



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

SAMUEL ANÍSIO NUNES SILVA

**COMPARAÇÃO ENTRE SUPERFÍCIES TEXTURIZADAS PARA ANEL-CILINDRO  
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO DETERMINÍSTICA**

UBERLÂNDIA

2022

SAMUEL ANÍSIO NUNES SILVA

**COMPARAÇÃO ENTRE SUPERFÍCIES TEXTURIZADAS PARA ANEL-CILINDRO  
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO DETERMINÍSTICA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Materiais e Processos de Fabricação

Orientadora: Profa. Dra. Henara Lillian Costa Murray

Coorientador: Prof. Dr. Francisco José Profito

Uberlândia

2022

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

S586 Silva, Samuel Anísio Nunes, 1992-  
2022 Comparação entre Superfícies Texturizadas para o  
Sistema Anel-Cilindro Através de Simulação  
Determinística [recurso eletrônico] / Samuel Anísio  
Nunes Silva. - 2022.

Orientadora: Henara Lillian Costa Murray.

Coorientador: Francisco José Profito.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de  
Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2022.454>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Murray, Henara Lillian  
Costa, 1969-, (Orient.). II. Profito, Francisco José,  
1984-, (Coorient.). III. Universidade Federal de  
Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. IV.  
Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:  
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico nº 618, PPGEM				
Data:	29/08/2022	Hora de início:	09:30h	Hora de encerramento:	11:50h
Matrícula do Discente:	12012EMC020				
Nome do Discente:	Samuel Anísio Nunes Silva				
Título do Trabalho:	Comparação entre Superfícies Texturizadas para o Sistema Anel-Cilindro Através de Simulação Determinística				
Área de concentração:	Materiais e Processos de Fabricação				
Linha de pesquisa:	Tribologia e Materiais				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por Webconferência via Zoom, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Washington Martins da Silva Júnior - FEMEC/UFU; Francisco José Profito (co-orientador) - USP; Andreas Rosenkranz - Universidad de Chile e Henara Lillian Costa Murray - FEMEC/UFU orientador(a) do(a) candidato(a).

Iniciando os trabalhos o(a) presidente da mesa, Dr(a). Henara Lillian Costa Murray, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a), agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 29/08/2022, às 11:39, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Andreas Rosenkranz, Usuário Externo**, em 29/08/2022, às 11:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Francisco José Profito, Usuário Externo**, em 29/08/2022, às 11:47, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **HENARA LILLIAN COSTA MURRAY, Usuário Externo**, em 29/08/2022, às 13:24, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **3847509** e o código CRC **EBOC49AE**.

---

*Aos meus pais, pelo amor incondicional.*

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha orientadora Prof. Dra. Henara L. C. Murray e ao meu coorientador Prof. Dr. Francisco J. Profito, pelos ensinamentos, pela paciência e pela didática durante a orientação. Com certeza, sem vocês este trabalho não iria existir.

Agradeço à minha família, principalmente aos meus pais Olívio e Heloísa, por terem acreditado em mim e por acreditarem que a educação é importante para o crescimento pessoal. Aos meus irmãos Pedro e Olívio, pelo companheirismo que vocês tiveram comigo a vida inteira.

Gostaria também de agradecer aos meus amigos que me apoiaram nesta jornada que, se for para citar o nome de cada, esta seria a maior dissertação que existe. Obrigado pelo suporte emocional durante este período.

Por fim, gostaria também de agradecer ao engenheiro Guilherme P. Sieben, com o qual também agradeço à Stihl, pela parceria do projeto MAI-DAI que foi fundamental para que este trabalho pudesse existir, principalmente em relação às amostras e à medição das superfícies texturizadas.

Agradeço à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia por todo conhecimento que adquiri nos últimos anos. Também agradeço ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo suporte financeiro.

SILVA, S. A. N. **COMPARAÇÃO ENTRE SUPERFÍCIES TEXTURIZADAS PARA ANEL-CILINDRO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO DETERMINÍSTICA**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2022.

## RESUMO

Uma comparação entre diferentes superfícies texturizadas é feita a partir de simulações determinísticas do regime misto de lubrificação com o objetivo principal de indicar uma superfície que mais beneficie uma aplicação em um par pistão-cilindro de motor de combustão interna. A simulação determinística da lubrificação mista é baseada no cálculo das pressões de contato entre asperidades e na solução da equação de Reynolds com modelo de cavitação conservativo para o cálculo da pressão hidrodinâmica média gerada entre superfícies rugosas reais. Fez-se a caracterização de quatro superfícies texturizadas, das quais se derivaram mais cinco, após executar uma remoção das asperidades mais acentuadas (em especial aquelas ao redor dos bolsos de texturização) e a modificação da densidade de texturas. As superfícies foram simuladas para doze diferentes velocidades para que fosse abrangido todo o percurso do pistão. Os resultados concluíram indicação da aplicação da superfície brunida com polimento superficial adicional nas regiões de Ponto Morto Superior e Ponto Morto Inferior, para evitar o desgaste, e a aplicação de superfície texturizada na região central, com a finalidade de diminuir o consumo de combustível. Ademais, a remoção de protuberâncias ao redor dos bolsos texturizados e a diminuição da densidade de texturização tende a aumentar a pressão hidrodinâmica.

**Palavras-chave:** Texturização; Lubrificação Mista; Modelagem Determinística; Simulação de Lubrificação; Tribologia.



Silva, S. A. N. **A COMPARISON OF TEXTURIZED SURFACES FOR RING-CYLINDER THROUGH DETERMINISTIC SIMULATION.** Master Dissertation of Mechanical Engineering – Faculty of Mechanical Engineering, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, 2022.

## ABSTRACT

A comparison of different textured surfaces is made using a deterministic simulation analysis of mixed lubrication with the main objective of indicating a surface that most benefits an application in a piston-cylinder pair of an internal combustion engine. The lubrication simulation solves the modified Reynolds equation proposed by Elrod-Adams for the calculation of the scaled hydrodynamic pressure and the scaled hydrodynamic shear-stress. In addition, the simulation calculates a Li and Chen approach of contact roughness model for Twin Land Oil Control Rings (TLOCs) to obtain the asperity contact curves. Four original textured surfaces were characterized and they generated five additional surfaces, four of them after removing the peaked asperities (especially those around textures) and one had its texture density modified. The surfaces were simulated for twelve different speeds to cover the entire piston stroke. The results concluded that there is an indication for an application of the honed-textured surface with additional polishing in the regions of Top Dead Centre and Bottom Dead Cent, to avoid wear, and the application of a textured surface in the central region, in order to reduce fuel consumption. Additionally, removing protuberances around the texture pockets and decreasing texture density tends to increase hydrodynamic pressure.

**Key words:** Texturing; Mixed Lubrication; Deterministic Modeling; Lubrication Simulation; Tribology.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. 1 – Fluxograma mostrando as etapas realizadas desde a caracterização das superfícies até o tratamento dos resultados obtidos através da simulação determinística. ....	5
Figura 2. 1 - Diagrama esquemático mostrando a evolução do contato entre duas superfícies durante o deslizamento. Fonte: adaptado de (Hutchings; Shipway, 2017). ....	8
Figura 2. 2 - Diagrama esquemático apresentando as zonas da superfície desgastada. Fonte: adaptado de (Hutchings, Shipway, 2017).....	9
Figura 2. 3 - Esquematização dos mecanismos de desgastes por deslizamento: (a) adesão, (b) fadiga de contato em materiais dúcteis, (c) fadiga de contato em materiais frágeis e (d) reações triboquímicas. Fonte: adaptado de (GAHR, 1987). ....	10
Figura 2. 4 – Modelo de selo mecânico texturizado. Fonte: (ETSION; KLIGERMAN, 1999) .....	12
Figura 2. 5 – Segmentos de anéis de pistão completamente (a) e parcialmente (b) texturizados. Fonte: (KLIGERMAN; ETSION; SHIKARENKO; 2005). ....	13
Figura 2. 6 – Perfis de rugosidade: vales (a), platô (b) e <i>plateau-honing</i> (c). Fonte: adaptado de (DESHPANDE, A. K; BHOLE, H. A.; CHOUDHARI, L. A., 2015).....	13
Figura 2. 7 – Superfície com texturização do tipo <i>dimples</i> feita através da técnica de <i>Laser Surface Texture</i> . Fonte: (ETSION, 2005).....	14
Figura 2. 8 – Superfícies com micro cavidades em superfícies de alumínio e Ti-6Al-4V. Fonte: (SINGH; JAIN; RAMKUMAR, 2021). ....	15
Figura 2. 9 – Perfil de Rayleigh-step equivalente criado devido a texturização parcial. Fonte: (PROFITO, 2010).....	16
Figura 2. 10 – Figura ilustrando a retenção de <i>debris</i> pela texturização superficial. Fonte: PROFITO, 2010. ....	17
Figura 2. 11 – Representação esquemática de um mancal texturizado paralelo a uma superfície plana ilustrando o mecanismo de <i>inlet suction</i> . Fonte: FOWELL et al. (2007) .....	18

Figura 2. 12 – Representação do mecanismo de redução do cisalhamento do fluido. Fonte: (ZIMMER, 2021).....	19
Figura 2. 13 – Geometrias conformes (a, b) e não-conformes (c, d). Fonte: (HUTCHINGS, 2017). .....	20
Figura 2. 14 – Curva de Stribeck. Fonte: (BURSTEIN, 2011).....	21
Figura 2. 15 – Figura esquemática de um filme lubrificante com a presença da cavitação. Fonte: PROFITO, 2015. ....	27
Figura 2. 16 – Ilustração esquemática da interação de aspereza do modelo determinístico. Fonte: (PROFITO, 2016).....	30
Figura 3. 1 – Superfícies texturizadas: $S_B$ (a), $S_P$ (b), $S_O$ (c), $S_V$ (d).....	33
Figura 3. 2 – $S_B$ original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d). .....	34
Figura 3. 3 – $S_B$ com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).....	35
Figura 3. 4 – $S_B$ com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).....	35
Figura 3. 5 – $S_B$ com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d). .....	36
Figura 3. 6 – Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da $S_B$ .....	36
Figura 3. 7 – Perfil de rugosidade da $S_B$ . .....	37
Figura 3. 8 – Recorte do perfil de rugosidade na região central da $S_B$ (800 x 800 $\mu\text{m}$ ). .....	37
Figura 3. 9 – Mudança de referência da superfície brunida padrão, $S_B$ .....	40
Figura 3. 10 – Mudança de referência da superfície brunida, $S_P$ . ....	40
Figura 3. 11 – Mudança de referência da superfície com bolsos elípticos, $S_O$ . ....	41
Figura 3. 12 – Mudança de referência da superfície com bolsos em V, $S_V$ .....	41
Figura 3. 13 – Detalhe da Superfície $S_V$ que apresenta protuberâncias ao redor da textura. ....	42
Figura 3. 14 – Detalhe da Superfície $S_O$ que apresenta protuberâncias ao redor da textura. ....	42
Figura 3. 15 – Remoção das Protuberâncias da $S_B$ e comparação entre $S_B$ e $S_{BR}$ . ....	43
Figura 3. 16 – Remoção das Protuberâncias da $S_P$ e comparação entre $S_P$ e $S_{PR}$ . ....	43

Figura 3. 17 – Remoção das Protuberâncias da $S_0$ e comparação entre $S_0$ e $S_{OR}$ .....	44
Figura 3. 18 – Remoção das Protuberâncias da $S_V$ e comparação entre $S_V$ e $S_{VR}$ .....	44
Figura 3. 19 – Pontos de recorte (a) e a superfície modificada $S_{VM}$ (b). .....	45
Figura 4. 1 – Gráfico da velocidade do pistão a 9.500 RPM. ....	47
Figura 4. 2 – Gráfico da velocidade do pistão a 13.500 RPM. ....	47
Figura 4. 3– Ilustração das fatias das superfícies $S_B$ (a), $S_P$ (b), $S_0$ (c), $S_V$ (d), $S_{VM}$ (e). .....	49
Figura 4. 4 – Separação entre a superfície plana e lisa e a superfície rugosa e os planos de referência. Fonte: PROFITO, 2016.....	50
Figura 4. 5 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ....	51
Figura 5. 1 – Pressão de Contato de Asperidade Média (a) e Tensão de Cisalhamento de Contato Média para todas as superfícies. ....	55
Figura 5. 2 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies com protuberâncias.....	56
Figura 5. 3 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies com protuberâncias. ....	57
Figura 5. 4 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies com protuberâncias. ....	58
Figura 5. 5 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies com protuberâncias. ....	59
Figura 5. 6 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada. ....	60
Figura 5. 7 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada. ....	60

Figura 5. 8 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada.....	61
Figura 5. 9 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies e modificada.....	61
Figura 5. 10 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.....	62
Figura 5. 11 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.....	63
Figura 5. 12 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.....	63
Figura 5. 13 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.....	64
Figura A. 1 – $S_p$ original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).....	75
Figura A. 2 – $S_p$ com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).....	76
Figura A. 3 - $S_p$ com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).....	76
Figura A. 4 – $S_p$ com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).....	77
Figura A. 5 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da $S_p$ .....	77
Figura A. 6 - Perfil de rugosidade da $S_p$ .....	78
Figura A. 7 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da $S_p$ (800 x 800 $\mu$ m).....	78

Figura A. 8 – $S_0$ original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).	79
Figura A. 9 – $S_0$ com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).	79
Figura A. 10 – $S_0$ com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).	80
Figura A. 11 – $S_B$ com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).	80
Figura A. 12 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da $S_0$ .	81
Figura A. 13 - Perfil de rugosidade da $S_0$ .	81
Figura A. 14 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da $S_0$ (800 x 800 $\mu\text{m}$ ).	82
Figura A. 15 – $S_V$ original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).	82
Figura A. 16 – $S_V$ com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).	83
Figura A. 17 – $S_0$ com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).	83
Figura A. 18 – $S_0$ com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).	84
Figura A. 19 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da $S_0$ .	84
Figura A. 20 - Perfil de rugosidade da $S_0$ .	85
Figura A. 21 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da $S_0$ (800 x 800 $\mu\text{m}$ ).	85
Figura B. 1 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	86
Figura B. 2 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	87
Figura B. 3 - Curvas de ajustes da $S_0$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	87
Figura B. 4 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	88
Figura B. 5 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	88
Figura B. 6 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	89
Figura B. 7 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	89
Figura B. 8 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.	90

Figura B. 9 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s. ....	90
Figura B. 10 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s....	91
Figura B. 11 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s....	91
Figura B. 12 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s. ..	92
Figura B. 13 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s....	92
Figura B. 14 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s..	93
Figura B. 15 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s..	93
Figura B. 16 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s..	94
Figura B. 17 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s..	94
Figura B. 18 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.	95
Figura B. 19 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s....	95
Figura B. 20 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s....	96
Figura B. 21 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s. ..	96
Figura B. 22 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s....	97
Figura B. 23 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s..	97
Figura B. 24 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s..	98
Figura B. 25 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s..	98
Figura B. 26 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s..	99
Figura B. 27 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.	99
Figura B. 28 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.....	100
Figura B. 29 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.....	100
Figura B. 30 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ...	101
Figura B. 31 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.....	101
Figura B. 32 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ..	102
Figura B. 33 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ..	102
Figura B. 34 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ..	103
Figura B. 35 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. ..	103
Figura B. 36 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s. .	104
Figura B. 37 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s...	104
Figura B. 38 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s... 105	105
Figura B. 39 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s. .	105
Figura B. 40 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s... 106	106

Figura B. 41 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.	106
Figura B. 42 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.	107
Figura B. 43 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.	107
Figura B. 44 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.	108
Figura B. 45 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.	108
Figura B. 46 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.....	109
Figura B. 47 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.....	109
Figura B. 48 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s. ...	110
Figura B. 49 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.....	110
Figura B. 50 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s. ..	111
Figura B. 51 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s. ..	111
Figura B. 52 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s. ..	112
Figura B. 53 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s. ..	112
Figura B. 54 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s..	113
Figura B. 55 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s..	114
Figura B. 56 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.	114
Figura B. 57 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s..	115
Figura B. 58 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.	115
Figura B. 59 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.	116
Figura B. 60 - Curvas de ajustes da $S_{OM}$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s. .....	116
Figura B. 61 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.	117
Figura B. 62 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s. .....	117
Figura B. 63 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	118
Figura B. 64 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	118
Figura B. 65 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	119
Figura B. 66 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	119



Figura B. 67 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	120
Figura B. 68 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	120
Figura B. 69 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	121
Figura B. 70 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	121
Figura B. 71 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s. .....	122
Figura B. 72 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	122
Figura B. 73 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	123
Figura B. 74 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	123
Figura B. 75 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	124
Figura B. 76 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	124
Figura B. 77 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	125
Figura B. 78 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	125
Figura B. 79 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	126
Figura B. 80 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s. .....	126
Figura B. 81 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.	127
Figura B. 82 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.	127
Figura B. 83 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.	128
Figura B. 84 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.	128

Figura B. 85 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s. .....	129
Figura B. 86 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s. .....	129
Figura B. 87 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s. .....	130
Figura B. 88 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s. .....	130
Figura B. 89 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s. .....	131
Figura B. 90 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.	131
Figura B. 91 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.	132
Figura B. 92 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.	132
Figura B. 93 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.	133
Figura B. 94 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s. .....	133
Figura B. 95 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s. .....	134
Figura B. 96 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s. .....	134
Figura B. 97 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s. .....	135
Figura B. 98 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s. .....	135
Figura B. 99 - Curvas de ajustes da $S_B$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s...	136
Figura B. 100 - Curvas de ajustes da $S_P$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.	136
Figura B. 101 - Curvas de ajustes da $S_O$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.	137
Figura B. 102 - Curvas de ajustes da $S_V$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.	137
Figura B. 103 - Curvas de ajustes da $S_{BR}$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s. .....	138
Figura B. 104 - Curvas de ajustes da $S_{PR}$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s. .....	138

Figura B. 105 - Curvas de ajustes da $S_{OR}$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s. .....	139
Figura B. 106 - Curvas de ajustes da $S_{VR}$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s. .....	139
Figura B. 107 - Curvas de ajustes da $S_{VM}$ para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s. .....	140

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 1 –Resumo das siglas das superfícies primárias.....	33
Tabela 3. 2 - Parâmetros metrológicos e dimensionais das superfícies de rugosidade calculadas através do Mountains® .....	38
Tabela 3. 3 –Resumo das siglas de todas as superfícies. ....	45
Tabela 4. 1 – Velocidades Utilizadas nas Simulações Determinísticas .....	48
Tabela 5. 1 – Dados de $Spq$ * para cada superfície.....	54

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos latinos

$A_s$	Área real de contato;
$E_s^*$	Módulo de elasticidade combinado das asperidades;
$g(\theta)$	Função que correlaciona a viscosidade cinemática e a fração de filme lubrificante;
$h$	Espessura de lubrificante para um plano de deslizamento;
$H_1, H_2$	Posições dos pontos das superfícies em contato;
$h_T$	Espessura total (local) do filme lubrificante;
$H_V$	Dureza do material;
$\vec{n}$	Vetor unitário normal;
$N$	Número total de pontos da superfície para o cálculo das curvas de ajustes;
$P_{ASP_S}$	Pressão de contato;
$P_{ASP}$	Pressão de contato de asperidade média;
$p_{cav}$	Pressão de cavitação;
$p_H$	Pressão hidrodinâmica;
$P_H$	Pressão hidrodinâmica média;
$q_{H_x}$	Fluxo de lubrificante na direção x;
$q_{H_z}$	Fluxo de lubrificante na direção z;
$S_B$	Superfície brunida (padrão);
$S_{BR}$	Superfície brunida com protuberâncias removidas;
$S_O$	Superfície com texturização elíptica;
$S_{OR}$	Superfície com texturização elíptica com protuberâncias removidas;
$S_P$	Superfície brunida com platôs polidos e padrão de sulcos;

$S_{pq}^*$	Desvio padrão das alturas das asperezas localizadas no <i>plateau</i> ;
$S_{PR}$	Superfície brunida com polimento com protuberâncias removidas;
$S_V$	Superfície com texturização em V;
$S_{VM}$	Superfície com texturização em V Modificada;
$S_{VR}$	Superfície com texturização em V com protuberâncias removidas;
$t$	Tempo;
$V_1, V_2$	Velocidades das superfícies em contato na direção y;
$U_1, U_2$	Velocidades das superfícies em contato na direção x;
$U_n$	Velocidade de deslizamento na direção normal;
$V_1, V_2$	Velocidade de contato na direção y;
$W_1, W_2$	Velocidades das superfícies em contato na direção z;
$w_S$	Interferência do contato;
$x$	Coordenadas locais cartesianas.

### Letras Gregas

$\beta_S$	Raio local da asperidade;
$\theta$	Fração de filme lubrificante;
$\Lambda$	Espessura média do filme lubrificante;
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido lubrificante;
$\rho$	Densidade do fluido lubrificante;
$\tau_{ASP}$	Tensão média de cisalhamento de contato de asperidade;
$\tau_H$	Tensão de cisalhamento hidrodinâmico;
$\tau_{Hx}$	Tensão de cisalhamento hidrodinâmico na direção x;
$\tau_{Hz}$	Tensão de cisalhamento hidrodinâmico na direção z.

## Caracteres Especiais

$\mathcal{D}^+$	Região pressurizada;
$\mathcal{D}^-$	Região de cavitação;
$\mathcal{C}^+$	Contorno de ruptura;
$\mathcal{C}^-$	Contorno de reformulação.

## Abreviações

JFO	Modelo de cavitação de Jakobsson-Floberg-Olsson;
P. H. E.	Pressão hidrodinâmica média;
T. C. H. E.	Tensão média de cisalhamento hidrodinâmico.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE TABELAS.....	xvii
LISTA DE SÍMBOLOS .....	xviii
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Objetivos.....	4
1.2 - Metodologia.....	4
1.3 - Estrutura da dissertação .....	5
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
2.1 – Tribologia e Desgaste .....	7
2.3 – Texturização .....	11
2.3.1 – Brunimento .....	13
2.3.2 – Laser Surface Texture (LST) .....	14
2.3.3 – Texturização por Micro Descargas Elétricas .....	14
2.3.4 – Mecanismos envolvidos na melhoria de desempenho tribológico pela Texturização.....	15
2.3 - Lubrificação .....	19
2.4 – Modelagem Hidrodinâmica .....	22
2.4.1 – Equação de Reynolds .....	23
2.4.1 – Cavitação de Elrod-Adams.....	25
2.5 – Modelagem do Contato de Asperidades.....	29
CARACTERIZAÇÃO DAS SUPERFÍCIES ESTUDADAS.....	32



SIMULAÇÕES DETERMINÍSTICA.....	46
4.1 – Velocidades Utilizadas nas Simulações Determinísticas .....	46
4.2 – Simulação Determinística.....	48
RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	53
5.1 – Resultados de Contato das Asperidade.....	54
5.2 – Resultados Hidrodinâmicos para Superfícies com Protuberâncias.....	56
5.3 – Resultados Hidrodinâmicos para Superfícies sem Protuberância e Modificada	59
5.4 – Comparação dos Resultados Hidrodinâmicos .....	62
CONCLUSÕES .....	66
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	67
REFERÊNCIAS .....	68
ANEXO A - Caracterização das Superfícies Texturizadas pelo <i>Mountains®</i> .....	75
A.1 – Caracterização da $S_p$ .....	75
A.2 – Caracterização da $S_o$ .....	79
A.3 – Caracterização da $S_v$ .....	82
ANEXO B – Curvas de Ajustes das Superfícies por Velocidades.....	86
B.1 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -0,236 m/s.....	86
B.2 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -19,195 m/s.....	91
B.3 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -10,290 m/s.....	95
B.4 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 7,221 m/s.....	100
B.5 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 19,195 m/s.....	104
B.6 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 0,137 m/s.....	109
B.7 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -0,477 m/s.....	113
B.8 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -27,277 m/s .....	118
B.9 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -14,564 m/s .....	122

B.10 – Rotação de 13.9500 RPM e velocidade de 10,241 m/s .....	127
B.11 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de 27,277 m/s .....	131
B.12 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de 0,212 m/s .....	136

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

Os primeiros motores a combustão interna foram desenvolvidos e construídos no século 18 por Nicolaus Otto e desde então eles são empregados até hoje em máquinas e veículos no cotidiano da civilização moderna. Os motores de combustão interna transformam a energia química produzida da queima de combustíveis em energia mecânica através de um mecanismo de movimentação do pistão, que está envolto por uma camisa de cilindro (PILTAN et al., 2013).

