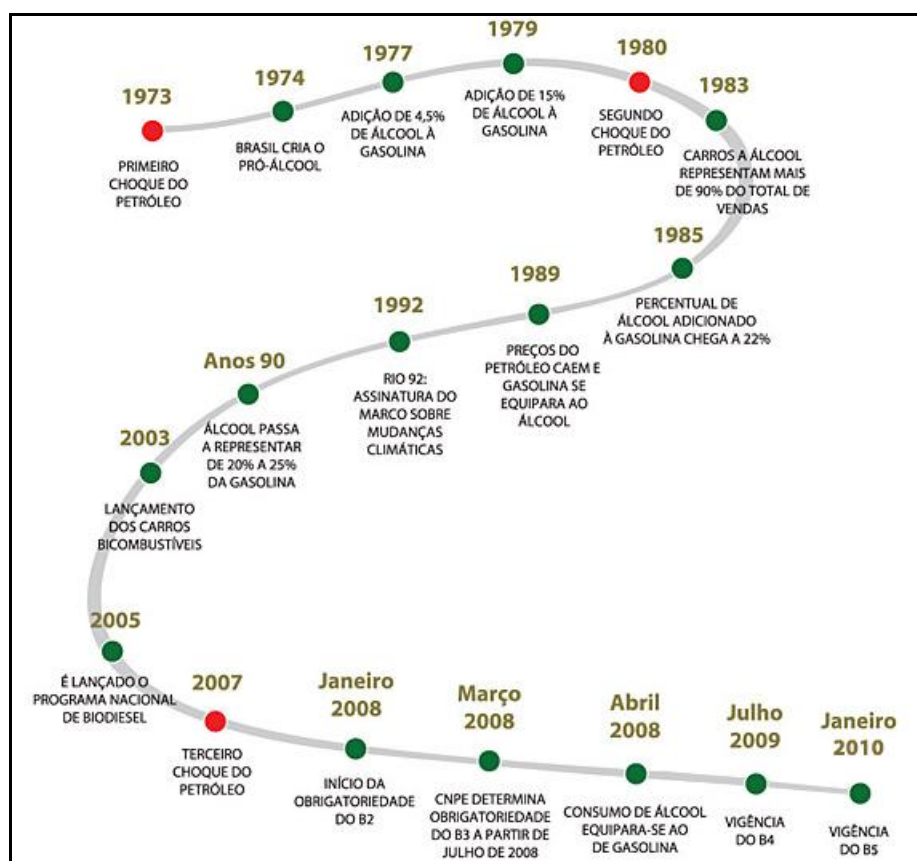
#### **A1.4.4. Biodiesel e Misturas Diesel-Biodiesel**

O biodiesel apresenta as seguintes características: (a) é virtualmente livre de enxofre e aromáticos; (b) tem NC de equivalente a superior ao óleo diesel; (c) possui médio de oxigênio em torno de 11 %; (d) tem caráter não tóxico e biodegradável e; (e) possuir maiores viscosidade, massa específica e ponto de fulgor que o diesel convencional (BARRETO *Et Al.*, 2007). O biodiesel pode ser usado na sua forma pura ou como aditivo ao combustível diesel para melhorar suas propriedades. Embora o biodiesel apresente uma quantidade de energia cerca de 10% menor que o diesel de petróleo, seu desempenho no motor é praticamente o mesmo no que diz respeito à potência e ao torque (AGARWAL *Et Al.*, 2008).

De acordo com a Resolução da ANP N° 4 (2010), o foco principal está nas características físico-químicas do produto e não da matéria-prima ou do processo utilizado,

considerando as propriedades necessárias para atender aos requisitos de desempenho exigidos para a aplicação a que se destina o combustível. Os principais parâmetros desta resolução se encontram resumidos no **Anexo 3**.

A introdução do biodiesel na matriz energética brasileira ocorreu a partir da criação do PNPB por Decreto Lei nº 11.097 de 13 de janeiro de 2005 (SOUZA *Et Al.*, 2009). A ANP, órgão regulamentador de derivados de petróleo e combustível no Brasil, determinou que no período de 2005 a 2007 o biodiesel fosse utilizado na forma facultativa misturado ao óleo diesel mineral na proporção máxima de 2 % de biodiesel para 98 % de diesel, formando o chamado B2, cuja obrigatoriedade se deu em janeiro de 2008. Contudo, a resolução 02/2008 do CNPE tornou obrigatório o uso do combustível B3, ou seja, com a adição de 3 % de biodiesel ao diesel em 2008 (FOLQUENIN, 2008). A evolução dos biocombustíveis no Brasil deste o ano de 1973 até a vigência do B5 é apresentada na Fig. 97.