Uma das principais aplicações de motores de combustão interna são em automóveis. Cerca de 1,42 bilhões de automóveis estão em uso nas rodovias do mundo e estima-se que este número suba para mais de 2 bilhões até 2050 (SHADIDI, NAJAFI, YUSAF, 2021). Os motores de combustão interna são ainda aplicados em maquinários agrícolas, domésticos e industriais, aeronaves, entre outros. Motores dois tempos, mais especificamente, são utilizados em roçadeiras, motosserras, pulverizadores, sopradores, podadores, entre aplicações. Devido à sua grande aplicabilidade, os motores de combustão interna são responsáveis por gerarem a grande parte da economia mundial. Segundo (ZHANG et al., 2022), motores de combustão interna ainda devem ser uma das principais fontes de energia até 2040, o que justifica o seu grande potencial de investimento e pesquisa.

O uso de motores de combustão interna implica em emissão de gases poluentes para o meio ambiente devido à queima do comburente, principalmente CO<sub>2</sub> (Dióxido de Carbono) e CO (Monóxido de Carbono). Existe uma tendência global para que se reduza a quantidade de queima de combustíveis fósseis e a implementação de medidas que diminuam a emissão desses gases nocivos (GARCIA; ABRIL; LEON; 2022; ZHANG et al., 2022). Por exemplo, a União Europeia implementou uma política

de neutralidade carbônica conhecida como “Lei do Clima” para cortar a emissão de gases de efeito estufa até o ano de 2050 (TIAN et al., 2022).

Tendo em vista que o uso de motores dois tempos, como o estudado neste trabalho, é presente no cotidiano das pessoas, é necessário aprimorá-los de forma que o impacto ambiental seja o menor possível. Este tipo de motor possui diversos componentes tribológicos, em especial o par pistão-cilindro. O pistão é o componente responsável por transmitir e a energia provinda da combustão dos gases através de um movimento oscilatório, no qual ele possui uma determinada velocidade em um sentido durante o curso de compressão e a uma velocidade em sentido oposto durante o curso de expansão (BRUNETTI, 2012). O par pistão-cilindro influencia a eficiência do motor, podendo estar associado a cerca de 25% das perdas por atrito (KANG et al., 2021).

O desenvolvimento de projetos de engenharia modernos preocupa-se cada vez mais com o meio ambiente e com o impacto econômico que eles possuem nas empresas. O prolongamento da vida útil de peças e equipamentos está diretamente relacionada com essas questões. Por isso, de um ponto de vista tribológico, diminuir o desgaste de peças contribui para o prolongamento da vida útil das peças e, conseqüentemente, é economicamente benéfico.

O trabalho de (NOSONOVSKY; BUSHAN, 2010) cita algumas maneiras pelas quais a tribologia pode atuar para a diminuição do impacto ambiental. Primeiramente, deseja-se a minimização da dissipação de calor e energia. Segundo os autores, o atrito é convertido em calor que é dissipado em forma de poluição no meio ambiente e a diminuição do atrito leva tanto a conservação de energia quanto a prevenção aos danos ambientais. O desgaste limita a vida dos componentes, além de produzir partículas de material que contaminam o ambiente e podem ser nocivos à saúde humana, portanto ele deve ser minimizado. Embora a lubrificação possa levar a redução de atrito e desgaste, os lubrificantes podem prejudicar a natureza, principalmente pelo seu descarte. Nesse sentido, a diminuição de lubrificantes é desejável.

Uma das formas de melhorar o comportamento tribológico do sistema pistão-cilindro é através do controle da sua topografia superficial. Várias técnicas têm sido utilizadas neste sentido, como é o caso do processo de brunimento (PAWLUS; REIZER, 2022) e do uso de texturas superficiais determinísticas aplicados em uma etapa de acabamento superficial das camisas (LU; WOOD, 2020). A aplicação correta da texturização no par pistão-cilindro pode otimizar a lubrificação e fazer com que o motor consuma menos combustível, além de diminuir o desgaste (KANG et al., 2021). A texturização superficial tem crescido nos últimos anos e a pesquisa na área tem sido cada vez mais incentivada. (MARIAN, 2022) informa que nos últimos 30 anos mais de 1.400 trabalhos foram publicados com o tema de texturização superficial para contatos tribológicos. Por fim, a texturização de superfícies é importante para controlar as propriedades da superfície, como por exemplo, sua rugosidade.

Uma das grandes limitações para um maior sucesso do uso de texturização superficial em situações industriais é o excesso do seu uso por tentativa e erro (ROSENKRANZ et al., 2019, 2021). Acredita-se que o uso de simulações computacionais possa alavancar a sua aplicação em motores de combustão interna.

Considerando a simulação do comportamento tribológico do sistema pistão-cilindro, (CHEN, 2011) propõe um modelo de lubrificação de anel de controle de óleo de duplo contato (*Twin Land Oil Controls Rings - TLOCs*) que considera os efeitos tanto micro quanto macro geométricos do sistema. Segundo o autor, os cálculos determinísticos são desenvolvidos para conectar a pressão hidrodinâmica média e os parâmetros geométricos e operacionais que são críticos para os anéis, de forma que o sistema possa operar de forma eficiente. Além disso, eles também afirmam que este modelo pode ser utilizado para a prevenção de desgaste e atrito, assim como perda de energia e consumo excessivo de combustível.

## 1.1 - Objetivos

Este trabalho possui como objetivo principal realizar uma comparação entre as superfícies a partir de resultados obtidos por meio de simulações determinística de lubrificação mista, de forma que se possa indicar uma superfície com melhor desempenho tribológico para uma aplicação de motor de combustão interna de dois tempos. Também, como objetivo secundários, tem-se:

- Avaliar a influência das asperidades acentuadas presentes ao redor dos bolsos de texturização e se a remoção dessas asperidades trazem grande impacto para o sistema, e;
- Avaliar o impacto que a densidade de texturas da superfície em V possui para o desempenho desta superfície;

## 1.2 - Metodologia

A partir de uma análise de simulação determinística, este trabalho compara diferentes superfícies texturizadas para uma aplicação de motor de combustão interna dois tempos. Para melhorar a compreensão de texturização e lubrificação, fez-se inicialmente uma revisão bibliográfica. As superfícies texturizadas são caracterizadas e referenciadas no platô. Então, as protuberâncias são removidas e modificadas digitalmente. Posteriormente, são segmentadas em faixas para que sejam simuladas. A simulação determinística calcula as pressões e tensões de cisalhamento hidrodinâmica e de contato de asperidades. Os resultados obtidos indicam uma tendência qualitativa do desempenho das superfícies texturizadas. A Figura 1.1 apresenta um fluxograma que mostra todos as etapas do estudo.

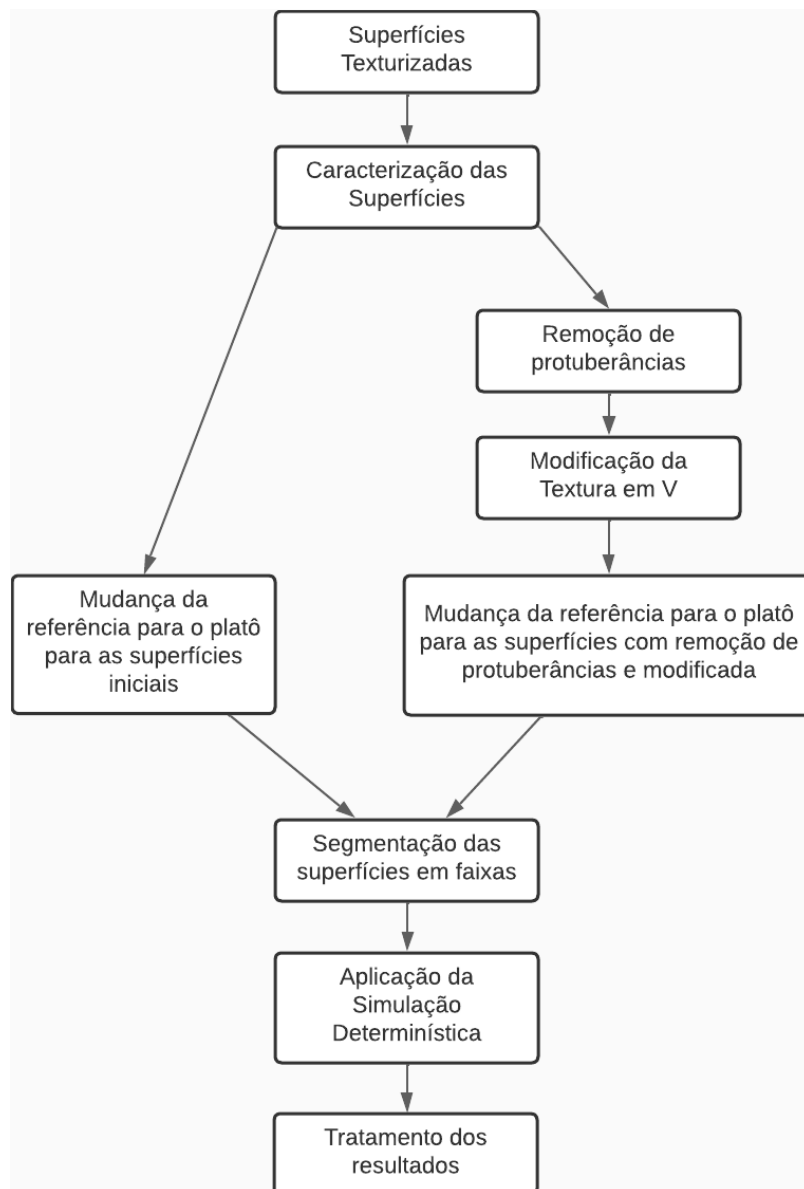


Figura 1.1 – Fluxograma mostrando as etapas realizadas desde a caracterização das superfícies até o tratamento dos resultados obtidos através da simulação determinística.

### 1.3 - Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em sete capítulos e dois anexos:

- 1) Capítulo I – Introdução: que abre a proposta do trabalho trazendo os principais pontos de discussão através dos objetivos e explica a metodologia que foi aplicada;

- 2) Capítulo II – Revisão Bibliográfica: onde o autor reuniu alguns conceitos importantes para a elaboração e desenvolvimento do trabalho, como o conceito de tribologia, lubrificação e texturização;
- 3) Capítulo III – Caracterização das Superfícies Estudadas: que apresenta as superfícies estudadas neste trabalho e como foi feita o tratamento para que elas pudessem ser simuladas;
- 4) Capítulo IV – Simulações Determinísticas: o autor descreve brevemente a tribologia de motores de combustão interna e como isso se relaciona com as velocidades escolhidas para simulação, além de apresentar a simulação determinística;
- 5) Capítulo V - Resultados e Discussões: o capítulo apresenta os resultados obtidos através da simulação determinística e discute o desempenho das superfícies nas velocidades simuladas;
- 6) Capítulo VI – Conclusões: conclui o trabalho e traz recomendações para trabalhos futuros;
- 7) Capítulo VII – Sugestões para Trabalhos Futuros.
- 8) Anexo A: apresenta a caracterização das superfícies;
- 9) Anexo B: mostra os gráficos de simulação das fatias e da curva de ajuste da simulação determinística.



# CAPÍTULO II

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo é dividido em cinco partes. A revisão bibliográfica deste trabalho inclui os temas de tribologia e desgaste, lubrificação, texturização e simulação de lubrificação.

### 2.1 – Tribologia e Desgaste

A tribologia é uma ciência multidisciplinar que estuda os eventos que ocorrem durante o contato entre duas superfícies que estão em movimento relativo entre si imersas em um meio. As características principais que influenciam nos fenômenos de atrito e desgaste são a geometria da interface de contato, as propriedades mecânicas dos materiais e qual o meio que este material está imerso (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

O desgaste por deslizamento ocorre quando há duas superfícies em contato e em movimentação caracterizada por deslizamento entre si. Esses desgastes podem ocorrer com e sem a presença de lubrificantes e também podem ocorrer em superfícies metálicas e não-metálicas (GAHR, 1987).

É importante considerar que, na tribologia de motores de combustão interna, a região do Ponto Morto Superior e Inferior são regiões críticas em relação ao desgaste. Nessas áreas, a velocidade do pistão é baixa o suficiente para que os regimes de lubrificação predominantes sejam limítrofes ou mistos, fazendo com que os componentes fiquem suscetíveis ao desgaste. Portanto, é importante estudar o desgaste de superfícies. A relação da velocidade e dos regimes de lubrificação são

correlacionados através da curva de Stribeck (Figura 2.12) que é apresentada na seção 2.3 deste trabalho.

A Figura 2.1 apresenta um diagrama esquemático que mostra a evolução da área de contato durante o deslizamento de duas superfícies cuja área pode ser considerada  $2a$ . Inicialmente, as superfícies estão separadas e o contato é iniciado, logo após, o deslizamento de uma superfície sobre a outra começa a ocorrer até que toda a área superficial esteja em contato. A partir deste ponto, o deslocamento continua fazendo com que parte superfície deixe o contato até evoluir para uma área cada vez menor de contato.

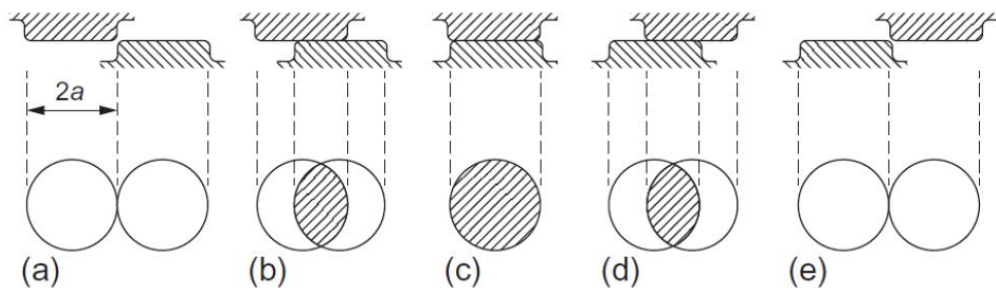


Figura 2. 1 - Diagrama esquemático mostrando a evolução do contato entre duas superfícies durante o deslizamento. Fonte: adaptado de (Hutchings; Shipway, 2017).

(Hutchings; Shipway, 2017) elencam algumas evidências que mostram que um material foi desgastado e, dessa forma, explora características presentes da superfície durante o desgaste:

1) Existem mudanças microestruturais da superfície associadas a deformações e marcas térmicas associadas a dissipação de energia. Essa zona tribologicamente transformada (*tribological transformed zone*, TTZ, em inglês) é encontrada na subsuperfície com presença de deformação do material. A Figura 2.2 apresenta um diagrama esquemático dessa zona afetada pelo desgaste. A zona 1 é formada pelo material original não deformado e está presente em uma região mais profunda da superfície. A zona 2 é uma região onde há presença de deformação plástica com a distorção das lamelas estruturais que pode variar de intensidade e de tamanho de acordo com a severidade do desgaste. A zona 3 apresenta uma formação de camada oxidante na superfície do material;

2) Formação de camada de material diferente do material original da superfície, geralmente formada por óxidos, conforme demonstrado na zona 3 da Figura 2.2 e Figura 2.3d;

3) Partícula de materiais que são extraídos da superfície, também conhecido como *debris*, que podem variar de tamanho (Figura 2.3.d). A presença dessas partículas pode ser considerada como um terceiro corpo no sistema gerando um desgaste do tipo abrasivo.

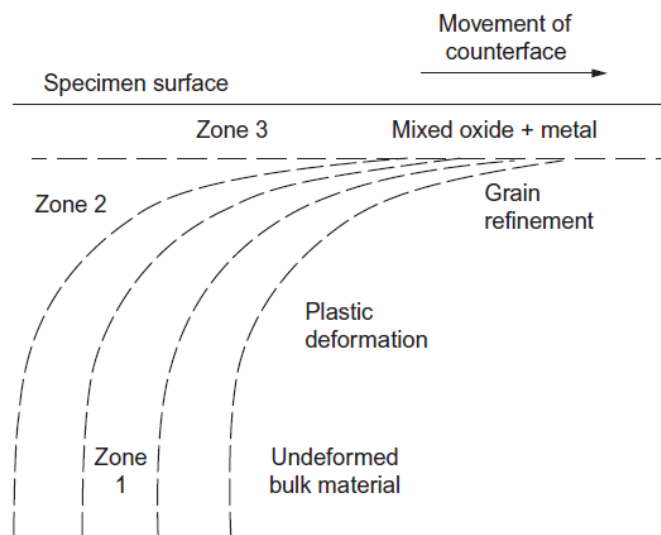


Figura 2. 2 - Diagrama esquemático apresentando as zonas da superfície desgastada. Fonte: adaptado de (Hutchings, Shipway, 2017).

Algumas propriedades influenciam neste tipo de desgaste, como por exemplo, a micro e a macro geometria das superfícies, as propriedades metalúrgicas dos materiais, propriedades termoquímicas, o ambiente em que essas superfícies estão inseridas, entre outras. Os principais mecanismos de desgaste que ocorrem durante o deslizamento são adesão, fadiga de contato, reações tribo químicas e abrasão (GAHR, 1987).

Existem muitas teorias que descrevem os mecanismos de desgaste, mas, de forma geral, entende-se que os mecanismos podem variar bastante em cada caso estudado. Um dos mecanismos amplamente estudado é o de adesão.

Adesão é um dos mecanismos de desgaste resultante das forças de atração entre duas superfícies em contato e é favorecido pela deformação plástica dos materiais (Figura 2.3.a) As asperidades em contato formam uma junção adesiva que aumenta de tamanho com o aumento da deformação plástica enquanto o deslizamento acontece. Eventualmente, este cisalhamento promove a ruptura de um dos materiais, fazendo com que uma superfície contenha parte do material de outra superfície. Não é característico deste mecanismo a produção de partículas abrasivas, mas sim o desgaste a partir da transferência de material de uma superfície para a outra através de uma adesão que leva a junção da estrutura atômica dos materiais. Além disso, a adesão ocorre em superfícies que não possuem camadas oxidantes ou com presença de lubrificação (GAHR, 1987).

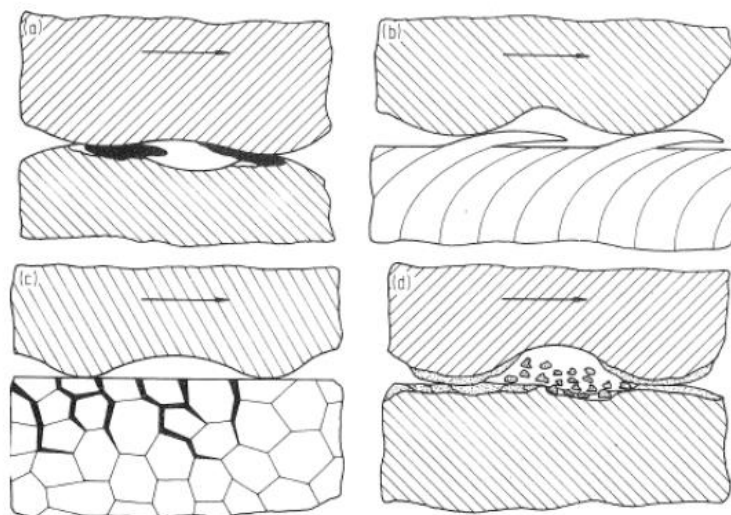


Figura 2. 3 - Esquematização dos mecanismos de desgastes por deslizamento: (a) adesão, (b) fadiga de contato em materiais dúcteis, (c) fadiga de contato em materiais frágeis e (d) reações tribo químicas. Fonte: adaptado de (GAHR, 1987).

## 2.3 – Texturização

A diminuição do consumo de combustível, a redução de emissão poluentes e o aumento da vida útil de motores estão relacionados à melhoria dos materiais e da superfície dos cilindros modernos, que podem reduzir as perdas por atrito, por exemplo. Portanto, é essencial o desenvolvimento de novas tecnologias que auxiliem neste processo de economia de combustível (SCHNEIDER; BRAUN; GREINER, 2017), inclusive envolvendo a texturização no processo de fabricação de componentes. Existem diversos processos de texturização, este trabalho irá abordar principalmente os processos de texturização determinística a *Laser Surface Texture* (LST) e micro descargas elétricas e a texturização estocástica de brunimento. Indica-se o trabalho de (COSTA; HUTCHINGS, 2009) que abrange a metodologia de gravura química, o trabalho de (PETTERSSON; JACOBSON, 2006) que discorre sobre o método de indentação e (ROSENKRANZ et al., 2016) que aborda a texturização por micro-coining.

Em seus estudos iniciais, (ETSION; KLIGERMAN; HALPERIN, 1999) investigaram o desempenho de selos mecânicos utilizando microcavidades esféricas (Figura 2.4) através da análise da pressão média da camada de filme de acordo com diferentes designs de microtexturas. Suas conclusões, na época, foram que, para este estudo em questão, a relação da densidade de microcavidades com o raio (densidade/raio) não tiveram impactos significativos, mas que a relação entre a profundidade e o diâmetro das microcavidades produzem um grande efeito na variação da pressão hidrodinâmica. Inclusive, os autores ainda citam que é possível encontrar um valor ótimo que ajusta a relação profundidade/diâmetro com a pressão do fluido.

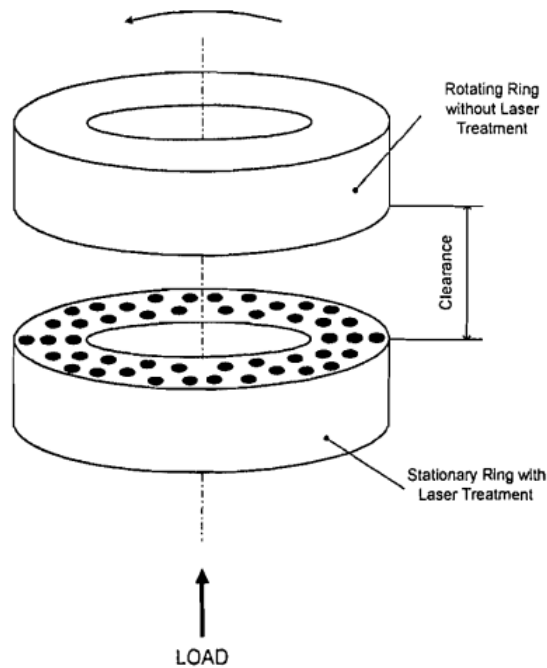


Figura 2. 4 – Modelo de selo mecânico texturizado. Fonte: (ETSION; KLIGERMAN, 1999)

(KLIGERMAN; ETSION; SHIKARENKO, 2005) divulgaram um estudo do uso da texturização parcial para a redução do desgaste do par pistão-cilindro utilizando a solução da equação de Reynolds para o cálculo da distribuição da pressão hidrodinâmica. A Figura 2.5a mostra o anel completamente texturizado por LST e a Figura 2.5b, parcialmente texturizado com a mesma técnica. Suas conclusões foram que: a relação de 0.6 entre o comprimento da área texturizada com o diâmetro do anel do pistão é um valor ótimo para uma gama de condições de operações e tamanhos de pistão, além de ser possível encontrar um valor ótimo para a profundidade das microcavidades, mas que esse valor é dependente de cada operação; mais uma vez verificaram que o diâmetro das microcavidades afetaram o desgaste, porém ele é diminuído com a densidade da texturização; além disso, verificaram uma diminuição de 30% a 55% nas forças de atrito, para anéis com diâmetros menores e maiores, respectivamente.