**Figura 97** – Evolução do biocombustível no Brasil, (ANP, 2010)

Segundo a CNPE (2009), a capacidade de produção de biodiesel instalada no País foi suficiente para atender à elevação do percentual de adição de 4 para 5 %, e através da resolução nº 6/2009, ficou estabelecido o percentual mínimo obrigatório de 5 % de adição de biodiesel ao óleo diesel a partir de janeiro de 2010. Este estabelecimento exigiu, por parte do

PNPB, a realização de diversos testes e ensaios tanto em motores de bancada quanto em frotas veiculares, visando à validação do uso da mistura B5, para assegurar ao consumidor final a manutenção da garantia de veículos (MIT, 2009).

No Brasil, a possibilidade de produção do biodiesel a partir de diferentes matérias-primas e rotas tecnológicas permitiu, além da minimização da poluição ambiental, o surgimento do *Selo Combustível Social*. Este *Selo* foi criado pelo governo brasileiro objetivando o aumento da distribuição de rendas e o fortalecimento da agricultura familiar, principalmente com a produção de oleaginosa e do biodiesel [MIT (2009); FOLQUENIN (2008)]. Do ponto de vista econômico, a sua viabilidade está relacionada à substituição das importações de óleo diesel e petróleo, para atendimento às demandas internas por energia e às vantagens ambientais inerentes (MARQUES e JOSEPH, 2006).

Segundo o RT da ANP N° 1/2008, anexo da Resolução ANP N° 4 de 2/02/2010 – DOU 3/02/2010, a determinação das características do biodiesel deve ser feita mediante o emprego das normas da ABNT e das normas internacionais ASTM, ISO e do CEN.

A especificação do biodiesel destina-se a garantir a sua qualidade e é pressuposto para se ter um produto adequado ao uso. As especificações de normas visam a dois grupos de cuidados: padrão de identidade (produto não adulterado) e padrão de qualidade (uso do produto) [BENEDETTI *Et Al.* (2006) *Apud* POSSIDONIO (2008)].

## **A1.5. Meio Ambiente e o Efeito Estufa**

De acordo com Machado (2008), as atuais discussões referentes ao aquecimento global estão colocando ainda mais em evidência o papel desempenhado pelo MCI na sociedade, seja como instrumento de desenvolvimento, seja como agente produtor de poluentes atmosféricos. E os biocombustíveis apresentam-se como potenciais redutores dos níveis de emissão de gases nocivos ao ser humano e de gases participantes do efeito estufa.

A intensa utilização do petróleo e de seus derivados no transporte rodoviário impacta de diversas formas a sustentabilidade ambiental. A queima de combustíveis fósseis para gerar energia produz gases e outros poluentes que, ao serem emitidos para a atmosfera, contribuem para a degradação da qualidade do ar nos grandes centros urbanos. Já as emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), subproduto inerente à combustão de compostos que contêm carbono em sua composição, têm sido alvo de crescentes preocupações da comunidade científica internacional; sendo o CO<sub>2</sub> considerado o principal gás causador do efeito estufa



(aquecimento global), o que acaba comprometendo a sustentabilidade ambiental do planeta [MARQUES e JOSEPH (2006); FOLQUENIN (2008)].

A preocupação com as referidas alterações climáticas e o alto preço internacional do petróleo tem convergido para políticas globais de redução de poluição, sendo necessária a transição para uma nova matriz energética [KNOTHE *Et Al.* (2006); MACHADO (2008)].

As mudanças resultaram em uma necessidade de acrescentar novos aditivos lubrificantes ambientalmente corretos (não-tóxicos) aos combustíveis convencionais. Esses critérios podem ser satisfeitos através de aditivos com base em recursos renováveis, como por exemplo os ésteres metílicos (ou etílico) de ácidos graxos de óleos vegetais. O biodiesel tem inúmeras vantagens em relação ao diesel convencional destacando-se a biodegradabilidade e ausência de elementos nocivos e compostos aromáticos (SULEK *Et Al.*, 2010).