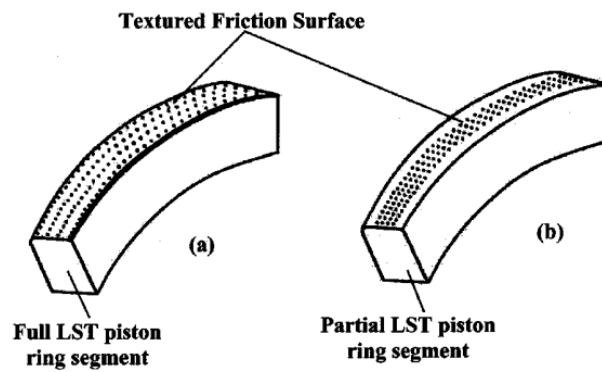


Figura 2. 5 – Segmentos de anéis de pistão completamente (a) e parcialmente (b) texturizados. Fonte: (KLIBERMAN; ETSION; SHIKARENKO; 2005).

### 2.3.1 – Brunimento

Os cilindros atuais são fabricados utilizando a técnica de brunimento. Este é um processo de acabamento superficial de usinagem de alta precisão e rápida remoção de material. É característico do brunimento a remoção de protuberâncias e, conseqüentemente, a formação de um platô liso. Ademais, há ainda a criação de vales profundos gerando uma texturização conhecida por plateau-honing (LU; IYER; HU, 2004; KIM E.; KIM S.; LEE, 2018). A Figura 2.6 mostra o que plateau-honing é o resultado do brunimento de uma superfície rugosa com a geração de um platô liso. Esta formação resulta em uma combinação com boas propriedades de deslizamento e também possui vales que contribuem para a retenção de óleo lubrificante (PAWLUS; REIZER, 2022). O brunimento pode ser considerado como uma texturização estocástica, onde os sulcos de brunimento são aleatórios.

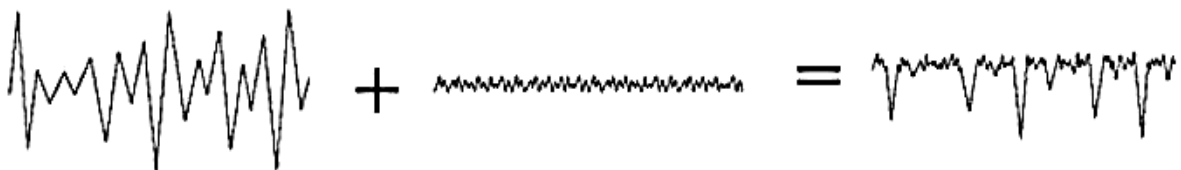


Figura 2. 6 – Perfis de rugosidade: vales (a), platô (b) e *plateau-honing* (c). Fonte: adaptado de (DESHPANDE, A. K; BHOLE, H. A.; CHOUDHARI, L. A., 2015).

### 2.3.2 – Laser Surface Texture (LST)

Uma das técnicas determinísticas para texturizar uma superfície é a *Laser Surface Texture* (LST). A texturização de superfície a laser tem emergido nos últimos anos como uma técnica para impulsionamento do desempenho tribológico dos componentes mecânicos. Como o próprio nome diz, a LST utiliza feixes de lasers pulsantes para a remoção de material e a criação de microcavidades na superfície do componente. Uma das principais aplicações da LST é na criação de microcavidades e de padrões cujo tamanho seja muito pequeno, pois o laser possui um controle muito bom sobre a criação do formato e do tamanho das texturas, além de ser uma metodologia limpa para o meio ambiente e rápida de ser utilizada (ETSION; HALPERIN, 2002; ETSION, 2005). A Figura 2.7 ilustra uma superfície com micro cavidades do tipo *dimples* produzidas por LST.

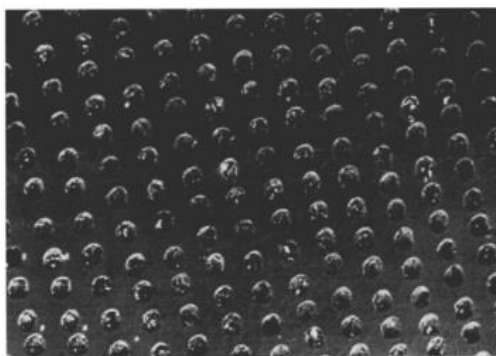


Figura 2. 7 – Superfície com texturização do tipo *dimples* feita através da técnica de *Laser Surface Texture*. Fonte: (ETSION, 2005).

### 2.3.3 – Texturização por Micro Descargas Elétricas

A texturização determinística por micro descargas elétricas é uma técnica de remoção de material de superfícies através do disparo consecutivo de faíscas de descargas elétricas. Devido a aleatoriedade das descargas elétricas, não há uma



mudança direcional das propriedades da superfície após a remoção do material. Além disso, o controle da rugosidade e das dimensões das texturas pode ser obtido variando os parâmetros operacionais. Por exemplo, o aumento da corrente de descarga aumenta a taxa de remoção de material, aumento das dimensões das cavidades, aumento da rugosidade, aumento das alturas dos picos, mas a diminuição da densidade dos picos. Ao mesmo tempo que a diminuição da corrente leva a uma superfície mais lisa. Outro parâmetro que tem comportamento similar é a quantidade de pulsos elétricos de acordo com o tempo (*pulse on-time parameter*) que, seu aumento leva a um aumento de entrada de energia e conseqüente aumento da taxa de remoção de material e aumento das cavidades (JITHIN; JOSHI, 2021). A Figura 2.8 apresenta duas texturizações que possuem micro cavidades manufaturadas por micro descargas elétricas em superfícies de alumínio e Ti-6Al-4V.

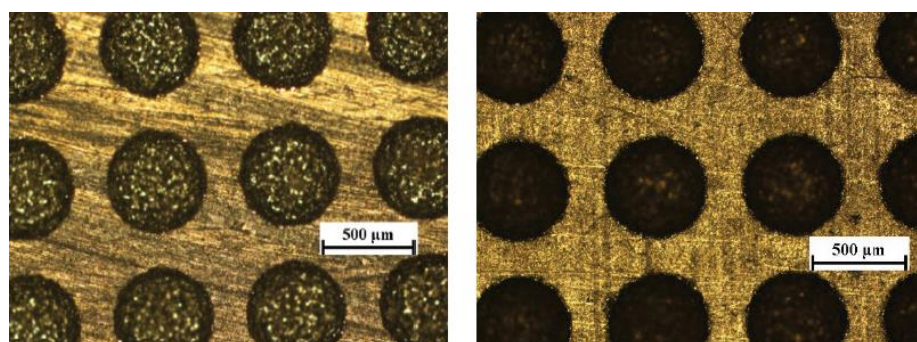


Figura 2. 8 – Superfícies com micro cavidades em superfícies de alumínio e Ti-6Al-4V. Fonte: (SINGH; JAIN; RAMKUMAR, 2021).

#### 2.3.4 – Mecanismos envolvidos na melhoria de desempenho tribológico pela Texturização

Existem mecanismos responsáveis em melhorar o desempenho tribológico de superfícies texturizadas. Segundo (PROFITO, 2010), destacam-se:

- **Micro mancais hidrodinâmicos:** um dos mecanismos que beneficia o uso LST é o efeito de cavitação local que acontece em cada textura. A cavitação é um efeito que acontece quando há uma redução da

pressão hidrodinâmica do lubrificante fazendo com que aconteça a vaporização do fluido, formação de bolhas e cavidades locais (BURSTEIN, 2011; ZAVOS; NIKOLAKOPOULOS, 2016). As texturas podem atuar como micro mancais hidrodinâmicos, no qual a pressão hidrodinâmica gera uma capacidade de sustentação maior devido ao efeito da diferença de pressão causado pelo efeito de cavitação. Já na texturização parcial, o efeito que ocorre é coletivo onde os *dimples* promovem separação média convergente equivalente entre duas superfícies paralelas, similar ao conceito de *inlet roughness* apresentado por (TONDER, 2001), (RYK et. al, 2005; KLIGERMAN; ETSION; SHIKARENKO, 2005). Isso indica que uma aproximação de um *Rayleigh-step* (veja a Figura 2.9) pode feita para as superfícies parcialmente texturizadas devido a diferença de altura entre a parte texturizada e a parte não-texturizada (TOMANIK; PROFITO; ZACHARIADIS, 2013).

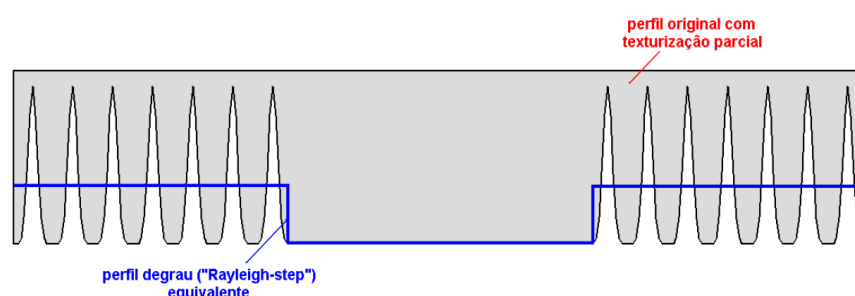


Figura 2. 9 – Perfil de Rayleigh-step equivalente criado devido a texturização parcial. Fonte: (PROFITO, 2010)

- **Retenção de *debris*:** existe um mecanismo de captura e retenção de partículas abrasivas. As texturas podem armazenar os *debris* que antes seriam agentes potencializadores de desgaste caso ficassem presentes entre as superfícies durante a operação. Um dos trabalhos que aborda esse efeito é o de (VARENBERG; HALPERIN; ETSION, 2002).

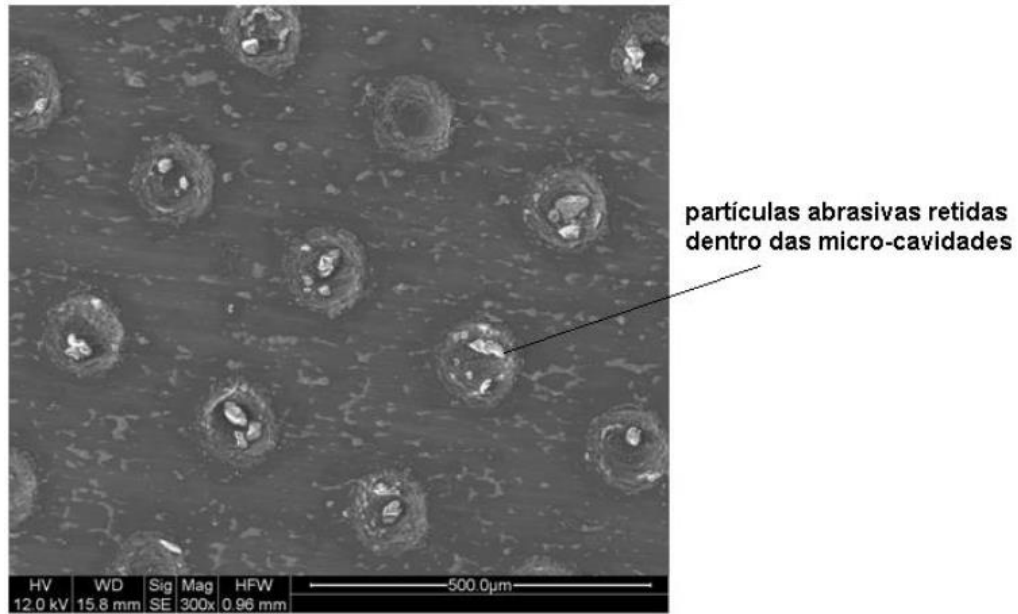


Figura 2. 10 – Figura ilustrando a retenção de *debris* pela texturização superficial. Fonte: PROFITO, 2010.

- **Reservatório de lubrificante:** as cavidades participam da formação da camada lubrificante devido ao fluxo viscoso de fluido e podem auxiliar no prolongamento da duração dessa camada. O efeito deste mecanismo é influenciado através da razão entre profundidade e diâmetro das microcavidades. Porém, deve ser observado que o excesso de textura pode enfraquecer a formação de uma camada contínua do filme lubrificante, resultando no aumento das forças de atrito (XIONG et al., 2014; OGAWA et al., 2010).
- **Inlet suction:** a Figura 2.11 representa esquematicamente um mancal texturizado que está paralelo a uma superfície lisa deslizante e separado por um fluido lubrificante. Na entrada do mancal a pressão no fluido é equivalente à pressão atmosférica. Quando o fluido lubrificante entra na região da textura, a pressão cai bruscamente podendo, inclusive, gerar cavitação na região. Assim, cria-se uma região de baixa pressão causando a sucção do fluido na entrada (FOWELL et al., 2007; RODRIGUES, 2018).

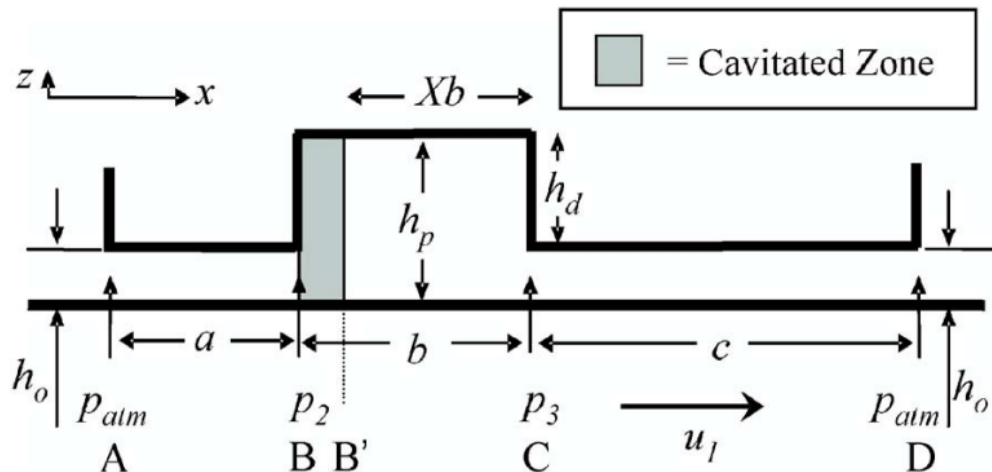


Figura 2. 11 – Representação esquemática de um mancal texturizado paralelo a uma superfície plana ilustrando o mecanismo de *inlet suction*. Fonte: FOWELL et al. (2007)

- Redução da área de cisalhamento do fluido:** este efeito acontece no regime hidrodinâmico (VLADESCU et al., 2019). A redução do cisalhamento do fluido está atrelada a redução do atrito hidrodinâmico, sendo esta correlacionada à quantidade de texturas no contato. A Figura 2.12a mostra um esquema representativo de que a espessura de filme lubrificante na textura é maior do que na região não texturizada, reduzindo o cisalhamento do fluido. A Figura 2.12b mostra que pela texturização há uma redução da área que haverá os efeitos hidrodinâmicos e, conseqüentemente, o cisalhamento do lubrificante. No entanto, deve-se observar que a redução da área implica na redução da pressão hidrodinâmica (Figura 2.12c) e, conseqüentemente, há uma menor espessura do fluido, podendo aumentar o atrito do sistema. Portanto, para que o efeito de cisalhamento do fluido aconteça a espessura do filme lubrificante na área não texturizada deve ser espessa o suficiente para que os efeitos da diminuição do atrito pela redução da área de contato sobreponham o aumento do atrito pela redução da pressão hidrodinâmica (ZIMMER, et al., 2021).

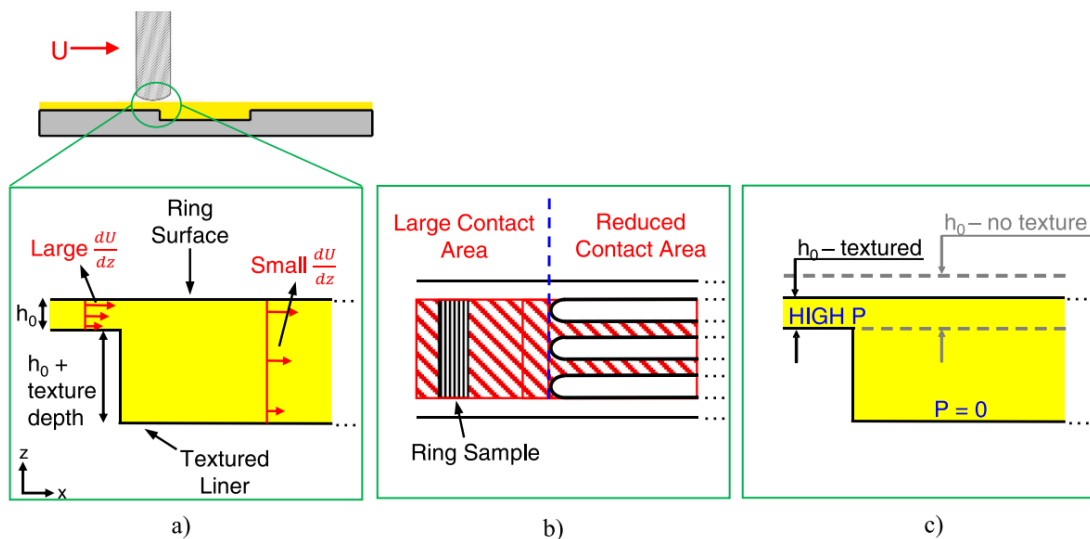


Figura 2. 12 – Representação do mecanismo de redução do cisalhamento do fluido. Fonte: (ZIMMER, 2021).

## 2.3 - Lubrificação

Por muitos anos a lubrificação foi utilizada para reduzir as perdas por atrito e aumentar a vida de componentes mecânicos, além de auxiliar na diminuição do desgaste de forma a minimizar o efeito de alguns mecanismos como, por exemplo, durante a adesão dos materiais. O fluido lubrificante é um material que possui baixa resistência ao cisalhamento que pode diminuir os esforços de adesão entre as superfícies. Uma das principais funções de um lubrificante é manter dois componentes mecânicos separados entre si (BURSTEIN, 2011; BUSHAN, 2013).

Segundo (BURSTEIN, 2011) e (BUSHAN, 2013), existem regimes de lubrificação que podem ser classificados de acordo com a razão da espessura do filme lubrificante com a aspereza da superfície. Os regimes são: hidrodinâmico, elasto-hidrodinâmico, misto e limítrofe.

No entanto, para explicar os regimes de lubrificação, é necessário entender o que são contatos conformes e não-conformes. Contatos conformes (Figuras 2.13a e 2.13b) são aqueles cujas áreas de contato possuem a mesma magnitude das dimensões dos corpos em contato. (HUTCHINGS, 2017). Algumas aplicações que

utilizam contatos conformes em sua geometria: mancais de deslizamento radiais e axiais, anéis de pistão de motores de combustão interna, selos mecânicos, entre outros. (ASM Handbook, 1992). Contatos não-conformes (Figuras 2.13c e 2.13d) possuem uma região de concentração de contato, geralmente em torno de um ponto ou uma linha, também conhecidos como contatos Hertzianos, onde a camada lubrificante é muito fina, geralmente na ordem de grandeza das asperidades da superfície. As pressões de contato são maiores em superfícies não-conformes se comparadas às conformes. Com o tempo, a mudança macro geométrica devido a predominância de deformações elástica do material altera as pressões de contato e, conseqüentemente, modifica a severidade do contato na região (HUTCHINGS, 2017; ASM Handbook, 1992).

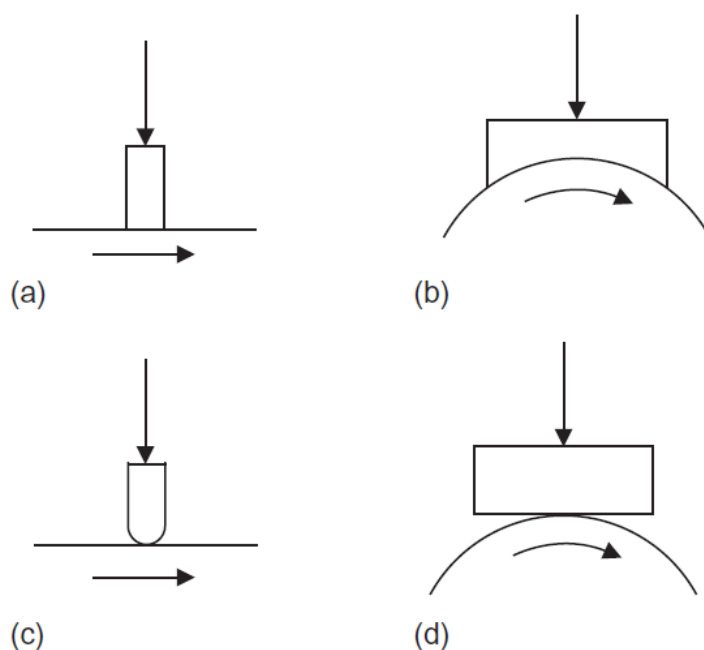


Figura 2. 13 – Geometrias conformes (a, b) e não-conformes (c, d). Fonte: (HUTCHINGS, 2017).

Uma das mais comuns representações gráficas dos regimes de lubrificação é através da curva de Stribeck, a qual está ilustrada na Figura 2.14. No eixo das ordenadas, está o coeficiente de atrito, e no eixo das abscissas está um parâmetro adimensional  $\frac{\eta u}{\bar{p}}$ , sendo:  $\eta$ , a viscosidade cinemática;  $u$ , a velocidade da parte móvel; e  $\bar{p}$ , a pressão média da camada de filme lubrificante. Essa relação exprime os regimes

limítrofe, misto, elasto-hidrodinâmico e hidrodinâmico com relação crescente da velocidade (BURSTEIN, 2011).

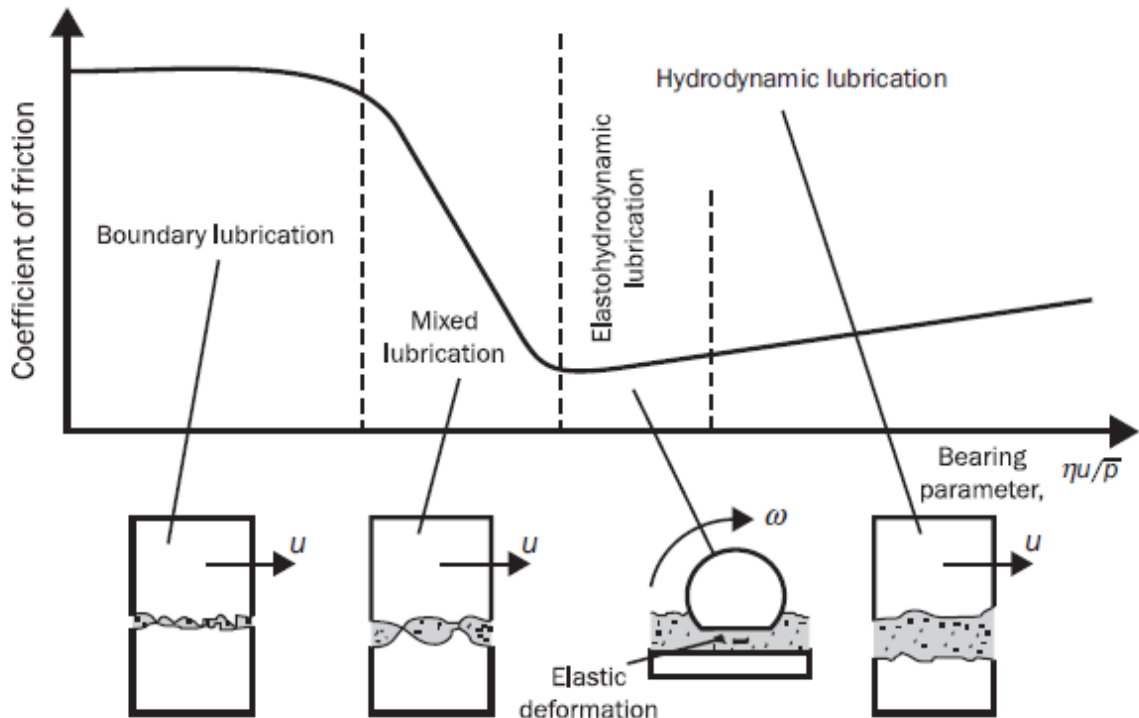


Figura 2. 14 – Curva de Stribeck. Fonte: (BURSTEIN, 2011).

Os regimes de lubrificação podem ser classificados como (*ibidem*):

O **regime de lubrificação hidrodinâmico** ocorre geralmente em contatos conformes em que as superfícies sejam separadas por um fluido relativamente espesso que suporta os carregamentos através da pressão hidrodinâmica. A espessura do filme lubrificante é muito maior do que a rugosidade. O fluxo do lubrificante neste regime geralmente é laminar, fazendo que com que as perdas por atrito sejam pequenas, menores do que a dos outros regimes, por exemplo. No entanto, em uma camada espessura elevada o fluxo de lubrificante se torna turbulento e isso é indesejável para o sistema.

O **regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico** acontece quando há separação completa das duas superfícies, porém o contato entre elas é geralmente do tipo não

conforme. Neste regime, as pressões hidrodinâmicas geradas fazem com que as superfícies deformem elasticamente, alterando a geometria do contato. A espessura do filme lubrificante é bastante reduzida, possuindo uma relação com o carregamento da forma  $h_{min} \sim w^{-0,073}$ .

O **regime de lubrificação misto** é um regime de transição entre o hidrodinâmico (ou elasto-hidrodinâmico) e o limítrofe, onde algumas regiões são separadas pelo fluido lubrificante e outras não são, pois, de forma geral, a altura da camada de fluido é aproximada do tamanho das asperezas.

O **regime de lubrificação limítrofe** é aquele onde a camada de lubrificante é tão pequena que não é capaz de separar as duas superfícies e pode-se considerar que elas estão completamente em contato. É caracterizado por ter altos valores de atrito e desgaste, se comparado com os outros regimes. Como exemplo, no sistema pistão-cilindro de motores de combustão interna, este tipo de regime acontece principalmente nos pontos morto superior e inferior onde as velocidades de operação são baixas (BURSTEIN, 2011; BUSHAN, 2013).

## 2.4 – Modelagem Hidrodinâmica

No século 19, a maior parte do conhecimento de tribologia estava concentrada em entender o atrito e o que pouco se sabia era que a lubrificação tendia a diminuir o atrito entre superfícies (DOWSON, 1987). Apenas em 1886 que os primeiros modelos matemáticos começaram a serem formulados, inicialmente por meio da equação de Reynolds, que representa matematicamente os efeitos de fluidos viscosos em contatos lubrificadas (REYNOLDS, 1886). Posteriormente, outros trabalhos contribuíram adicionando termos que complementaram a modelagem matemática da lubrificação, como (DOWSON, 1962) que propôs a equação de Reynolds generalizada que considera a variação das propriedades do lubrificante ao longo da espessura do filme.



### 2.4.1 – Equação de Reynolds

A modelagem hidrodinâmica tem como base as seguintes hipóteses para a derivação da equação de Reynolds (PROFITO, 2010, 2015):

- 1) O fluido obedece a hipótese do contínuo;
- 2) O fluido é newtoniano;
- 3) As dimensões da espessura da camada lubrificante são muito menores quando comparadas às demais dimensões do escoamento;
- 4) O fluxo é laminar;
- 5) Forças externas são ignoradas;
- 6) Não há deslizamento relativo entre o fluido e as superfícies em contato;
- 7) Os efeitos de temperatura são ignorados.

A partir dessas hipóteses, a Equação de Reynolds tem a seguinte forma:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial z} \right]}_{\text{Termo de Distribuição de Pressão (Poiseuille)}} =$$

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho(U_2 + U_1)}{2} (H_2 - H_1) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho(W_2 + W_1)}{2} (H_2 - H_1) \right]}_{\text{Termo Wedge-Flow (Couette)}} +$$

$$\underbrace{\rho \left[ \left( U_1 \frac{\partial H_1}{\partial x} - U_2 \frac{\partial H_2}{\partial x} \right) + \left( W_1 \frac{\partial H_1}{\partial z} - W_2 \frac{\partial H_2}{\partial z} \right) \right]}_{\text{Termo Translation-Squeeze}} + \tag{2.1}$$

$$\underbrace{\rho(V_2 - V_1)}_{\text{Termo Normal-Squeeze}} +$$

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t} (H_2 - H_1)}_{\text{Termo Local-Expansion}}$$

Sendo:

- $p_H$ : a pressão hidrodinâmica;
- $x, y$ : as coordenadas cartesianas locais;
- $t$ : o tempo;
- $\mu$ : a viscosidade dinâmica do lubrificante;
- $\rho$ : a densidade do lubrificante;
- $H_1, H_2$ : as posições dos pontos das superfícies em contato em relação ao sistema de coordenadas;
- $U_1, U_2$ : as velocidades das superfícies em contato na direção  $x$ ;
- $W_1, W_2$ : as velocidades das superfícies em contato na direção  $z$ ;
- $V_1, V_2$ : as velocidades das superfícies em contato na direção  $y$ ;

Cada termo da Eq. 2.1 pode ser interpretado por (*ibidem*):

**Termo de Distribuição de Pressão (Poiseuille):** pressão hidrodinâmica gerada pelo fluxo de lubrificante devido aos gradientes de pressão no plano  $xz$ .

**Termo *Wedge-Flow* (Couette):** pressão hidrodinâmica gerada pelo fluxo do lubrificante induzido pela movimentação relativa das superfícies de contato (*physical-wedge effect*) e/ou pela variação da densidade do lubrificante (*density-wedge effect*) e pela variação local das velocidades das superfícies (*stretch-wedge effect*).

**Termo Translation-Squeeze:** pressão hidrodinâmica gerada pelo fluxo de lubrificante no plano  $xz$  devido ao esmagamento (*squeeze*) do filme lubrificante associado à translação de superfícies inclinadas na direção do escoamento.

**Termo Normal-Squeeze:** pressão hidrodinâmica gerada pelo fluxo de lubrificante no plano  $xz$  devido ao esmagamento (*squeeze*) do filme lubrificante devido ao movimento perpendicular relativo das superfícies.

**Termo Local-Expansion:** pressão hidrodinâmica gerada pelo fluxo do lubrificante induzido pelos efeitos transientes associados a compressibilidade do lubrificante.

A partir da Eq. 4.1, pode-se obter as equações do fluxo de lubrificante na direção  $x$  (Eq. 2.2) e na direção  $z$  (Eq. 2.3) e as tensões cisalhantes nas direções  $x$  (Eq. 2.4) e na direção  $z$  (Eq. 2.5):

$$q_{H_x} = -\frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial x} + \rho(H_2 - H_1) \left( \frac{U_1 + U_2}{2} \right) \quad (2.2)$$

$$q_{H_z} = -\frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial z} + \rho(H_2 - H_1) \left( \frac{W_1 + W_2}{2} \right) \quad (2.3)$$

$$\tau_{H_x} = \frac{1}{2} \frac{\partial p_H}{\partial x} [2y - (H_2 + H_1)] + \mu \left( \frac{U_2 - U_1}{H_2 - H_1} \right) \quad (2.4)$$

$$\tau_{H_z} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p_H}{\partial z} [2y - (H_2 + H_1)] + \mu \left( \frac{W_2 - W_1}{H_2 - H_1} \right) \quad (2.5)$$

#### 2.4.1 – Cavitação de Elrod-Adams

Conforme descrito no item 2.3.4, a cavitação é um fenômeno presente em sistemas tribológicos que utilizam fluido líquido lubrificante, em especial quando se relaciona a superfícies texturizadas.

(BRAUN; HANNON, 2010) elencam três tipos de cavitação em fluidos líquidos: a cavitação gasosa acontece quando a pressão é reduzida abaixo da pressão de saturação dos gases dissolvidos no fluido; a pseudocavitação ocorre quando uma bolha gasosa é formada devido a despressurização dos arredores sem que haja fluxo de massa na fronteira da bolha; e, a cavitação de vapor é resultado de um desequilíbrio termodinâmico em que a pressão é reduzida abaixo da pressão de vaporização do fluido em uma determinada temperatura.

Independentemente do tipo de cavitação, as bolhas da mistura gasosa representam uma ruptura do fluido lubrificante. Esta descontinuidade é um desafio para a solução da equação de Reynolds, uma vez que se pressupõe que o fluido é contínuo. Portanto, alguns modelos de cavitação surgiram para adicionar a cavitação na sua resolução (MAO; YIN, 2019).

O modelo de Jakobsson-Floberg-Olsson (JFO) (REIS; RODRIGUES; BITTENCOURT, 2019; PROFITO, 2015, 2016) considera a conservação de massa tanto

na zona de ruptura quanto na zona de reformação do filme lubrificante. O modelo assume que:

- 1) Na região de cavitação, a pressão é constante na mistura bifásica e sempre igual a pressão limite de cavitação ( $p_{cav}$ );
- 2) Dentro da região de cavitação, a fase líquida é separada da fase gasosa/vapor e a mistura se desloca através de pequenas linhas que separam essas duas fases uma da outra;
- 3) Em ambas regiões de contorno, a conservação de massa é imposta através de uma condição complementar que é resolvida concomitantemente à equação de Reynolds:

$$\rho h(\theta - 1) \left( \frac{U_n}{2} - W_n \right) + \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial \vec{n}} = 0 \quad (2.6)$$

Onde  $\theta$  representa a fração de filme que representa a proporção de lubrificante em uma unidade de volume infinitesimal da altura  $h$ ;  $\vec{n}$  é o vetor normal aos contornos da cavitação;  $U_n$  é o componente de deslizamento e  $W_n$  a velocidade dos contornos deslizantes para a direção local  $\vec{n}$ .

Em problemas de lubrificação transientes, as fronteiras de cavitação não são estacionárias, portanto, é muito difícil localizar com precisão a localização das zonas de contorno de ruptura e reconstrução para que seja implementado com eficiência o modelo de JFO. Dessa forma, este trabalho utiliza da abordagem de Elrod-Adams que também atendem às condições de contorno do modelo de JFO.

A Figura 2.15 ilustra um fluido lubrificante em que há uma região bifásica, ou seja, há a presença da cavitação. A área  $\mathcal{D}^+$  representa a região pressurizada onde o fluido é líquido, a pressão hidrodinâmica é maior do que a pressão de cavitação e possui as zonas de contorno com as zonas de contorno de reformação  $\mathcal{C}^-$  e de ruptura  $\mathcal{C}^+$ . A região  $\mathcal{D}^0$  é uma região separada que representa a zona de cavitação, onde a pressão hidrodinâmica é considerada igual à pressão de cavitação (PROFITO, 2015, 2016).

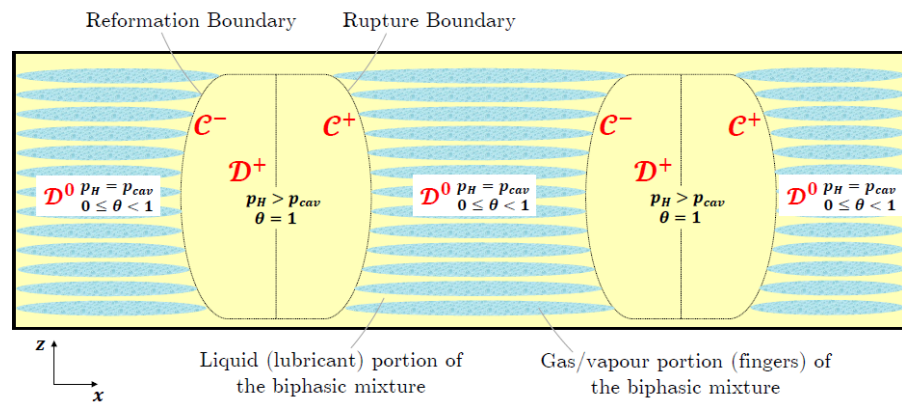


Figura 2. 15 – Figura esquemática de um filme lubrificante com a presença da cavitação.

Fonte: PROFITO, 2015.

O modelo de Elrod-Adams introduz uma nova variável à equação de Reynolds, denominada fração de filme lubrificante,  $\theta(x, z, t)$ . Este termo pode ser interpretado como uma variável auxiliar que representa a proporção de líquido lubrificante para cada ponto do domínio da solução. O modelo utiliza a relação feita na Equação 2.7 que indica que a densidade da mistura bifásica possui uma relação de proporcionalidade com a densidade do de líquido lubrificante.

$$\rho \rightarrow \rho\theta \quad \begin{cases} 0 \leq \theta < 1, & \text{na região de cavitação} \\ \theta = 1, & \text{na região pressurizada} \end{cases} \quad (2.7)$$

Assim, a equação de Reynolds modificada pelo modelo de Elrod-Adams é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho(H_2 - H_1)^3}{12\mu} \frac{\partial p_H}{\partial z} \right] = \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho\theta(U_2 + U_1)}{2} (H_2 - H_1) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho\theta(W_2 + W_1)}{2} (H_2 - H_1) \right] + \\ & \rho\theta \left[ \left( U_1 \frac{\partial H_1}{\partial x} - U_2 \frac{\partial H_2}{\partial x} \right) + \left( W_1 \frac{\partial H_1}{\partial z} - W_2 \frac{\partial H_2}{\partial z} \right) \right] + \\ & \rho\theta(V_2 - V_1) + \frac{\partial\theta}{\partial t} \rho(H_2 - H_1) \end{aligned}$$

Com as condições complementares:

$$(p_H - p_{cav})(1 - \theta) = 0 \rightarrow \begin{cases} p_H > p_{cav} & \rightarrow \theta = 1 \\ p_H = p_{cav} & \rightarrow 0 \leq \theta < 1 \end{cases} \quad (2.9)$$

De acordo com a equação 2.9, quando a pressão hidrodinâmica é maior do que a pressão limite de cavitação, o fluido está completamente desenvolvido ( $\theta = 1$ ). A pressão hidrodinâmica é igual à pressão limite de cavitação quando há a presença da mistura bifásica ( $0 \leq \theta < 1$ ). De forma similar à densidade, o modelo assume que outras propriedades podem ser variantes da fração de filme fluido  $\theta$ . A viscosidade dinâmica pode ser escrita em função da fração do filme lubrificante como apresentado na Equação 2.10. O termo  $g(\theta)$  determina como que a viscosidade varia de acordo com a distribuição da fração do filme lubrificante. Assumindo uma correlação linear entre a viscosidade e a fração do filme lubrificante, pode-se adotar que  $g(\theta) = \theta$  (REIS; RODRIGUES; BITTENCOURT, 2019; PROFITO, 2015, 2016).

$$\mu \rightarrow g(\theta) \quad (2.10)$$

A solução da equação de Reynolds modificada pelo modelo de Elrod-Adams foi implementado no programa SurfLUBE que é detalhadamente descrito em PROFITO (2015). O SurfLUBE é um código computacional que utiliza o método dos volumes

finitos para calcular a pressão hidrodinâmica ( $p_H$ ) e cisalhamento hidrodinâmico  $\tau_H$  ao mesmo tempo que calcula a fração de filme lubrificante ( $\theta$ ), de forma iterativa.

O modelo de Elrod-Adams é uma representação dos fenômenos físicos que acontecem durante a tribologia de superfícies deslizantes entre si que utilizam líquidos lubrificantes. Embora não representem com fidelidade a física real, é uma aproximação consolidada por diversos pesquisadores da tribologia e pode ser encontrado em diversos estudos, como, por exemplo, em (PROFITO et al., 2017) que faz uma comparação entre a modelagem numérica e experimental da texturização no par pistão-cilindro para motores automotivos, (CHECO et al., 2014) para simulação numérica do contato de anéis de pistão com presença de texturização, (GUY, 2014), (NITZSCHKE et al., 2016) e (PROFITO; ZACHARIADIS; DINI, 2019) que apresentam aplicações em mancais hidrodinâmicos

## **2.5 – Modelagem do Contato de Asperidades**

A lubrificação mista possui como característica a separação parcial do contato, porém existem regiões que ainda assim possuem contato. Entender a deformação das asperezas é muito importante para os estudos dos mecanismos de desgastes na tribologia. Além disso, em contatos reais, as propriedades do material e as características das superfícies influenciam a deformação (VALE, 2016).

A modelagem de contato de asperidades é baseada nos trabalhos de (LI, 2011) e (CHEN, 2011) que abordam a simulação determinística para um anel de controle de óleo de duplo contato (Twin Land Oil Controls Rings - TLOCs) contra uma topografia de cilindro para motores de combustão interna. A Figura 2.16 ilustra a interação das asperidades adotada no modelo determinístico, onde os autores consideram que uma única asperidade interagem com um plano rígido e liso a uma separação constante, podendo calcular a pressão que surge do contato a partir da deformação perfeitamente elástica utilizando modelos de contato hertzianos como base, sendo limitado pela dureza do material mais macio.

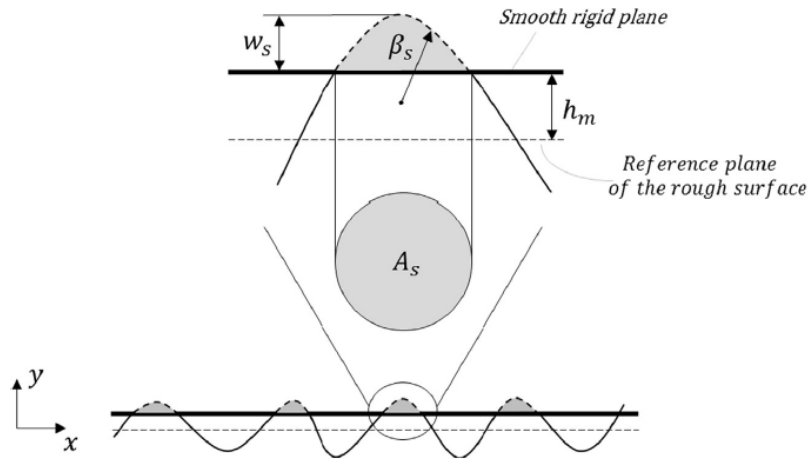


Figura 2. 16 – Ilustração esquemática da interação de aspereza do modelo determinístico. Fonte: (PROFITO, 2016).

A área real de contato e a pressão de contato em cada aspereza podem ser calculadas por (PROFITO, 2015):

$$A_s = \pi \beta_s w_s \quad (2.11)$$

$$P_{ASP_s} = \begin{cases} \frac{4E_s^*}{3\pi} \left(\frac{w_s}{\beta_s}\right)^{\frac{1}{2}}, & P_{ASP_s} \leq H_V \\ H_V, & P_{ASP_s} > H_V \end{cases} \quad (2.12)$$

Sendo:

- $A_s$ , a área real de contato;
- $\beta_s$ , o raio local da aspereza;
- $w_s$ , interferência do contato;
- $P_{ASP_s}$ , pressão de contato;
- $E_s^*$ , o módulo de elasticidade combinado das asperezas;



- $H_V$ , dureza do material mais macio.

Para uma determinada separação constante  $h_m$ , o modelo de contato e a solução da equação de Reynolds modificada por Elrod-Adams para a lubrificação são simulados concomitantemente no software SurfLUBE, permitindo obter tanto os resultados de contato quanto os resultados hidrodinâmicos.

# CAPÍTULO III

## CARACTERIZAÇÃO DAS SUPERFÍCIES ESTUDADAS

Diferentes superfícies texturizadas foram utilizadas neste trabalho. Inicialmente, foram utilizadas quatro com diferentes tipos de texturização. Os modelos foram obtidos através da digitalização de peças reais a fim de serem utilizadas no par pistão-cilindro de motores dois tempos a pistão.

A superfície brunida ( $S_B$ ) é a referência para este trabalho, pois é aquela que possui um acabamento superficial padrão usado em motores de combustão interna dois tempos de pequeno porte. Sua texturização vem de um revestimento de cromo, o qual cria micro porosidades superficiais. Após uma etapa de acabamento superficial por brunimento convencional, a superfície consiste de platôs e microcavidades aleatoriamente distribuídas. A superfície  $S_P$  também possui sua texturização proveniente do brunimento após revestimento com cromo, mas ela possui uma etapa adicional de brunimento, a qual gera platôs mais lisos além de um padrão pré-definido de sulcos. A superfície  $S_0$  é uma superfície que inicialmente possuía um padrão semelhante à superfície  $S_B$ , a qual em seguida passou por um processo de texturização determinística por micro descargas elétricas criando um padrão de bolsos elípticos. De forma semelhante, a superfície  $S_V$  possui texturização determinística contendo um padrão de bolsos em V. Por questões de sigilo do parceiro industrial, maiores detalhes sobre a geração dessas superfícies não serão apresentados. A Tabela 1 apresenta um resumo da nomenclatura e das siglas das superfícies e a Figura 3.1 apresenta imagens de topo das amostras obtidas por interferometria de luz branca.

Tabela 3. 1 –Resumo das siglas das superfícies primárias.

Sigla	Superfície
S <sub>B</sub>	Superfície brunida (padrão)
S <sub>P</sub>	Superfície brunida com platôs polidos e padrão de sulcos.
S <sub>O</sub>	Superfície com texturização elíptica.
S <sub>V</sub>	Superfície com texturização em V.

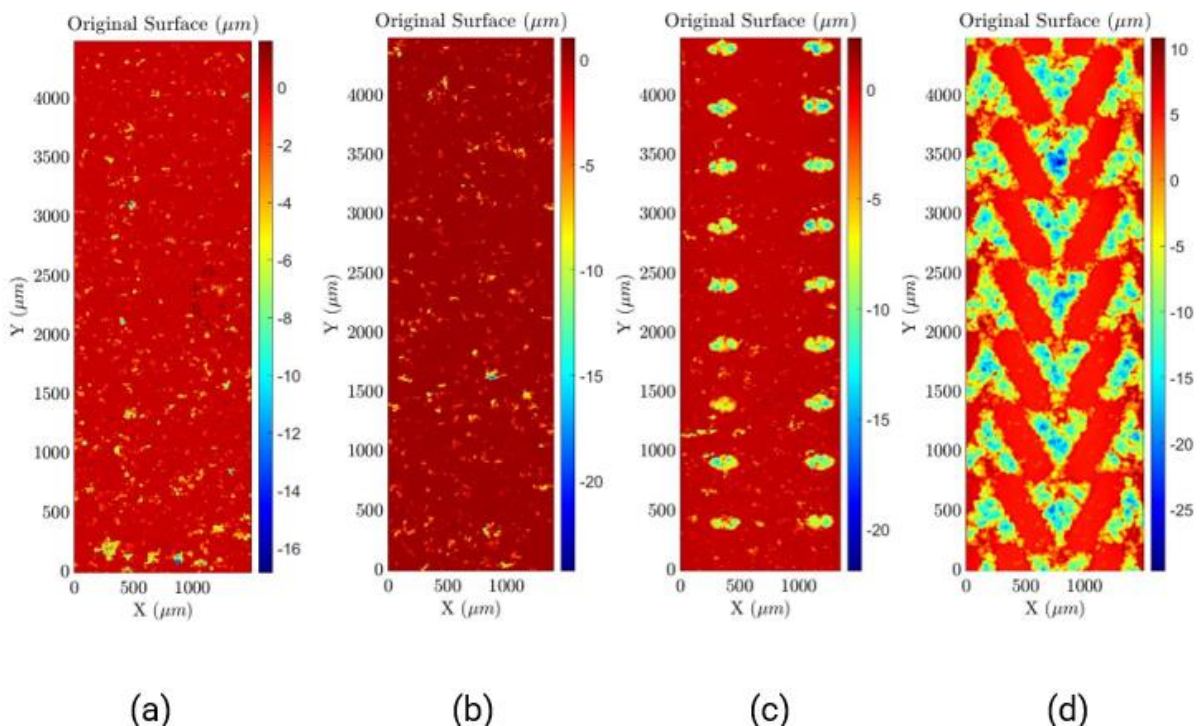


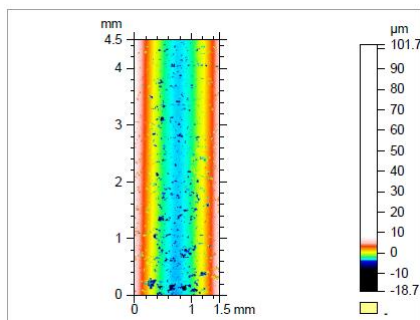
Figura 3. 1 – Superfícies texturizadas: S<sub>B</sub> (a), S<sub>P</sub> (b), S<sub>O</sub> (c), S<sub>V</sub> (d).