## ANEXO 2

### Topografia Superficial, Rugosidade e Áreas de Contato Real e Aparente

De acordo com Bhushan (2000) e Stachowiak e Batchelor (1996), “superfícies de sólidos representam uma forma muito complexa da matéria, muito mais complicado do que um plano simples. Existe uma variedade de defeitos e distorções presentes sobre qualquer superfície real, independentes do método de produção. Estas características da superfície variam desde distorções maiores da superfície até irregularidades microscópicas locais (da ordem de distância interatômica), e exercem uma forte influência sobre o atrito e desgaste”.

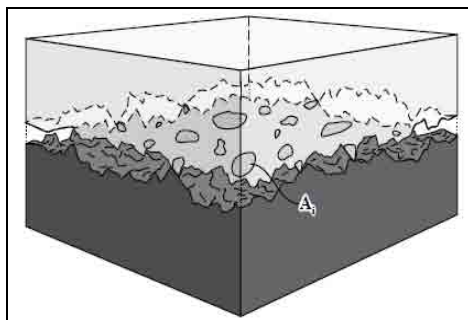
Quase todas as superfícies conhecidas são ásperas. Rugosidade superficial significa que a maioria das partes de uma superfície plana formam-se de picos e vales com amplitude típica cerca de um micrometro. O perfil de uma superfície rugosa é quase sempre aleatório, salvo algumas características regulares que foram introduzidas intencionalmente [STACHOWIAK e BATCHELOR (1996); BHUSHAN (2000); HUTCHINGS (1992)].

O perfil final de rugosidade de uma peça depende do processo final de fabricação a qual foi submetida. Outro fator importante que interfere neste perfil pode ser atribuído às propriedades e características elásticas do material, além dos equipamentos e dispositivos utilizados em seu acabamento. Alguns processos, tais como a retificação e posterior acabamento com lapidação, polimento ou espelhamento permitem baixas tolerâncias superficiais com um acabamento de baixíssima rugosidade (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

Para superfícies perfeitamente lisas em contato, como assumido na teoria de Hertz, o perfil é contínuo dentro e fora da área de contato, entretanto, nas mais diversas aplicações, elas apresentam rugosidade superficial aleatória. O contato entre superfícies rugosas é definido por duas áreas de contato distintas: **área de contato aparente** e **área de contato real**. Diferentemente da hipótese que se assume na teoria de Hertz, quanto às superfícies lisas, a rugosidade causa descontinuidade da área de contato, tal que a área de contato real é apenas uma parte da área de contato aparente, e a relação entre elas duas depende, principalmente, dos materiais em contato, da rugosidade superficial e da carga normal aplicada (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

O contato entre corpos sólidos sob cargas normais de operação é limitado a pequenas áreas do contato real entre os picos de qualquer superfície. A natureza aleatória da rugosidade impede qualquer entrelaçamento ou articulação de superfícies. Se a carga é elevada, o número

de áreas de contato é aumentado, ou seja, um aumento na carga é equilibrado pelas áreas pequenas de contato recém-formadas. Uma representação do contato entre os sólidos é mostrada esquematicamente na Fig. 98 (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).



**Figura 98** – Área de contato real de superfícies rugosas, (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996)

A relação entre áreas das superfícies rugosas em contato é definida pela Eq. 18 como:

$$A_r = \sum_{i=1}^n A_i \quad (18)$$

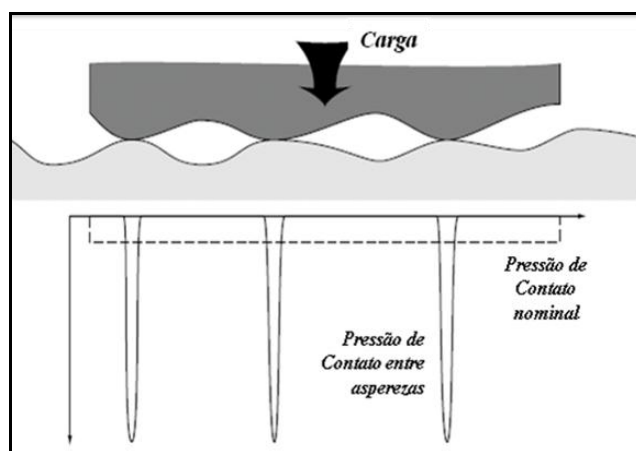
sendo:

$A_r$  = a área de contato real, que é igual ao somatório de  $A_i$ , m;

$A_i$  :pequenas áreas de contato, m;

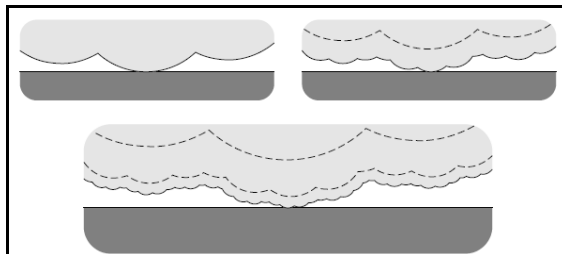
$n$  o número de asperezas.

A área de contato real é o resultado da deformação dos pontos altos das superfícies de contato, que são geralmente referidos como asperezas. Tensões de contato entre asperezas são elevadas como na Fig. 99, e em alguns casos pode resultar em deformação plástica localizada. A relação entre a área de contato real e a carga é extremamente importante, pois ela afeta a lei de atrito e o desgaste (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).



**Figura 99** – Tensões de contato entre asperezas, [adaptado de STACHOWIAK e BATCHELOR (1996)]

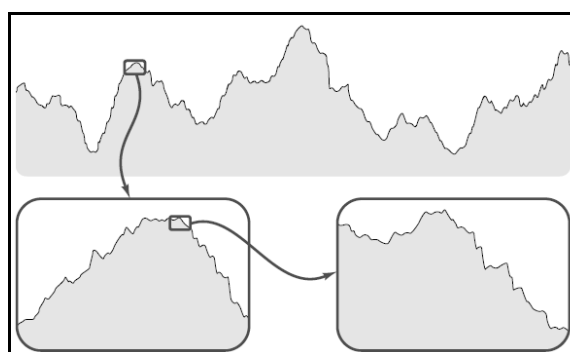
O contato entre uma superfície rugosa idealizada e uma superfície perfeitamente lisa foi primeiramente analisado por assumir que a superfície rugosa é aproximada por uma série de asperezas esféricas hierarquicamente sobrepostas, como mostrado na Fig. 100.



**Figura 100** – O contato entre as superfícies ásperas, idealizado com níveis variados de detalhe, e um plano liso, (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996)

Como pode ser observado na Fig. 100, verifica-se que a complexidade do modelo é aumentada pela sobreposição de asperezas esféricas de uma nova ordem de grandeza existente na área de contato real. As relações entre área de contato real ' $A_r$ ' e carga ' $F$ ' para as três geometrias foram encontradas para serem as seguintes: 1ª ordem,  $A_r \propto F^{4/5}$ ; 2ª ordem  $A_r \propto F^{14/15}$ ; e 3ª ordem,  $A_r \propto F^{44/45}$ . Portanto, deduz-se que as superfícies reais são bem mais complexas que as idealizadas (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).

Na figura 101 observa-se o esquema da auto-similaridade da rugosidade, em que a superfície mostra os mesmos detalhes superficiais quando várias vezes ampliada até a nanoescala (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996).








**Figura 101** – Auto-similaridade dos perfis, (Stachowiak e Batchelor, 1996)

Superfícies reais são difíceis de definir, e para descrevê-las, pelo menos dois parâmetros são necessários: parâmetro de amplitude (altura) e parâmetro espacial. O desvio de uma superfície de seu plano médio é considerado como um processo aleatório que pode ser descrito usando-se parâmetros estatísticos. Os parâmetros de textura superficial podem ser separados em três tipos básicos de medidas (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996):

1. **Parâmetros de Amplitude:** características verticais dos desvios superficiais;
2. **Parâmetros Espaciais:** características horizontais dos desvios da superfície;
3. **Parâmetros Híbridos:** são combinações dos parâmetros de amplitude e espacial.

De acordo com Bet (1999), *apud* Medeiros (2002), “A textura de uma superfície, na óptica da metrologia mecânica convencional, diz respeito aos desvios de forma de 2ª à 5ª ordens, englobada pelas medições da rugosidade e ondulação.”, como ilustrados na Fig. 102.