O processo de caracterização das superfícies foi feito no programa comercial de avaliação topográfica *MountainsMap*® versão 9 da empresa Digital surf. As etapas envolvidas na caracterização de cada superfície estão descritas a seguir e as Figuras 3.2 a 3.8 mostram o processo para a superfície S<sub>B</sub>. As imagens da caracterização das superfícies S<sub>P</sub>, S<sub>O</sub> e S<sub>V</sub> estão no Anexo A.

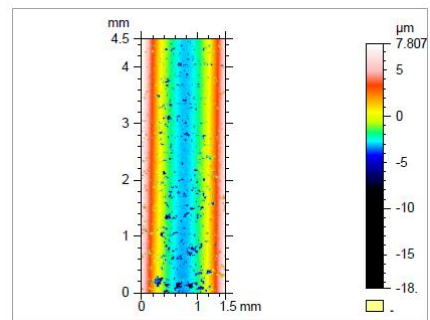
Processo de caracterização das superfícies:

- 1) Importação da superfície original;

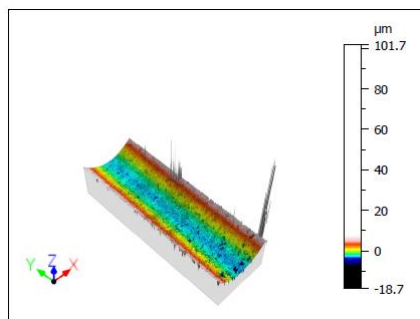
- 2) Aplicação de um filtro limiar de 0,2%-100%, onde retira-se 0,2% do material da parte superior da superfície para remover pontos indesejados (*outliers*);
- 3) Remoção da forma e nivelamento da superfície;
- 4) Aplicação de filtro limiar de 0,3%-100% para retirar 0,3% do material da parte superior da superfície para retirar pontos indesejados;
- 5) Preenchimento de pontos que, por algum motivo, estavam vazios;
- 6) Aplicação de um filtro de rugosidade robusto gaussiano de ordem 0, com cut-off de 800  $\mu\text{m}$ , para separar as componentes de ondulação e rugosidade da superfície.;
- 7) Obtenção da curva de Abbott-Firestone;
- 8) Obtenção de um recorte de tamanho 800 x 800  $\mu\text{m}$  na região central do perfil de rugosidade;
- 9) Cálculo dos parâmetros de rugosidade.



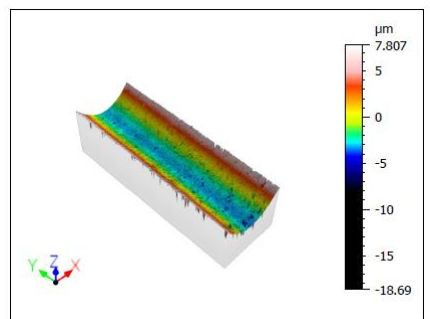
(a) Superfície original, 2D.



(b) Limiar de 0,2%-100%, 2D.

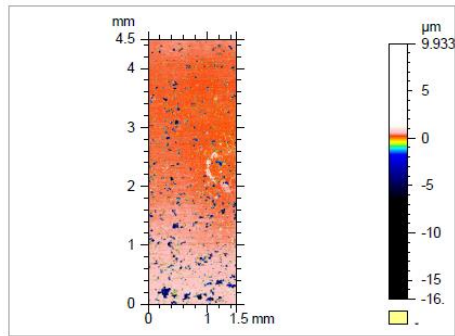


(c) Superfície original, 3D.

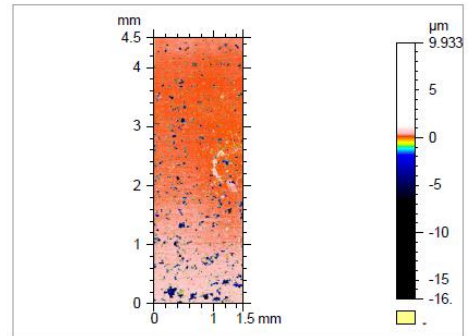


(d) Limiar de 0,2%-100%, 3D.

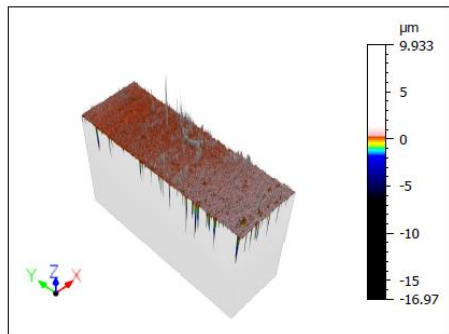
Figura 3. 2 –  $S_B$  original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).



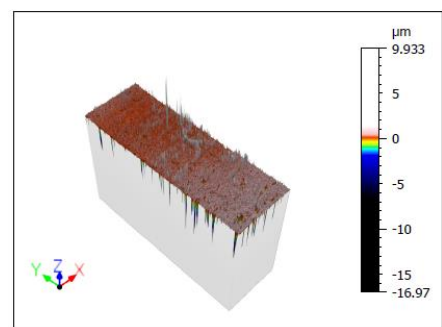
(a) Forma removida, 2D.



(b) Nivelamento, 2D.

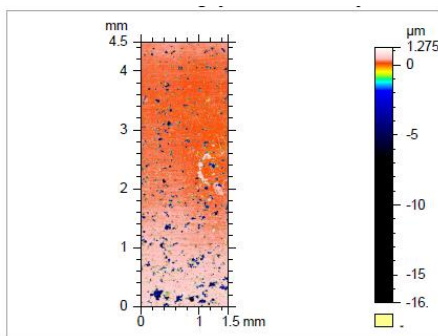


(c) Forma removida, 3D.

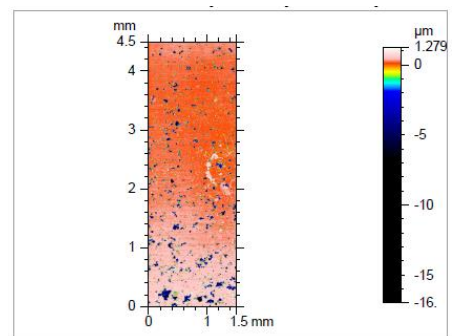


(d) Nivelamento, 3D.

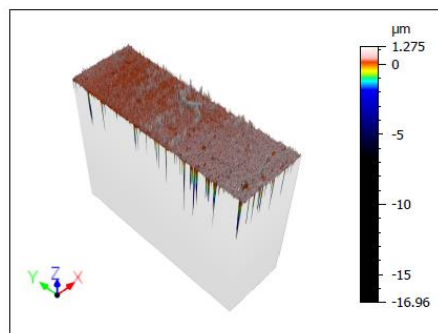
Figura 3. 3 –  $S_B$  com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).



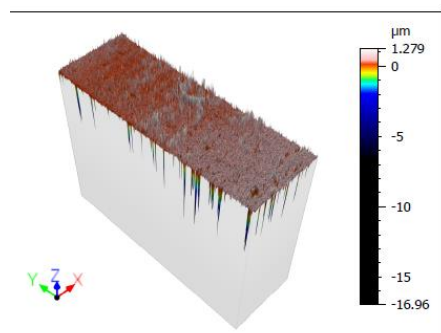
(a) Limiar 0,3%-100%, 2D.



(b) Pontos preenchidos, 2D.

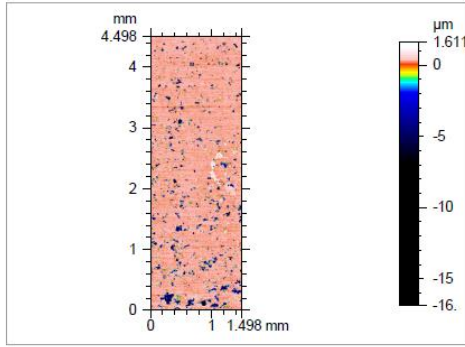


(c) Limiar 0,3%-100%, 3D.

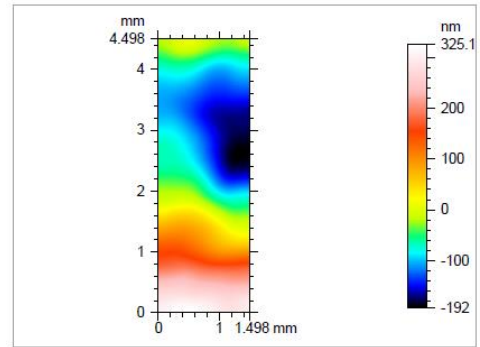


(d) Pontos preenchidos, 3D.

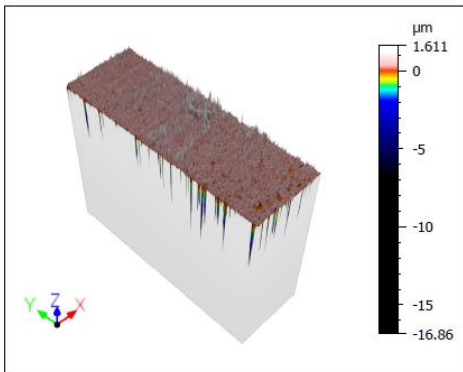
Figura 3. 4 –  $S_B$  com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).



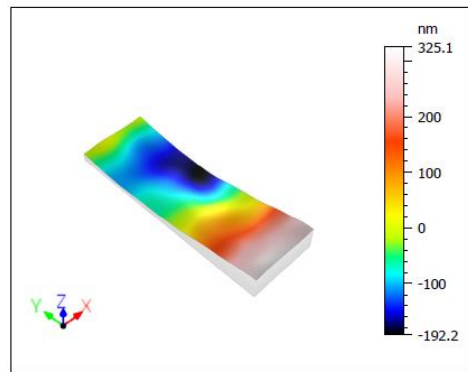
(a) Rugosidade, 2D.



(b) Ondulação, 2D.



(c) Rugosidade, 3D.



(d) Ondulação, 3D.

Figura 3. 5 –  $S_B$  com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).

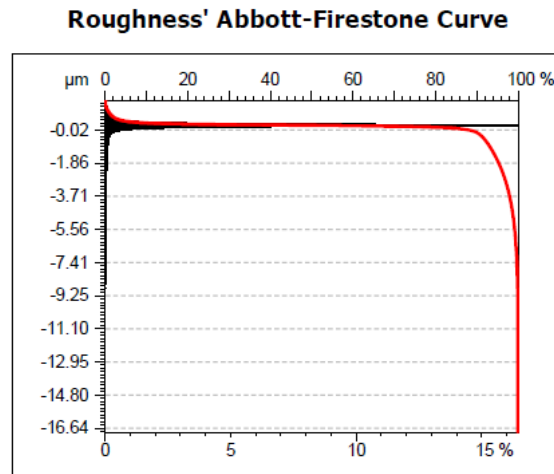


Figura 3. 6 – Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da  $S_B$ .

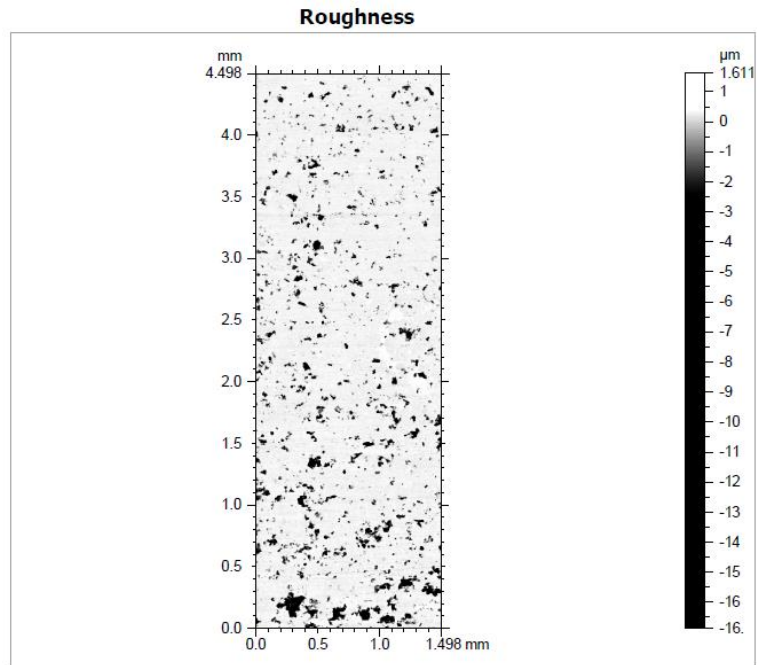


Figura 3. 7 – Perfil de rugosidade da S<sub>B</sub>.

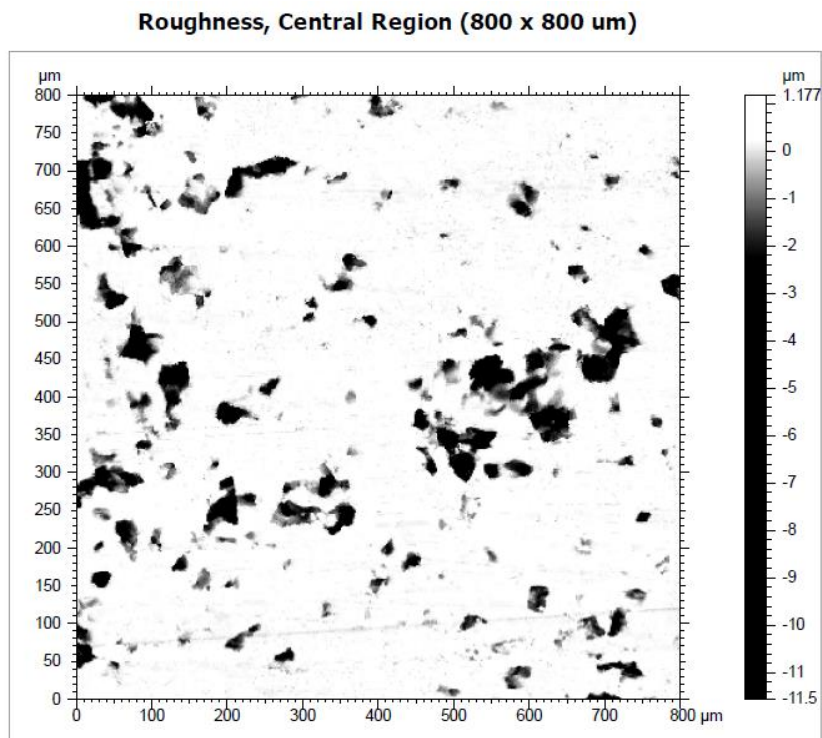


Figura 3. 8 – Recorte do perfil de rugosidade na região central da S<sub>B</sub> (800 x 800 µm).

A Tabela 3.1 apresenta alguns parâmetros dimensionais, funcionais e de altura das superfícies, sendo os dois últimos seguindo a norma ISO 25178 (2021) que regulamenta as especificações e parâmetros geométricos de superfícies. A tabela é dividida entre parâmetro, unidade de medida, o valor para cada superfície e uma breve definição para resumir o significado de cada parâmetro.

Tabela 3. 2 - Parâmetros metrológicos e dimensionais das superfícies de rugosidade calculadas através do Mountains®.

Parâmetro	Unidade	S <sub>B</sub>	S <sub>P</sub>	S <sub>O</sub>	S <sub>V</sub>	Definição
<b>Parâmetros de altura</b>						
S <sub>q</sub>	µm	1,021	1,146	2,352	6,840	Altura média RMS
S <sub>sk</sub>	-	- 5,21	- 6,624	- 3,493	0,901	Assimetria
S <sub>ku</sub>	-	37,57	60,34	15,36	2,705	Curtose
<b>Parâmetros funcionais (Superfícies estratificadas)</b>						
S <sub>k</sub>	µm	0,224	0,170	0,316	3,998	Profundidade da asperidade do núcleo
S <sub>pk</sub>	µm	0,347	0,083	0,482	2,138	Altura reduzida de pico
S <sub>vk</sub>	µm	2,603	2,652	7,149	16,87	Profundidade reduzida de vale
S <sub>mrk1</sub>	%	13,06	9,360	15,45	8,785	Área superior de apoio
S <sub>mrk2</sub>	%	80,72	81,15	79,62	53,35	Área inferior de apoio
S <sub>pq</sub>	-	0,198	0,085	-	-	Asp. média RMS do planalto
<b>Parâmetros Dimensionais</b>						
Eixo X	mm	1,5	1,399	1,349	1,5	Comprimento no eixo X
Eixo Y	mm	4,5	4,5	4,499	4,5	Comprimento no eixo Y
Pontos X	pontos	3039	2836	2735	3039	Malha de pontos no eixo X
Pontos Y	pontos	9117	9117	9116	9117	Malha de pontos no eixo Y

Pode-se notar que o parâmetro S<sub>pq</sub> que representa a altura média das rugosidades somente na região dos platôs é menor para a superfície S<sub>P</sub> se comparada à S<sub>B</sub>, em outras palavras, a superfície S<sub>P</sub> possui região de platô menos rugosa do que



a  $S_B$ . Isso já era esperado, uma vez que a  $S_P$  possui um acabamento de polimento que remove, de forma geral, as asperidades mais acentuadas. No caso das superfícies contendo texturas determinísticas, o programa MountainsMap não conseguiu calcular valores de  $S_{pq}$ , mostrando que o método de cálculo definido na norma ISO 25178 para esse parâmetro não é robusto o suficiente para este tipo de superfícies.

Este ponto reflete uma dificuldade na caracterização topográfica de superfícies texturizadas. Conforme já reportado na literatura, superfícies texturizadas contendo arranjos de microcavidades tendem a deslocar o plano de referência. Em função disso, foi necessário elaborar de uma metodologia para deslocar o plano de referência para o platô da superfície. Nesta etapa, utilizou-se um método de clusterização baseado em um modelo de mistura de gaussianas (Gaussian Mixture Model), conforme descrito em (ALQAHTANI; KALANTAN, 2020). Nesta metodologia, a superfície é representada como uma composição de gaussianas (clusters), em que cada cluster é associado a uma distribuição gaussiana caracterizada por uma frequência de ocorrência de alturas de rugosidades. Foi admitido que as alturas de rugosidade da gaussiana de maior frequência corresponde às regiões de platô da superfície. O plano de referência da superfície é então deslocado de acordo com a média do cluster de maior frequência. Essa redefinição do plano de referência é muito importante para a caracterização adequada do platô da superfície (e.g. determinação de  $S_{pq}^*$ , que corresponde ao desvio padrão da gaussiana de maior frequência), bem como para a definição da separação entre as superfícies necessária para as simulações determinísticas do regime misto de lubrificação. A nova linha de referência (destacado em vermelho nas figuras) está bem abaixo da antiga referência (destacado em azul nas figuras), conforme apresentado nas Figuras 3.9 a 3.12. Isso mostra que esse ajuste permite calcular de forma mais adequada as pressões hidrodinâmicas e de contato em superfícies texturizadas conforme discutido em (PROFITO, 2010).

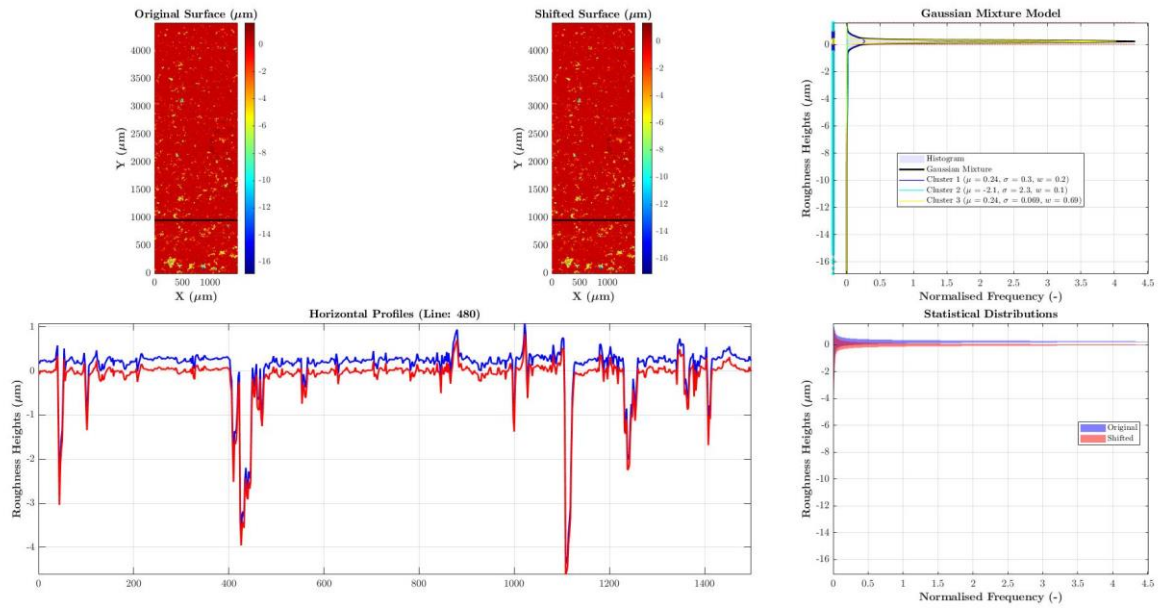


Figura 3. 9 – Mudança de referência da superfície brunida padrão,  $S_B$ .