DESVIOS DE FORMA (representados por uma seção do perfil)		EXEMPLOS DE TIPOS DE DESVIOS	EXEMPLOS DE CAUSAS GERADORAS DOS DESVIOS DE FORMA
 1ª Ordem	FORMA	Planicidade Cilindricidade Retilidade	Defeitos nas guias da máquina ferramenta, deformação por flexão da máquina ou da peça, fixação errada da peça, deformações devido ao tratamento térmico, desgaste nas guias da peça
 2ª Ordem		Ondas	Fixação excêntrica ou defeito de forma de uma fresa, fixação excêntrica da peça, vibrações da máquina ferramenta, da ferramenta ou da peça, deflexão da peça ou da máquina durante a usinagem, tratamento térmico, tensões residuais de fundição ou forjamento
 3ª Ordem	RUGOSIDADE	Ranhuras ou raios	Forma da ferramenta (gumes e raio de quina), avanço ou profundidade de corte
 4ª Ordem		Estrias Escamas Protuberâncias	Processo de formação do cavaco (cavaco arrancado, cavaco de cisalhamento, gume postição), deformação do material com jato de areia, formação de crateras e de protuberâncias após tratamento galvânico
5ª Ordem Não mais representável nesta forma gráfica		Microestrutura do material	Processo de cristalização, modificação da superfície por ataque químico (ex. decapagem), corrosão
6ª Ordem Não mais representável nesta forma gráfica		Reticulado cristalino do material	Processos físicos e químicos da estrutura da matéria, tensões de cisalhamento na estrutura reticular do material
		Superposição dos desvios de primeira à quarta ordem	

**Figura 102** – Desvios de forma do perfil de uma superfície, (DIN 4760 *Apud* MEDEIROS, 2002)

Como observado na Fig. 102, a rugosidade superficial, de forma geral, pode ser caracterizada como uma união de desvios de forma de diferentes ordens: a forma propriamente dita, ondulação e a rugosidade (representada por ranhuras e/ou protuberâncias).

O valor de um parâmetro de superfície é computado a partir de dados medidos no comprimento de amostra, que, em condições padronizadas, utiliza-se de rugosímetros com filtro passa alta (sinais da rugosidade) e filtro passa-baixa (sinais da ondulação). Esta frequência pré-determinada é chamada de “*cut-off*”, ou seja, comprimento-limite de ondulação ( $\lambda_c$ ). Sinais com frequências inferiores à do “*cut-off*” são eliminados e necessita-se de cinco comprimentos para computar a rugosidade e/ou a ondulação (BOSCH, 2005).

Objetivando-se obter informações das superfícies, são apontados alguns parâmetros na análise da rugosidade, os quais sejam (STACHOWIAK e BATCHELOR, 1996):

- $R_a$  – É a rugosidade média aritmética dos afastamentos absolutos do perfil de rugosidade a partir da linha média.
- $R_q/R_{rms}$  – Raiz média quadrática da rugosidade. A média dos desvios de altura medidos tomados dentro de um comprimento de avaliação ou área e medida a partir da superfície média linear.
- $R_p$  – Matematicamente, o desvio do maior pico do perfil de rugosidade a partir da linha média dentro de um comprimento de amostragem.
- $R_{tm}$  – Rugosidade média de pico a vale. É determinada pela diferença entre o maior pico e o menor vale dentro de amostras múltiplas na área de avaliação. Para dados de perfil, é baseada em cinco comprimentos de amostragem.
- $R_v$  – Menor vale, à máxima distância entre a linha média e o menor ponto dentro da amostra. É o ponto de altura máxima dado abaixo da linha média através do conjunto de dados total.
- $R_z$  – É a altura máxima pico a vale do perfil dentro de um comprimento de amostragem,  $R_z = R_p + R_v$ .
- $R_{ku}$  – “*kurtosis*”, é uma medida da aleatoriedade das alturas e da forma de uma superfície. Uma superfície perfeitamente aleatória tem um valor de 3; quanto mais distante de 3, a superfície é menos aleatória e mais repetitiva.

Características da amplitude são comumente descritas por parâmetros como a linha média central ou rugosidade média ( $R_a$ ), raiz média quadrada ( $R_q/R_{rms}$ ), o valor médio da altura máxima de pico a vale ( $R_{tm}$ ), altura de dez pontos ( $R_z$ ), entre outros. Na prática de engenharia, no entanto, o parâmetro mais comumente utilizado é a rugosidade média. As características espaciais da superfície real podem ser descritas por uma série de funções estatísticas. E embora duas superfícies tenham os mesmos parâmetros de altura, seus arranjo espacial, desgaste e comportamento de atrito podem ser muito diferentes.

## ANEXO 3

### Características da Especificação do Biodiesel

A tabela 34 mostra os principais ensaios de caracterização e as respectivas normas.

**Tabela 34** – Características da especificação do biodiesel (Resolução N° 4 da ANP, 2010)

Resolução ANP N° 4, de 2.02.2010 - DOU 3.02.2010 - Ret. DOU 22.02.2010					
CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE	MÉTODO		
			ABNT NBR	ASTM D	EN/ISO
Aspecto	-	LII (1)	-	-	-
Massa específica a 20 °C	kg/m <sup>3</sup>	850-900	7148 14065	1298 4052	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Viscosidade Cinemática a 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	3,0-6,0	10441	445	EN ISO 3104
Teor de Água, máx. (2)	mg/kg	500	-	6304	EN ISO 12937
Contaminação Total, máx.	mg/kg	24	-	-	EN ISO 12662
Ponto de fulgor, mín. (3)	°C	100	14598	93	EN ISO 3679
Teor de éster, mín	% massa	96,5	15764	-	EN 14103
Resíduo de carbono (4)	% massa	0,05	15586	4530	-
Cinzas sulfatadas, máx.	% massa	0,02	6294-	874	EN ISO 3987
Enxofre total, máx.	mg/kg	50	-	5453-	EN ISO 20846 EN ISO 20884
Sódio + Potássio, máx.	mg/kg	5	15554 15555 15553 15556	-	- EN 14108 EN 14109 EN 14538
Cálcio + Magnésio, máx.	mg/kg	5	15553 15556	-	EN 14538
Fósforo, máx.	mg/kg	10	15553	4951	EN 14107
Corrosividade ao cobre, 3h a 50 °C, máx.	-	1	14359	130	EN ISO 2160
Número de Cetano (5)	-	Anotar	-	613 6890 (6)	EN ISO 5165
Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	°C	19 (7)	14747	6371	EN 116
Índice de acidez, máx.	mg KOH/g	0,5	14448	664	EN 14104 (8)
Glicerol livre, máx.	% massa	0,02	15341 15771	6584 (8)	EN 14105 (8) EN 14106 (8)
Glicerol total, máx.	% massa	0,25	15344	6584 (8)	EN 14105 (10)
Mono, di, triacilglicerol (5)	% massa	Anotar	15342 15344	6584 (8)	EN 14105 (8)
Metanol ou Etanol, máx.	% massa	0,2	15343	-	EN 14110
Índice de Iodo (5)	g/100g	Anotar	-	-	EN 14111
Estabilidade à oxidação a 110°C, mín.(2)	h	6	-	-	EN 14112 (8)
Lubricidade, máx. (7)	µm	460		6079 (9)	

(1) LII - Límpido e isento de impurezas com anotação da temperatura de ensaio. (2) O limite indicado deve ser atendido na certificação do biodiesel pelo produtor ou importador. (3) Quando a análise de ponto de fulgor resultar em valor superior a 130°C, fica dispensada a análise de teor de metanol ou etanol. (4) O resíduo deve ser avaliado em 100 % da amostra. (5) Estas características devem ser analisadas em conjunto com as demais constantes da tabela de especificação a cada trimestre civil. Os resultados devem ser enviados pelo produtor de biodiesel à ANP, tomando uma amostra do biodiesel comercializado no trimestre e, em caso de neste período haver mudança de tipo de matéria-prima, o produtor deverá analisar número de amostras correspondente ao número de tipos de matérias-primas utilizadas. (6) Poderá ser utilizado como método alternativo o método ASTM D6890 para número de cetano. (7) O limite máximo de 19°C é válido para as regiões Sul, Sudeste, Centro-Oeste e Bahia, devendo ser anotado para as demais regiões. O biodiesel poderá ser entregue com temperaturas superiores ao limite supramencionado, caso haja acordo entre as partes envolvidas. Os métodos de análise indicados não podem ser empregados para biodiesel oriundo apenas de mamona. (8) Os métodos referenciados demandam validação para as matérias-primas não previstas no método e rota de produção etílica. (9) Dieséis com teores de enxofre inferiores a 250 ppm necessitarão ter suas lubricidades determinadas, e informadas à ANP, sem, contudo, comprometer sua comercialização.