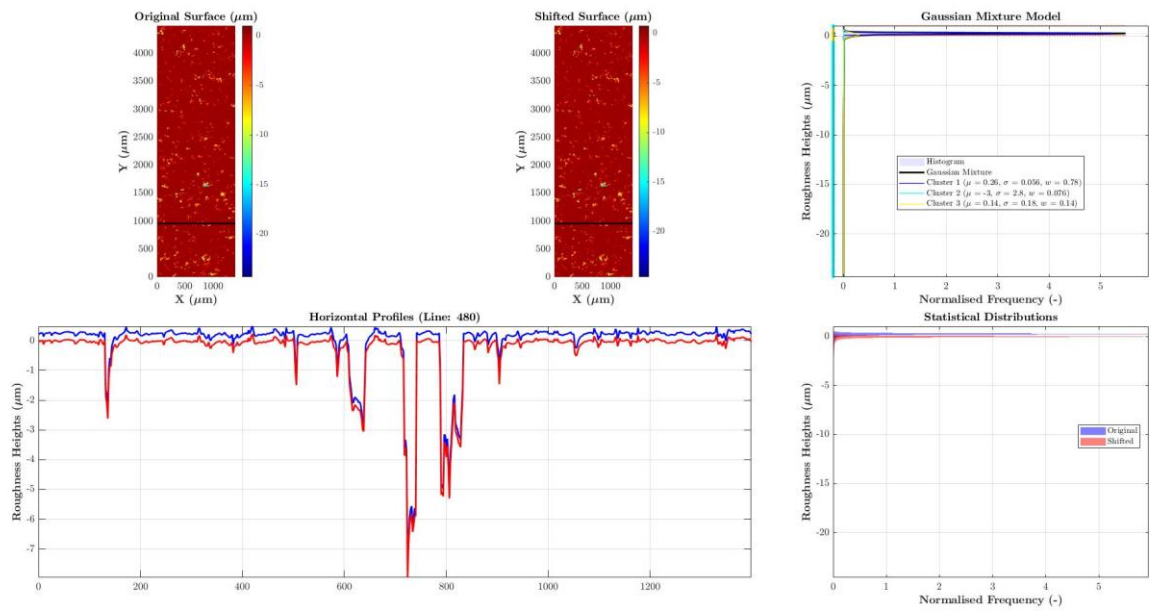


Figura 3. 10 – Mudança de referência da superfície brunida,  $S_P$ .

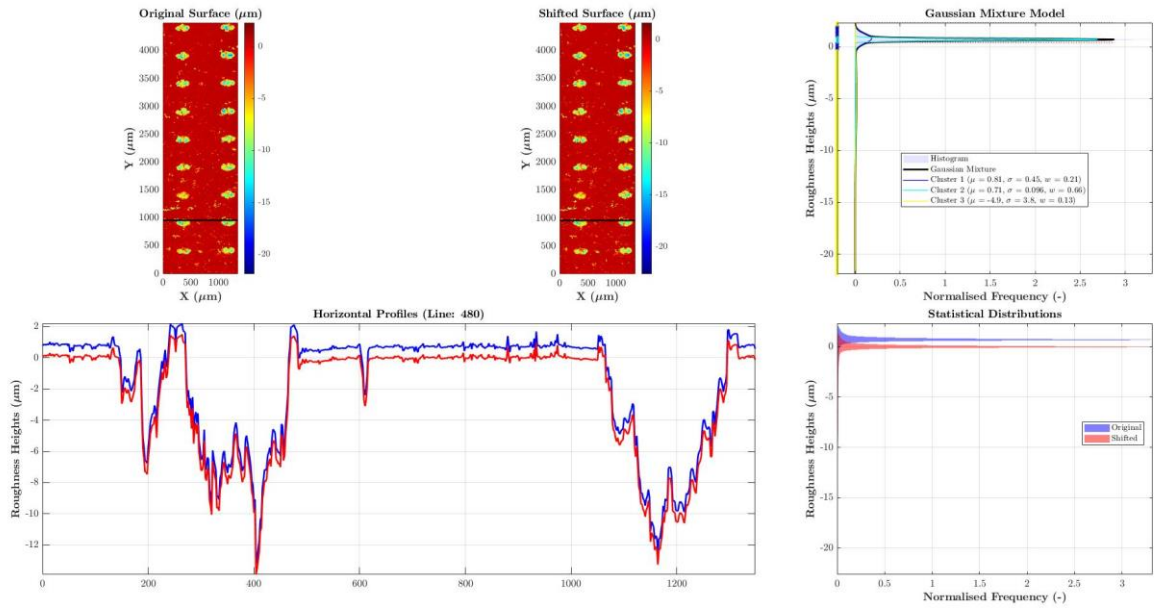


Figura 3. 11 – Mudança de referência da superfície com bolsos elípticos,  $S_o$ .

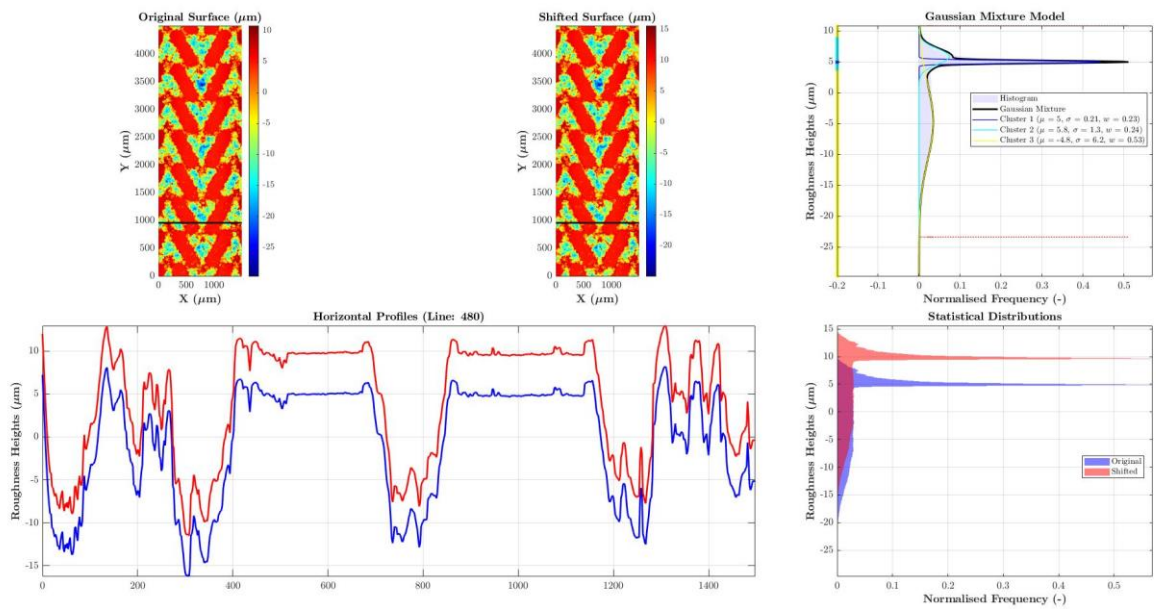


Figura 3. 12 – Mudança de referência da superfície com bolsos em V,  $S_v$ .

Ao redor das texturas, nota-se rebarbas provenientes do processo de texturização que fazem com que as superfícies ao redor das cavidades tenham

protuberâncias, aumentando a rugosidade local, conforme indicado nas Figuras 3.13 e 3.14.

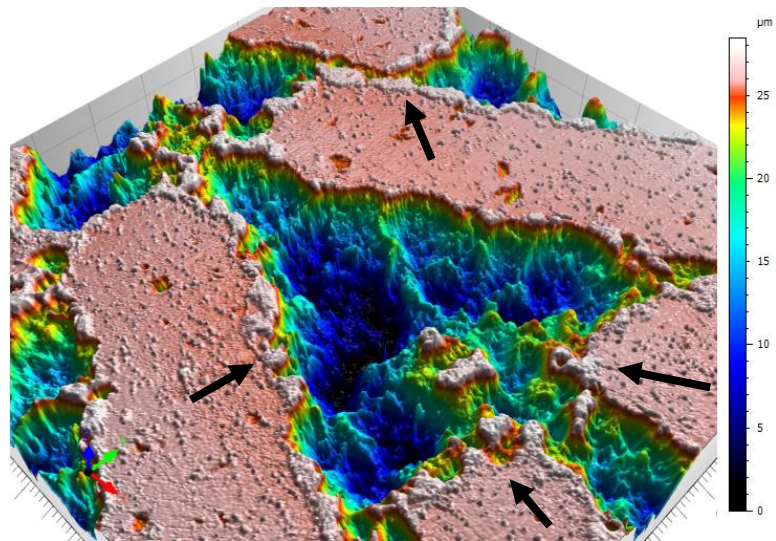


Figura 3. 13 – Detalhe da Superfície  $S_V$  que apresenta protuberâncias ao redor da textura.

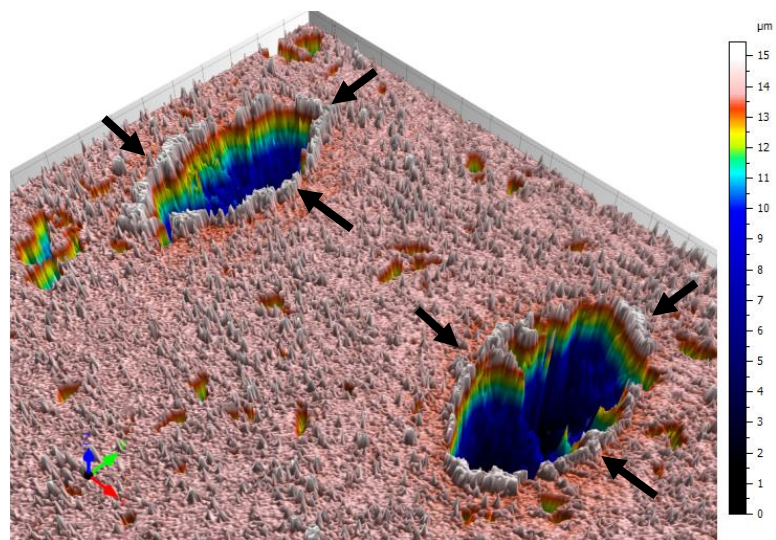


Figura 3. 14 – Detalhe da Superfície  $S_0$  que apresenta protuberâncias ao redor da textura.

Para verificar a influência que as protuberâncias ao redor das texturas possuem no comportamento tribológico das camisas, utilizou-se uma função threshold para remover todas as asperidades que tivessem uma altura superior à média do cluster

correspondente aos platôs (cluster com maior frequência) acrescido de  $6\sigma$ , onde  $\sigma$  representa o desvio padrão das alturas das asperidades na região do platô. Em seguida, aplicou-se uma interpolação entre os pontos vizinhos para preencher os pontos vazios.

Dessa maneira, as superfícies  $S_{BR}$ ,  $S_{PR}$ ,  $S_{OR}$  e  $S_{VR}$  fazem referência às superfícies  $S_B$ ,  $S_P$ ,  $S_O$  e  $S_V$ , respectivamente, com as protuberâncias removidas. Observe-se que para as superfícies  $S_{BR}$ ,  $S_{OR}$  e  $S_{VR}$ , nas Figuras 3.15, 3.17 e 3.18, houve vários pontos onde protuberâncias foram retiradas (na linha azul). Já para a  $S_{PR}$ , Figura 3.16, os pontos não são tão aparentes porque a rugosidade da superfície não é tão grande, devido ao polimento superficial ao qual ela foi submetida durante sua fabricação.

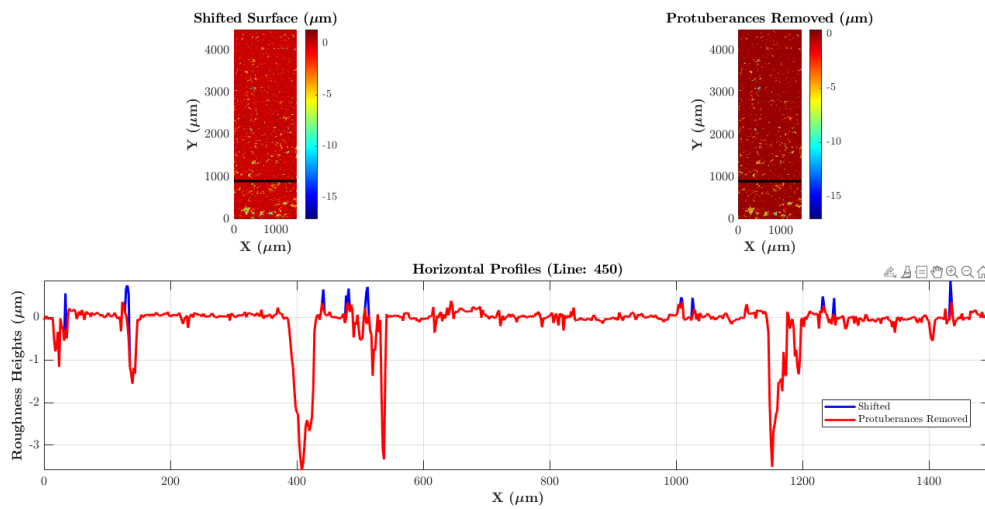


Figura 3. 15 – Remoção das Protuberâncias da  $S_B$  e comparação entre  $S_B$  e  $S_{BR}$ .

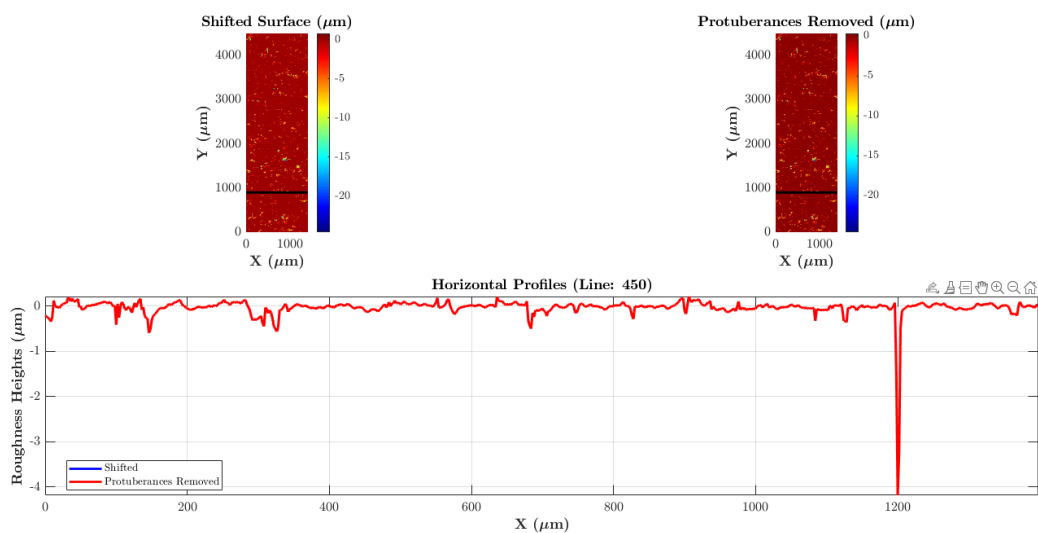


Figura 3. 16 – Remoção das Protuberâncias da  $S_P$  e comparação entre  $S_P$  e  $S_{PR}$ .

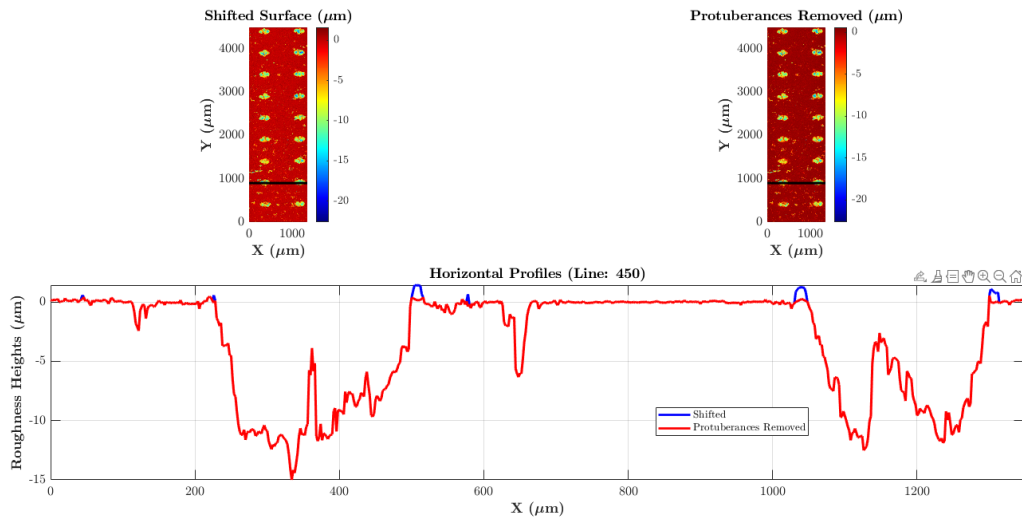


Figura 3. 17 – Remoção das Protuberâncias da  $S_0$  e comparação entre  $S_0$  e  $S_{0R}$ .

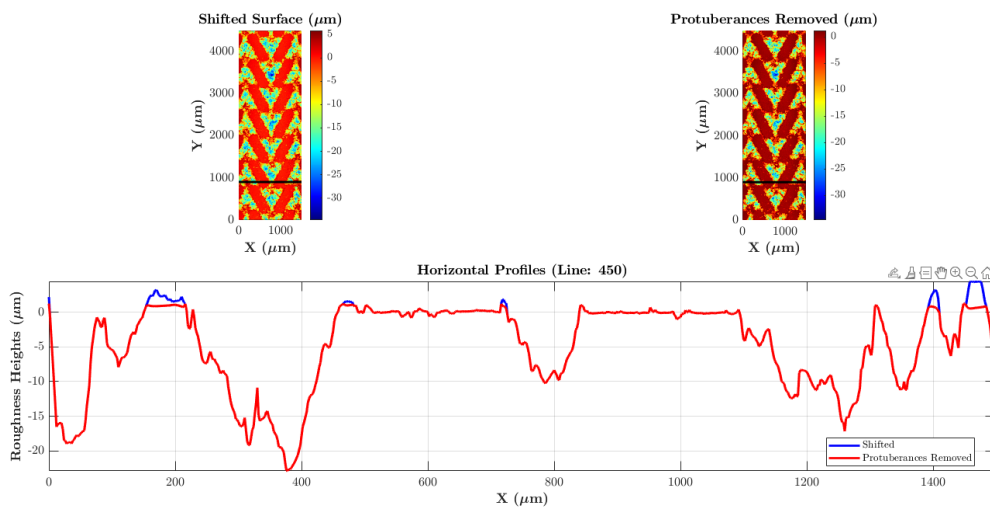


Figura 3. 18 – Remoção das Protuberâncias da  $S_V$  e comparação entre  $S_V$  e  $S_{VR}$ .

Texturas com porcentagens de cobertura excessivas podem reduzir a espessura do filme hidrodinâmico de lubrificação, em particular devido a cavitação excessiva. Por isso, decidiu-se investigar a influência da quantidade de texturização das superfícies  $S_V$  e  $S_{VR}$  através da redução da quantidade de texturas fazendo um recorte utilizando o Matlab em pontos específicos da superfície (Figura 3.19a). Esse recorte remove a texturização de forma alternada e o espaço recordado é preenchido por pontos aleatórios com intervalo de  $\pm S_{pq}^*$  da superfície  $S_{VR}$  em torno do platô, com a finalidade de simular artificialmente uma região com rugosidade. Dessa forma, cria-

se um modelo modificado com texturização em V, mas com uma densidade texturizada menor, denominada de  $S_{VM}$  (Figura 3.19b). É importante ressaltar que essa modificação foi feita a partir da superfície  $S_{VR}$ , portanto, além de ter a organização das texturas modificada, também possui a remoção das protuberâncias.

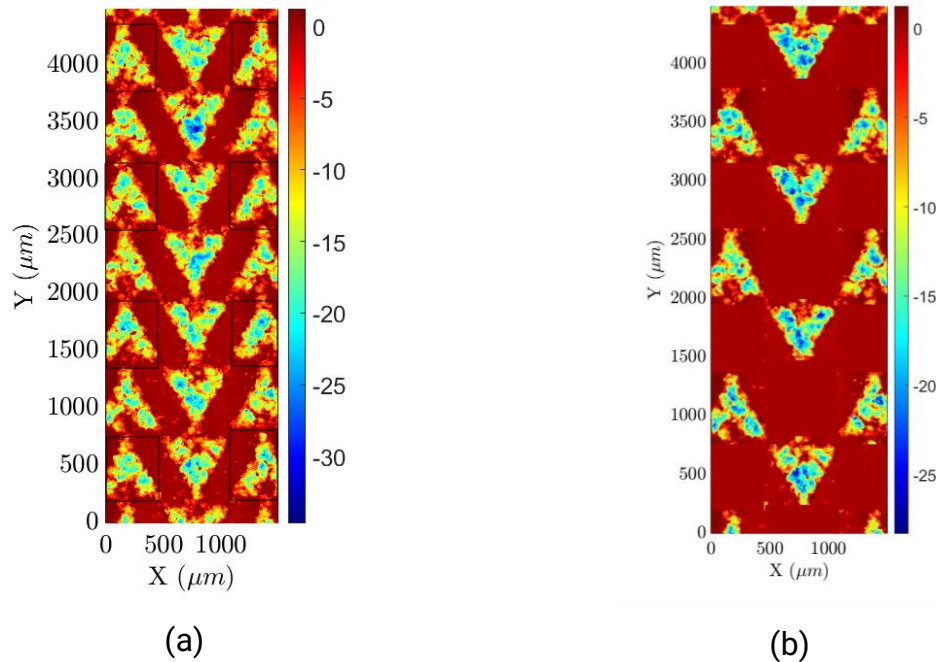


Figura 3. 19 – Pontos de recorte (a) e a superfície modificada  $S_{VM}$  (b).

A Tabela 3.3 resume as siglas de todas as superfícies que foram trabalhadas neste estudo.

Tabela 3. 3 –Resumo das siglas de todas as superfícies.

Sigla	Superfície
$S_B$	Superfície brunida (padrão)
$S_P$	Superfície brunida com platôs polidos e padrão de sulcos.
$S_O$	Superfície com texturização elíptica.
$S_V$	Superfície com texturização em V.
$S_{BR}$	Superfície brunida com protuberâncias removidas.
$S_{PR}$	Superfície brunida com polimento com protuberâncias removidas.
$S_{OR}$	Superfície com texturização elíptica com protuberâncias removidas.
$S_{VR}$	Superfície com texturização em V com protuberâncias removidas.
$S_{VM}$	Superfície com texturização em V Modificada.

# CAPÍTULO IV

## SIMULAÇÕES DETERMINÍSTICA

Este capítulo é dividido em duas partes. A primeira parte se refere ao estudo da tribologia de motores de combustão interna para justificar os valores de velocidades que foram estudados neste trabalho. Já a segunda se refere ao programa que foi utilizado para realizar a simulação determinística.

### **4.1 – Velocidades Utilizadas nas Simulações Determinísticas**

Os motores dois tempos aqui estudados operam principalmente em duas condições de rotação: 9.500 RPM e 13.500 RPM. As Figuras 4.2 e 4.3 mostram gráficos da relação entre o ângulo do virabrequim (graus) com a velocidade axial do pistão. A velocidade vai aumentando de acordo com o aumento do ângulo do virabrequim, até atingir um ponto máximo e começa a diminuir até o zero, completando assim um curso. Logo após, o próximo curso se inicia, em sentido contrário, ou seja, em velocidade negativa, porém com mesmo módulo. Os gráficos são representativos de motores reais. A partir desses gráficos, foram determinados seis valores de velocidade para serem simulados.



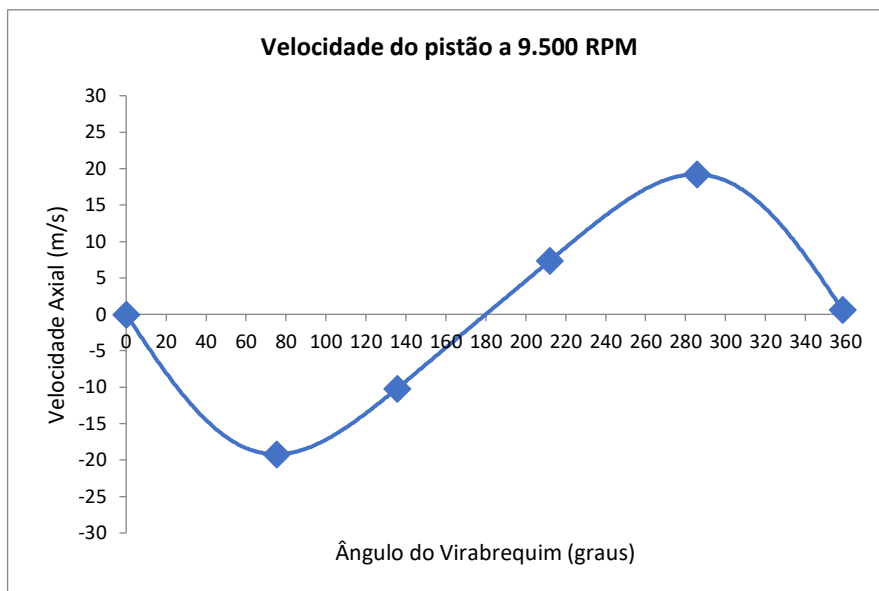


Figura 4. 1 – Gráfico da velocidade do pistão a 9.500 RPM.

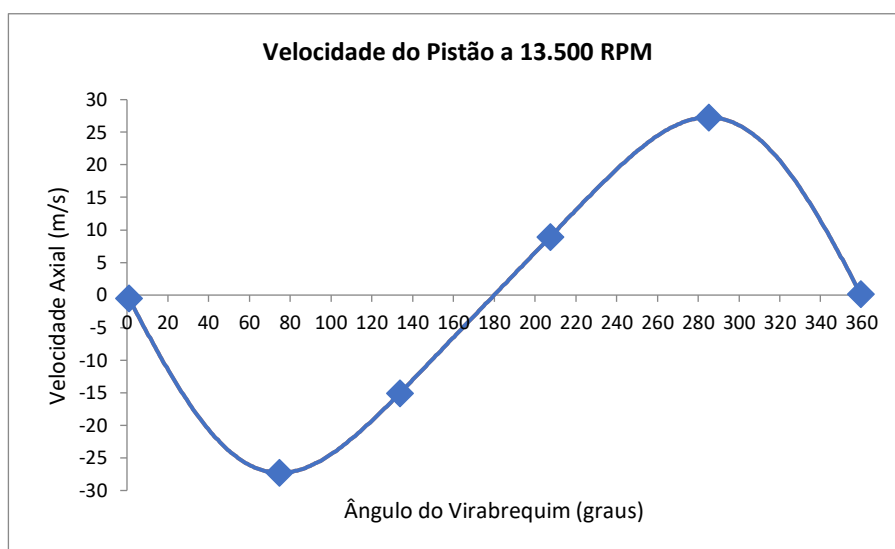


Figura 4. 2 – Gráfico da velocidade do pistão a 13.500 RPM.

A Tabela 4.1 mostra todas as velocidades que foram escolhidas a partir dos gráficos de operação do pistão.

Tabela 4. 1 – Velocidades Utilizadas nas Simulações Determinísticas

Rotação	9500 RPM	13500 RPM
Velocidades	-0,236 m/s	-0,477 m/s
	-19,195 m/s	-27,277 m/s
	-10,290 m/s	-14,564 m/s
	7,221 m/s	10,241 m/s
	19,195 m/s	27,277 m/s
	0,137 m/s	0,212 m/s

Os pontos de velocidades foram estrategicamente selecionados, pois em cada região do par pistão-cilindro pode prevalecer um determinado regime de lubrificação. Na região central, as velocidades são maiores, fazendo com que o regime hidrodinâmico seja o principal. Já nos Pontos Morto Inferior e Superior, as velocidades são próximas de zero. Por causa das velocidades baixas, é comum que o sistema opere no regime de lubrificação limítrofe ou misto, sendo suscetível ao rompimento do filme lubrificante e fazendo com que as superfícies sejam afetadas pelo *scuffing* (VALE, 2016). A texturização, inclusive, pode auxiliar o sistema a ter um melhor desempenho e aumentar a resistência ao *scuffing* (ETSION; HALPERIN; BECKER, 2006).

## 4.2 – Simulação Determinística

A simulação determinística tem como característica a utilização de parâmetros de entrada conhecidos, ou seja, eles não estão sujeitos à incerteza, e permite calcular um conjunto de resultados (BOGONI, 2009).

Para as simulações determinísticas, utilizou-se o programa SurfLUB descrito em (PROFITO, 2016) que resolve a equação de Reynolds modificada proposta por Elrod-Adams para o cálculo da pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Veja as seções 2.4 e 2.5 para mais detalhes dos modelos matemáticos

implementados no programa SurfLab. As simulações são realizadas em uma malha de 251 x 376 pontos fixos. As superfícies são divididas em fatias de forma que seja possível utilizar a malha fixa e, posteriormente, calcular os resultados para cada uma das fatias. O critério utilizado para dimensionar as fatias foi que elas tivessem uma largura aproximadamente correspondente à largura dos anéis do sistema pistão-cilindro, ou seja, 1,2 mm. Ao todo, foram utilizadas 23 divisões para segmentar as superfícies, onde uma fatia pode ter valores interpolados para manter a proporção fixa da malha. A Figura 4.6 apresenta as divisões das superfícies principais, antes da remoção das protuberâncias, e da superfície modificada  $S_{VM}$ . As divisões das superfícies após a remoção das protuberâncias são similares às primeiras e, portanto, o autor se absteve de apresentá-las.

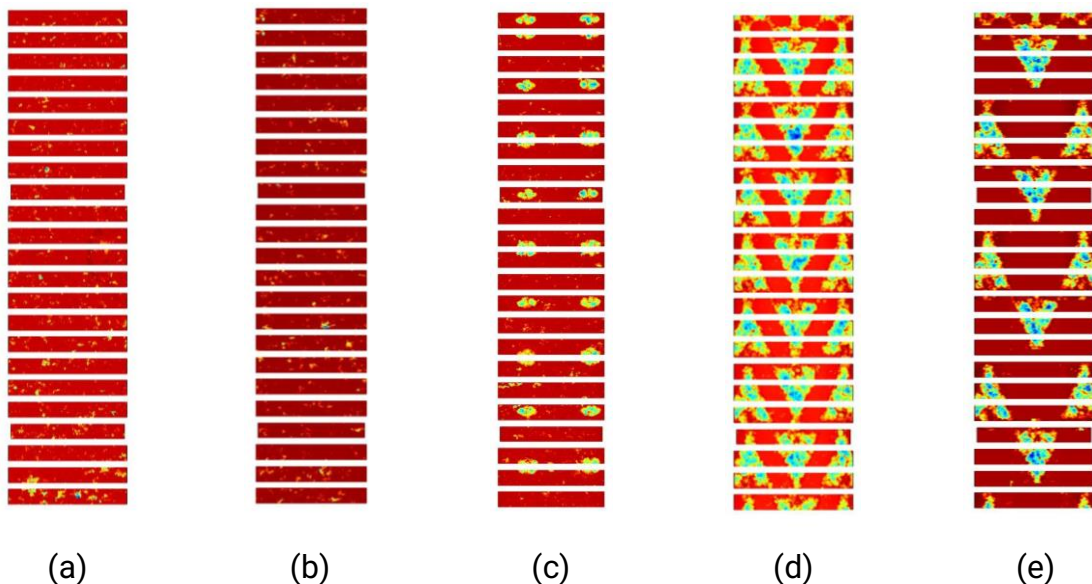


Figura 4. 3– Ilustração das fatias das superfícies  $S_B$  (a),  $S_P$  (b),  $S_O$  (c),  $S_V$  (d),  $S_{VM}$  (e).

O parâmetro adimensional  $\Lambda$  (Eq. 4.1) representa a espessura específica do filme lubrificante. O termo  $h_m$  é a separação média entre uma superfície plana e lisa e o plano de referência da superfície rugosa, conforme ilustrado na Figura 4.5. O termo, o termo  $S_{pq}^*$  é calculado após a definição das regiões de platôs conforme a metodologia proposta no Capítulo III.

$$\Lambda = \frac{h_m}{S_{pq}^*} \quad (4.1)$$

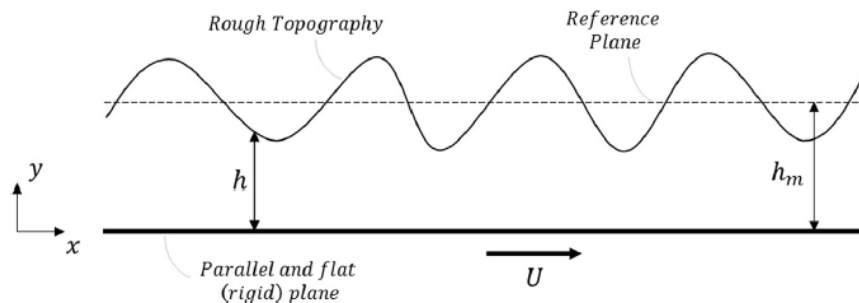


Figura 4. 4 – Separação entre a superfície plana e lisa e a superfície rugosa e os planos de referência.

Fonte: PROFITO, 2016.

Os resultados foram obtidos para cada uma das velocidades de operação da Tabela 4.1 utilizando um coeficiente de viscosidade dinâmica  $\mu = 0,0118$  Pas (óleo 2T – Castrol 8017H a 100 °C). Uma variação de separação entre  $0 < \Lambda < 5$  é adotada para que o sistema simule todos os regimes de lubrificação.

Como as superfícies foram simuladas por fatias, os resultados obtidos são as resoluções das equações para cada uma das fatias. Assim, é possível encontrar a pressão hidrodinâmica média e a tensão de cisalhamento hidrodinâmica média e a pressão de contato média e a tensão de cisalhamento de contato média para cada fatia resolvendo a equação modificada de Reynolds para o modelo de Elrod-Adams (Equações 2.8, 2.11 a 2.14) e o modelo de contato (Equações 2.15 e 2.16). Os resultados são obtidos para cada superfície em cada uma das velocidades (Tabela 4.1).

A Figura 4.6 apresenta os resultados para a velocidade de 7,221 m/s, rotação de 9.500 RPM para a superfície  $S_B$ . Cada ponto azul é um resultado médio de uma fatia. Assim, os pontos azuis representam a pressão hidrodinâmica média ( $P_H$ ), da tensão de cisalhamento hidrodinâmico média ( $\tau_H$ ), da pressão de contato de asperidades média ( $P_{ASP}$ ) e da tensão de contato de asperidades média ( $\tau_{ASP}$ ) para

uma fatia e podem ser calculadas pelas Equações 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, respectivamente. A linha vermelha é uma curva de ajuste que representa o resultado global da superfície nessa velocidade.

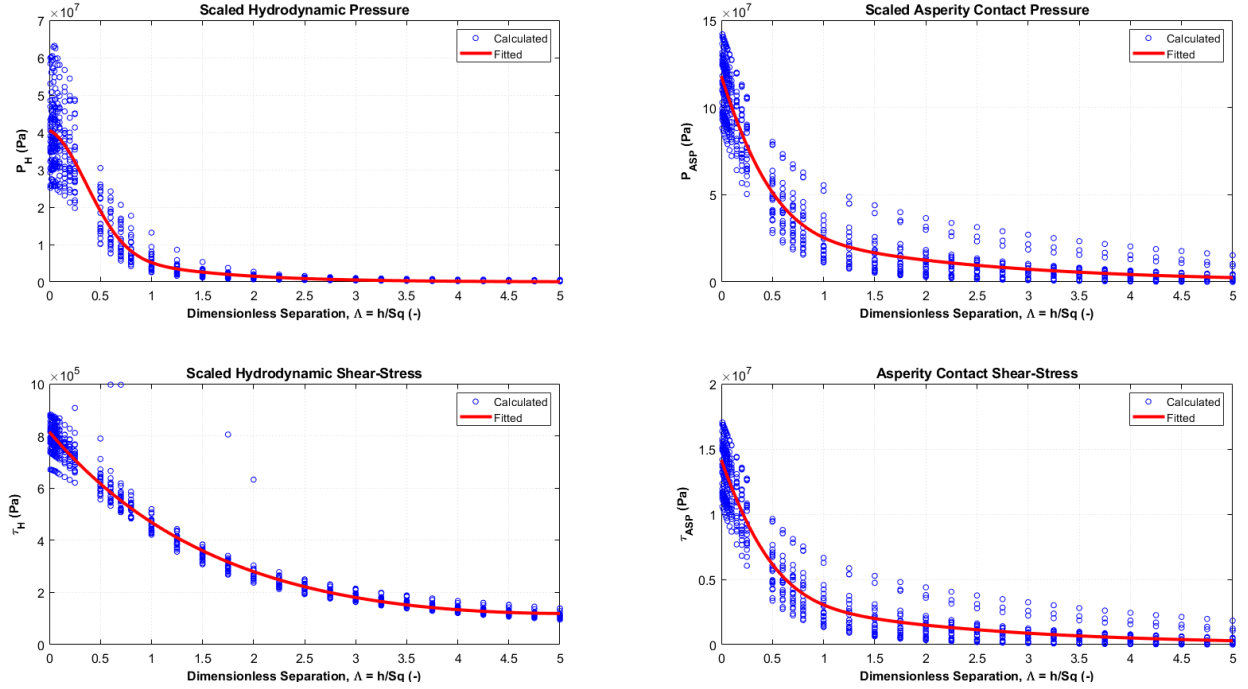


Figura 4. 5 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

$$P_H(\Lambda) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N P_{H_i} \quad (4.2)$$

$$\tau_H(\Lambda) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \tau_{H_i} \quad (4.3)$$

$$P_{ASP}(\Lambda) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N P_{ASP_i} \quad (4.4)$$

$$\tau_{ASP}(\Lambda) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \tau_{ASP_i} \quad (4.5)$$

O termo  $N$  nas Equações 4.2 a 4.5 se refere ao total de números de pontos da superfície. As curvas de ajuste utilizadas neste trabalho foram geradas no MATLAB através do pós-processamento dos resultados das simulações, utilizando as funções exponenciais ou distribuição gaussiana, sendo analisado caso a caso para que seja feita o melhor ajuste possível. Os resultados das simulações para cada uma das superfícies em todas as velocidades podem ser encontrados no Anexo B.

# CAPÍTULO V

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo aborda os resultados e as discussões dos resultados obtidos neste trabalho a partir da simulação determinística de lubrificação mista de quatro superfícies texturizadas e cinco de suas variantes em doze diferentes velocidades que representam o curso do sistema pistão-cilindro de um motor de combustão interna dois tempos.

O capítulo está organizado em quatro diferentes partes. No tópico 5.1, são apresentados os dados de asperidade que foram obtidos através do SurfLUB para cada uma das superfícies. Depois, no item 5.2, é feita uma discussão sobre os resultados hidrodinâmicos das superfícies originais, ou seja, antes da remoção das protuberâncias. Logo após, em 5.3, são analisados os gráficos das superfícies após a remoção de protuberâncias e modificadas. No item 5.4, foi feita uma comparação entre estes dois últimos itens.

É importante ressaltar que o objetivo deste trabalho é analisar de forma qualitativa tendências evidenciadas pelos resultados, que poderão ser levadas em consideração para a escolha do acabamento superficial mais adequado durante a produção em larga escala de um motor de combustão interna.

## 5.1 – Resultados de Contato das Asperidade

Através do SurfLUB é possível calcular o valor de  $S_{pq}^*$  para cada uma das superfícies. Esse parâmetro é associado à rugosidade da superfície efetiva de apoio (na região dos platôs), que é influenciada pelo processo de fabricação da superfície. Deve-se lembrar que para o cálculo do valor de  $S_{pq}^*$  as superfícies passaram por um deslocamento do plano de referência após a aplicação de um modelo de mistura de gaussianas, conforme descrito na no Capítulo III.

A Tabela 5.1 apresenta os valores de  $S_{pq}^*$  para cada uma das superfícies.

Tabela 5. 1 – Dados de  $S_{pq}^*$  para cada superfície

Superfície	$S_{pq}^*$ [ $\mu\text{m}$ ]
S <sub>B</sub>	0,148
S <sub>P</sub>	0,065
S <sub>O</sub>	0,213
S <sub>V</sub>	6,821
S <sub>BR</sub>	0,094
S <sub>PR</sub>	0,065
S <sub>OR</sub>	0,134
S <sub>VR</sub>	0,490
S <sub>VM</sub>	0,300

Das superfícies iniciais, a S<sub>P</sub> é a que possui o menor valor, uma vez que ela possui o processo de polimento superficial adicional de brunimento; seguida pela S<sub>B</sub>, na qual o processo brunimento remove as asperezas mais acentuadas; posteriormente, as superfícies S<sub>O</sub> e S<sub>V</sub> que passaram pelo processo de texturização determinística que deixaram rebarbas na superfície, principalmente pela superfície com texturização em V, pela quantidade de textura que ela possui. Ao comparar a superfície S<sub>P</sub> com a S<sub>PR</sub>, não há uma mudança significativa no valor do  $S_{pq}^*$ . No entanto, ao comparar as demais, há uma expressiva alteração. Os valores do  $S_{pq}^*$  diminuiram



em 36,5% para a superfície brunida (padrão) com remoção de protuberâncias  $S_{BR}$  se comparada a  $S_B$  e 37,1% para as superfícies com bolsos elípticos  $S_O$  e  $S_{OR}$ . A superfície com textura em V,  $S_V$ , foi a que teve um maior percentual de redução do valor, em 92,8% e 95,6% se comparado às superfícies  $S_{VR}$  e  $S_{VM}$ , respectivamente.

A Figura 5.1 apresenta os resultados da Pressão de Contato da Asperidade Média e da Tensão de Cisalhamento de Contato de Asperidade Média para todas as superfícies em diferentes separações que são calculadas a partir das Equações 4.15 e 4.16.

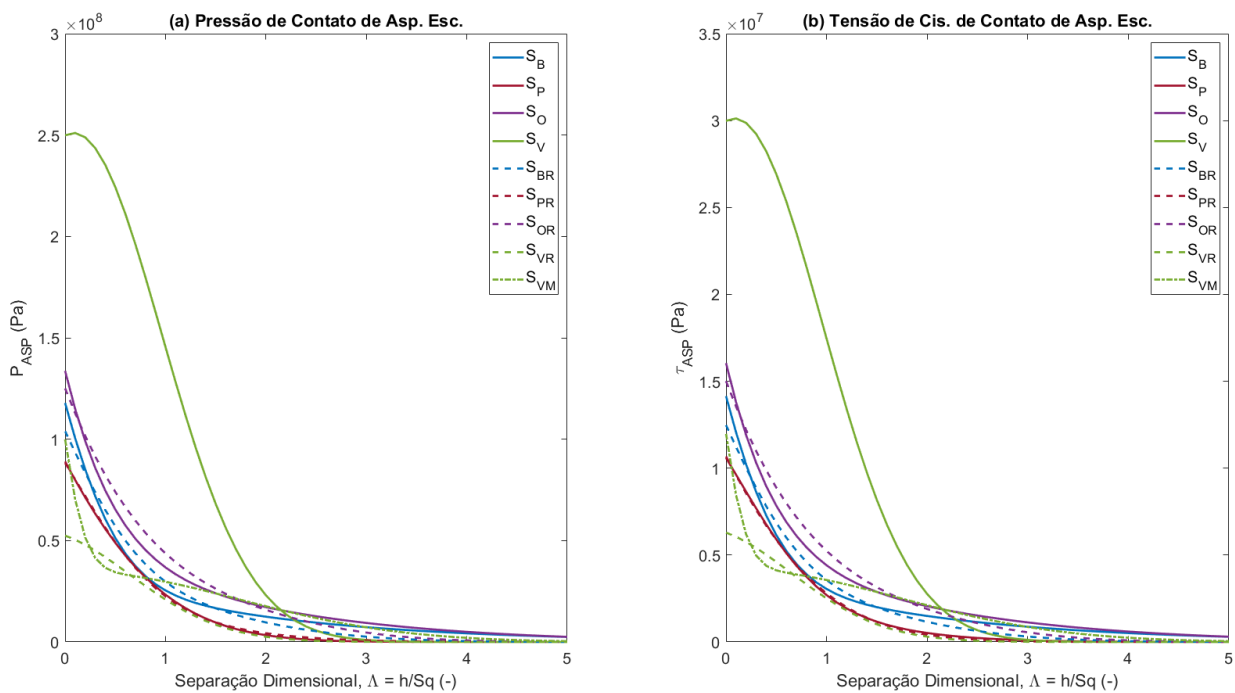


Figura 5. 1 – Pressão de Contato de Asperidade Média (a) e Tensão de Cisalhamento de Contato Média para todas as superfícies.

A superfície  $S_V$  se destaca com os maiores valores em magnitude, o que era esperado devido às suas protuberâncias, assim como destacou-se para os valores de  $S_{pq}^*$  na Tabela 5.1. Em seguida, em ordem decrescente, segue as superfícies  $S_O$ ,  $S_B$  e  $S_P$ , novamente seguindo a tendência observada para os valores de  $S_{pq}^*$ . Em relação à remoção das protuberâncias, praticamente não houve variação entre a  $S_P$  e  $S_{PR}$ ; no entanto, as superfícies  $S_{BR}$  e  $S_{OR}$  têm valores que intercalam entre maiores e menores,

ao comparar com as superfícies  $S_B$  e  $S_0$ , respectivamente. Provavelmente, essa variação se dá porque os resultados são globais, a partir de uma aproximação de diferentes fatias. Os menores valores para  $S_{VR}$  e  $S_{VM}$  podem ser justificados devido à remoção das altas protuberâncias e por serem as superfícies com menor área de platô devido à elevada fração de cobertura das texturas.

## 5.2 – Resultados Hidrodinâmicos para Superfícies com Protuberâncias

Os resultados das superfícies originais, ou seja, antes da remoção das protuberâncias estão apresentados neste item. Para facilitar a visualização das curvas de pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico, o autor decidiu agrupar os que mostram as curvas para as velocidades mais baixas, velocidades intermediárias e velocidades mais altas. Ainda, o autor utiliza as abreviações P.H.E. para Pressão Hidrodinâmica Média e T.C.H.E. para Tensão de Cisalhamento Média.

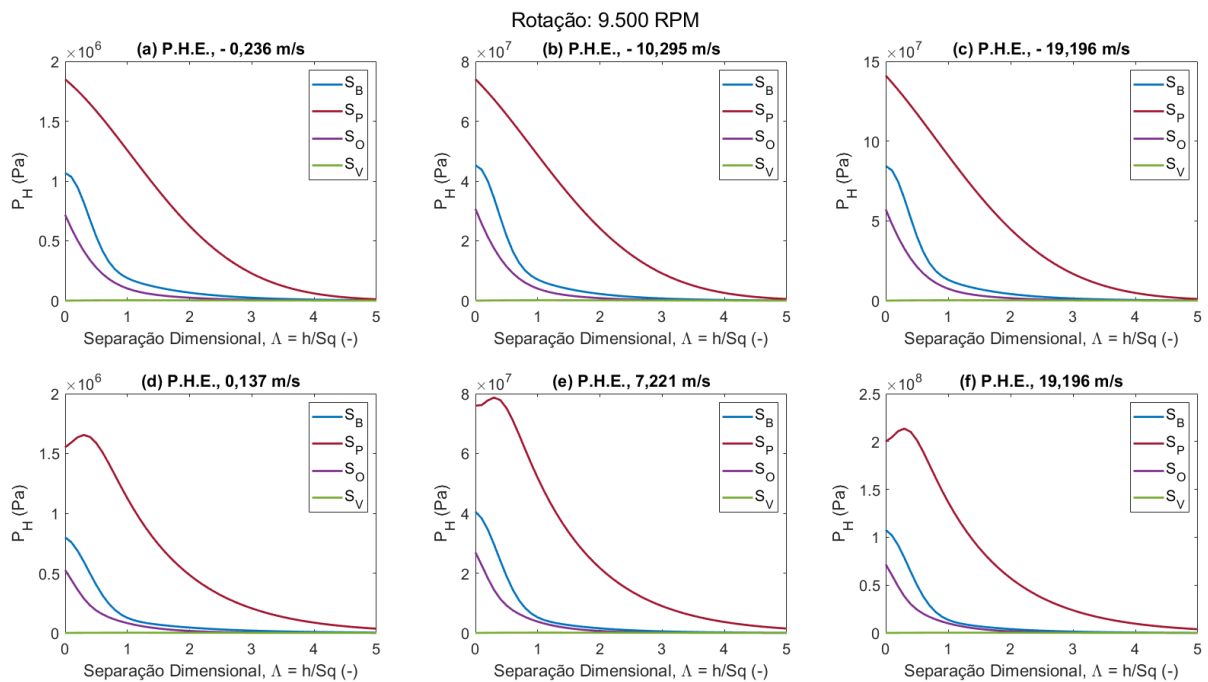


Figura 5. 2 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de - 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies com protuberâncias.

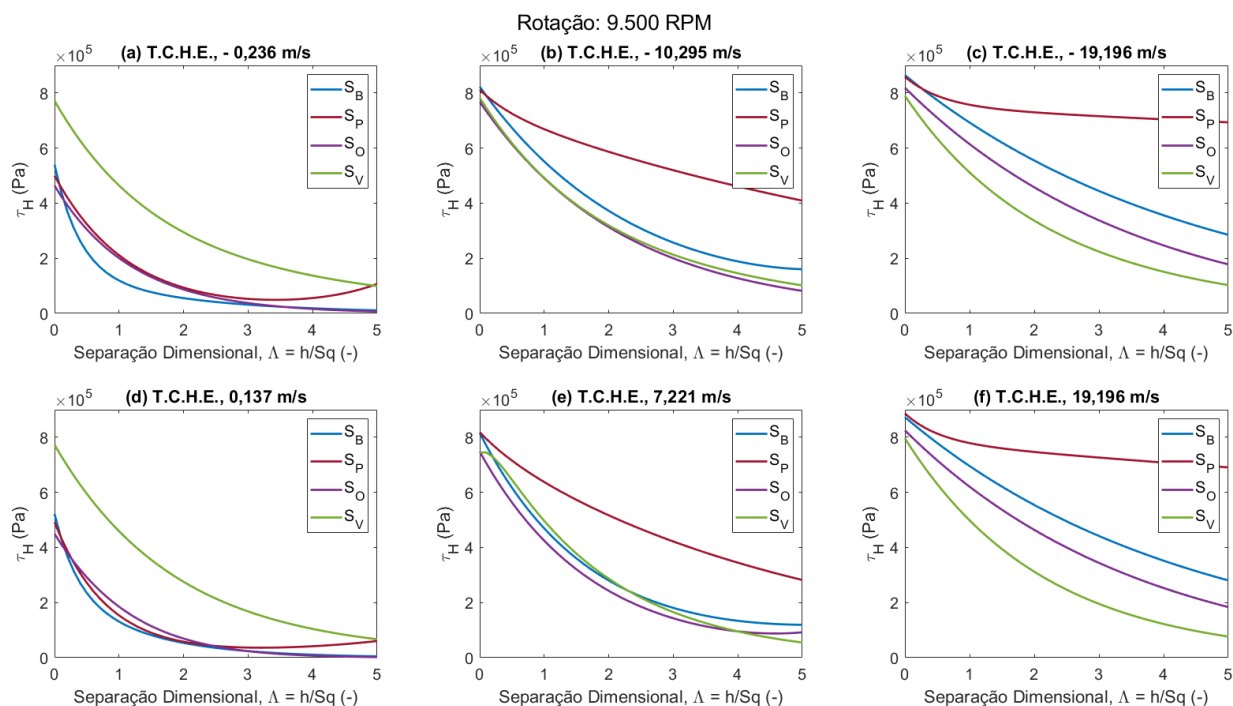


Figura 5.3 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de - 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies com protuberâncias.

A Figura 5.2 apresenta os resultados da pressão hidrodinâmica e do cisalhamento hidrodinâmico escalonados para as separações de  $0 \leq \Lambda \leq 5$ . A faixa de separação de  $0 \leq \Lambda \leq 3$  é utilizada para melhor visualizar os resultados em lubrificação mista (PROFITO 2016). Independentemente da velocidade, a superfície  $S_P$  gerou o maior valor de pressão hidrodinâmica, seguido pelas superfícies  $S_B$ ,  $S_O$  e  $S_V$ . O que se observa em relação à mudança de velocidade para estas superfícies se restringe apenas à mudança de magnitude da pressão hidrodinâmica, que é menor nas velocidades mais baixas e maior para as velocidades mais altas. A superfície  $S_V$  obteve os valores mais baixos de pressão hidrodinâmica, quando compara às demais superfícies, devido à sua alta rugosidade e ao excesso de texturização superficial.

Já para o cisalhamento hidrodinâmico (Figura 5.3), os resultados foram mais diversos. Para superfícies  $S_P$ ,  $S_B$  e  $S_O$ , houve um aumento do cisalhamento com o aumento da magnitude da velocidade. A superfície  $S_P$  teve uma grande variação, tendo um valor intermediário para as pequenas velocidades e aumentando até ser atingido o maior valor para as velocidades mais altas. Em velocidade mais baixas, gera-se uma

tensão de cisalhamento hidrodinâmico menor e, por outro lado, uma maior velocidade gera uma maior tensão de cisalhamento.

A superfície  $S_V$  apresentou valores mais baixos de pressão hidrodinâmica que, muito provavelmente, não sustenta um regime de lubrificação hidrodinâmico, operando sempre no regime misto de lubrificação, o que gerou um cisalhamento constante em todas as velocidades.

As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam os resultados para as mesmas superfícies para as velocidades na rotação de 13.500 RPM. A análise é análoga as velocidades de 9.500 RPM, pois o comportamento das curvas em cada velocidade é similar.

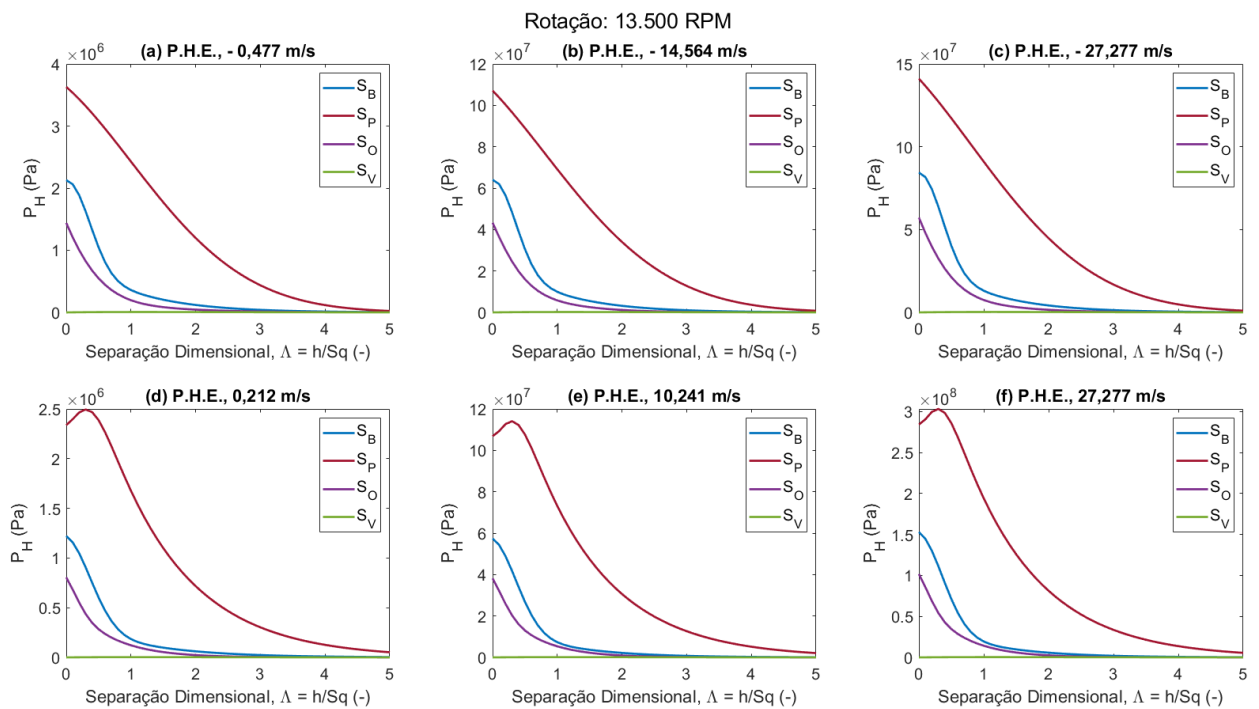


Figura 5. 4 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies com protuberâncias.

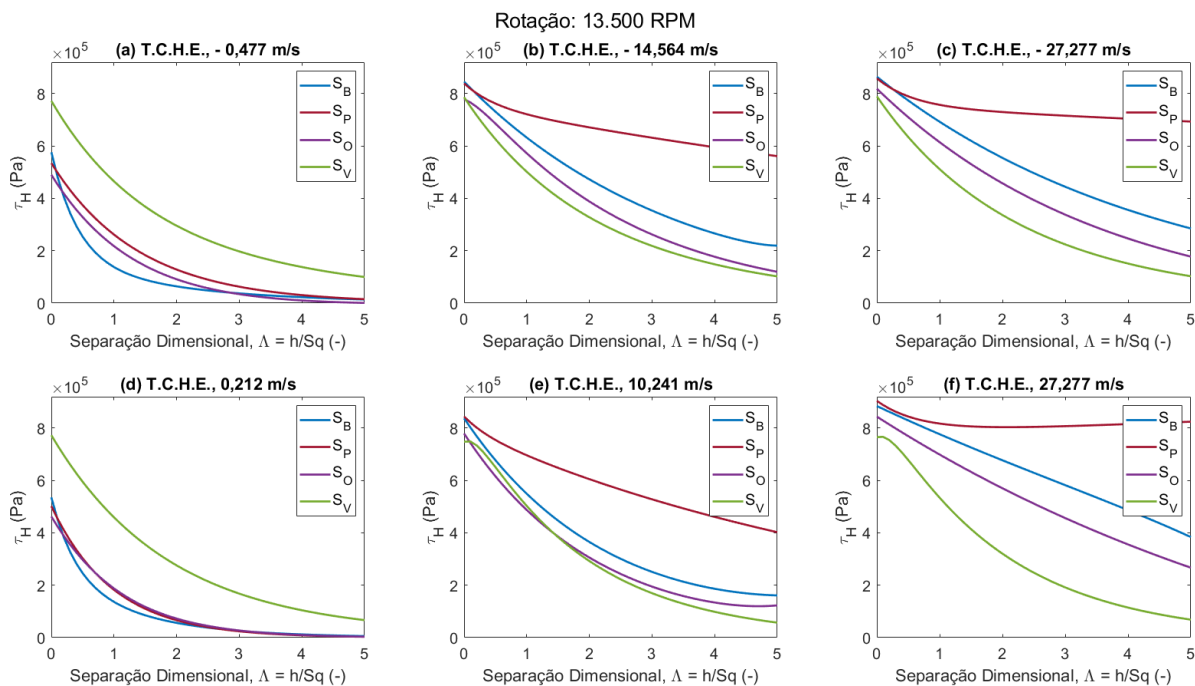


Figura 5. 5 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies com protuberâncias.

### 5.3 – Resultados Hidrodinâmicos para Superfícies sem Protuberância e Modificada

As Figuras 5.6 a 5.9 mostram os resultados apenas para as superfícies com a remoção das protuberâncias e modificadas. O autor organizou os resultados da mesma forma, apresentando os gráficos da Pressão Hidrodinâmica Média e Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Média.

A pressão hidrodinâmica, em todas as velocidades, seguiu a seguinte ordem decrescente de magnitude:  $S_{PR}$ ,  $S_{BR}$ ,  $S_{OR}$ ,  $S_{VM}$  e  $S_{VR}$ . Essa tendência igualmente foi observada no item anterior, em relação às superfícies originais. Ressalva-se, no entanto, que a superfície modificada  $S_{VM}$  obteve uma pressão hidrodinâmica maior para a separação de  $0 \leq \Lambda \leq 0,7$  se comparada com a superfície  $S_{VR}$ , mostrando que, para menores separações, há uma geração de pressão hidrodinâmica devido a uma maior área de platô. Em relação ao cisalhamento hidrodinâmico, há um aumento de

acordo com o aumento da velocidade em todos os casos, também de forma similar às superfícies originais.

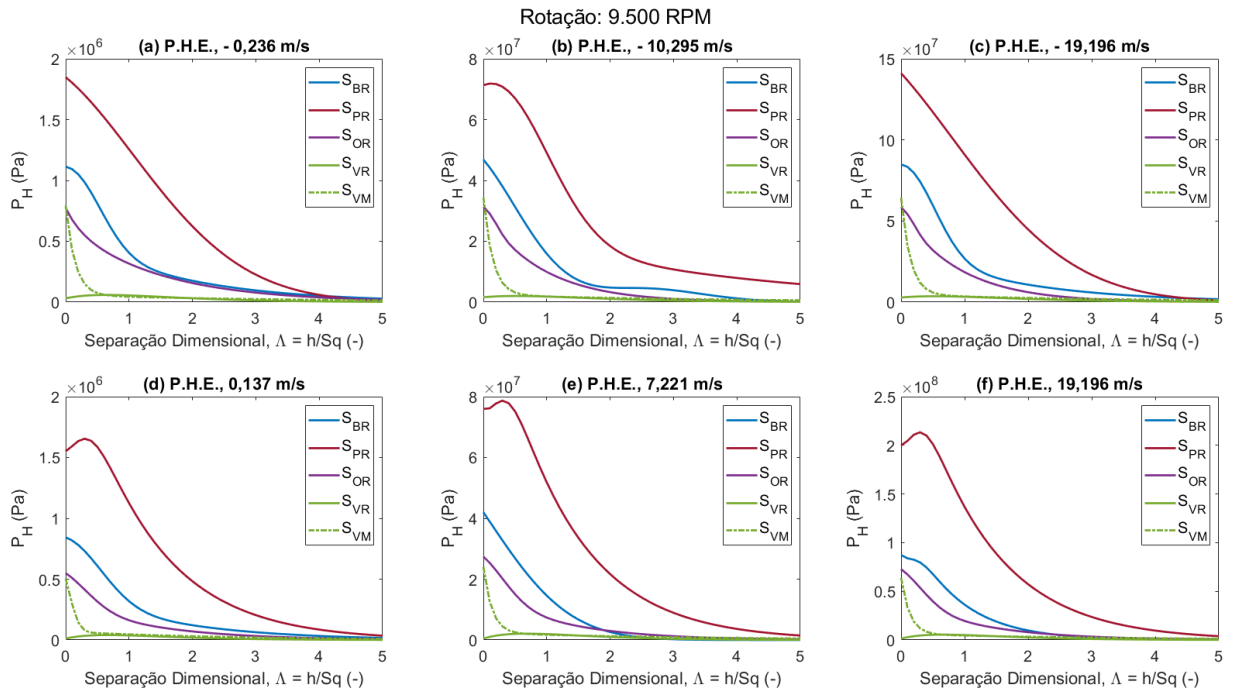


Figura 5. 6 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada.

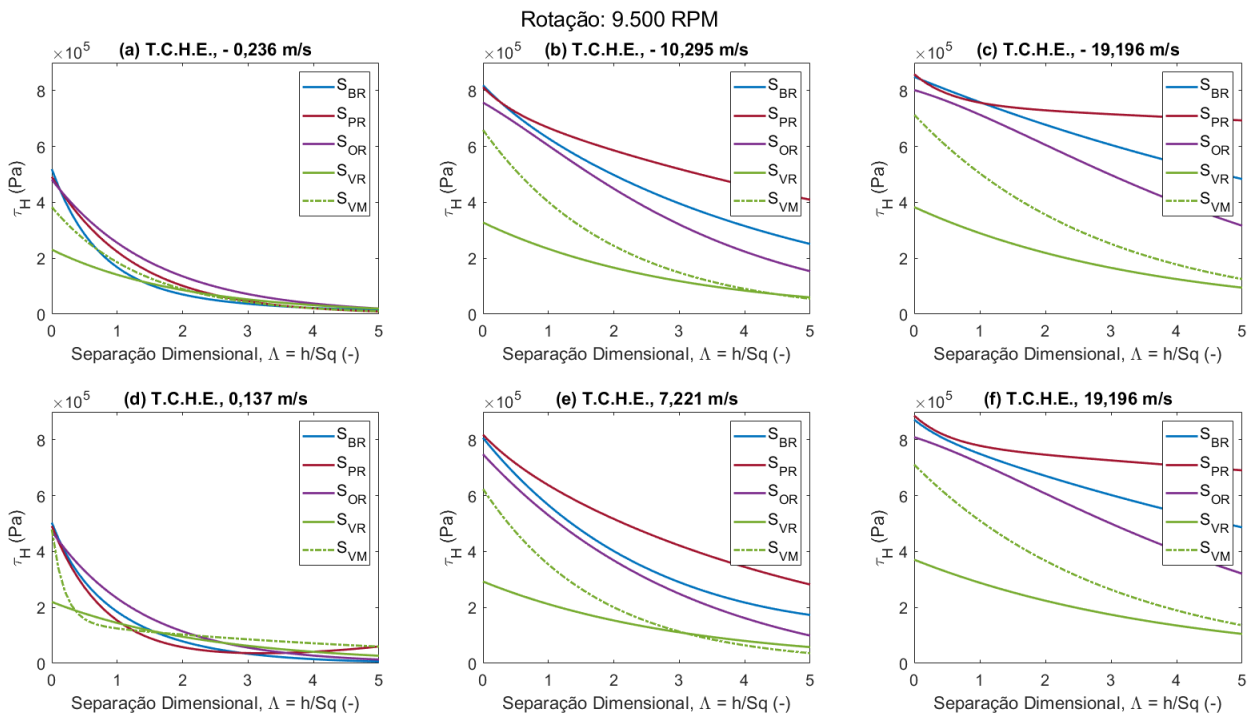


Figura 5. 7 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de – 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada.

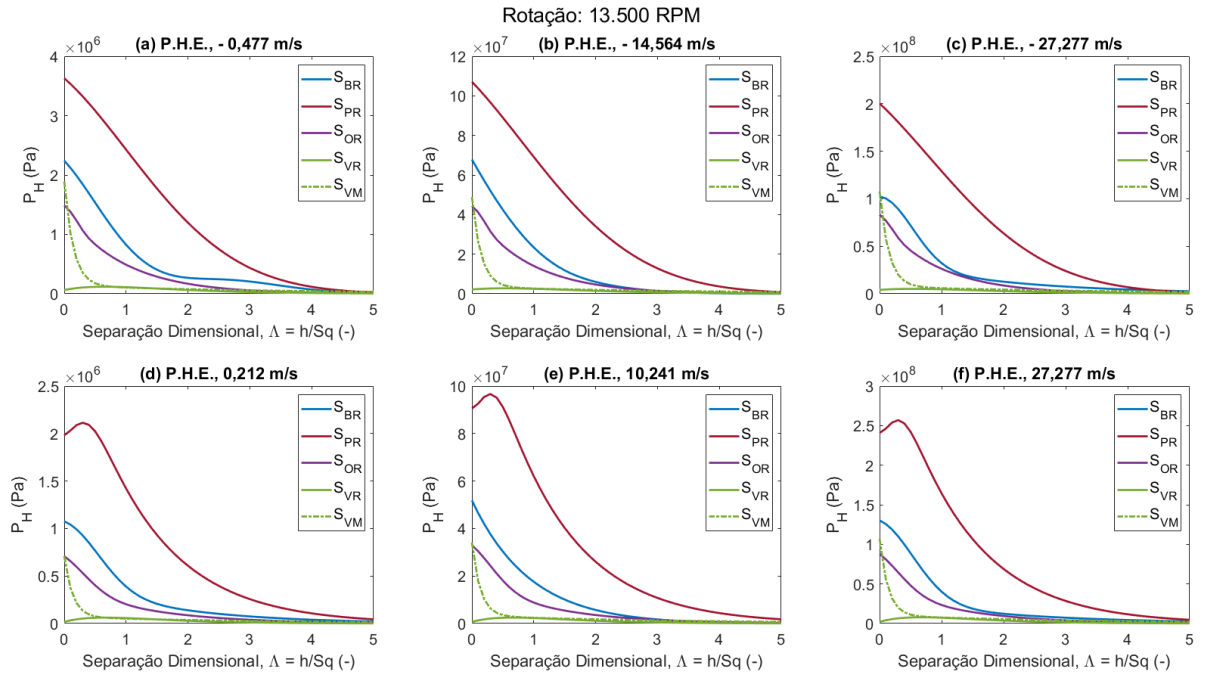


Figura 5. 8 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies sem protuberâncias e modificada.

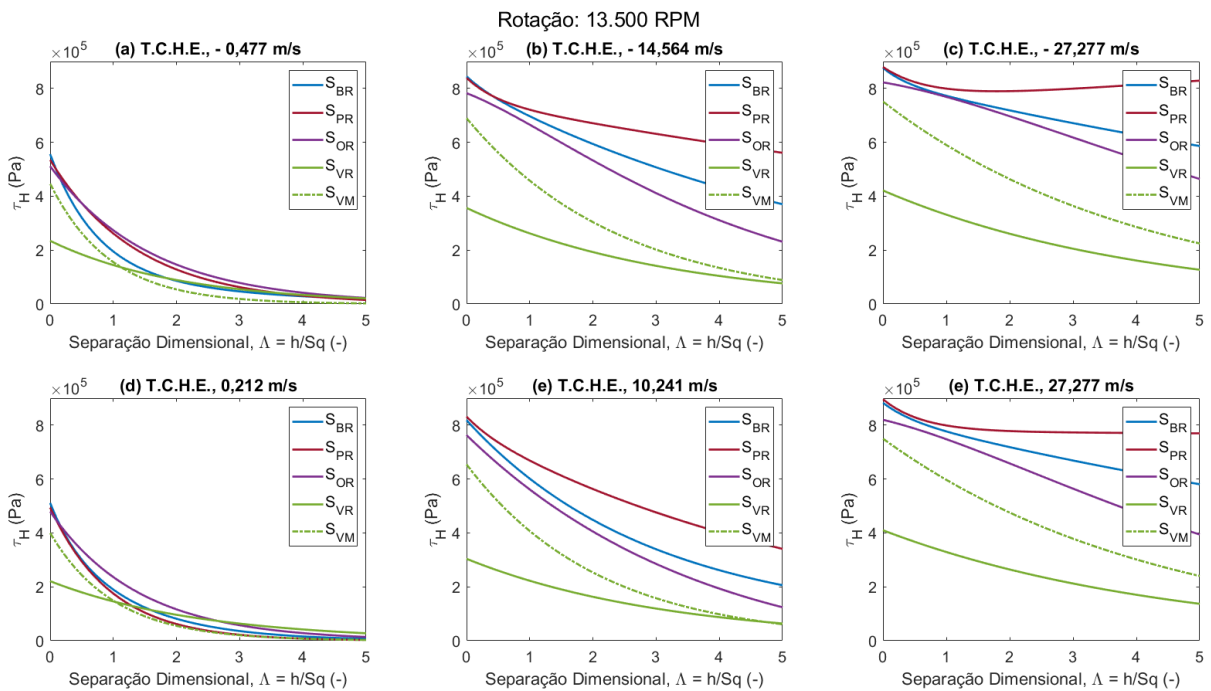


Figura 5. 9 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM para superfícies e modificada.

## 5.4 – Comparação dos Resultados Hidrodinâmicos

As Figuras 5.10 a 5.13 permitem fazer uma comparação completa, seja de uma superfície com outra qualquer, seja com o seu par original/modificado.

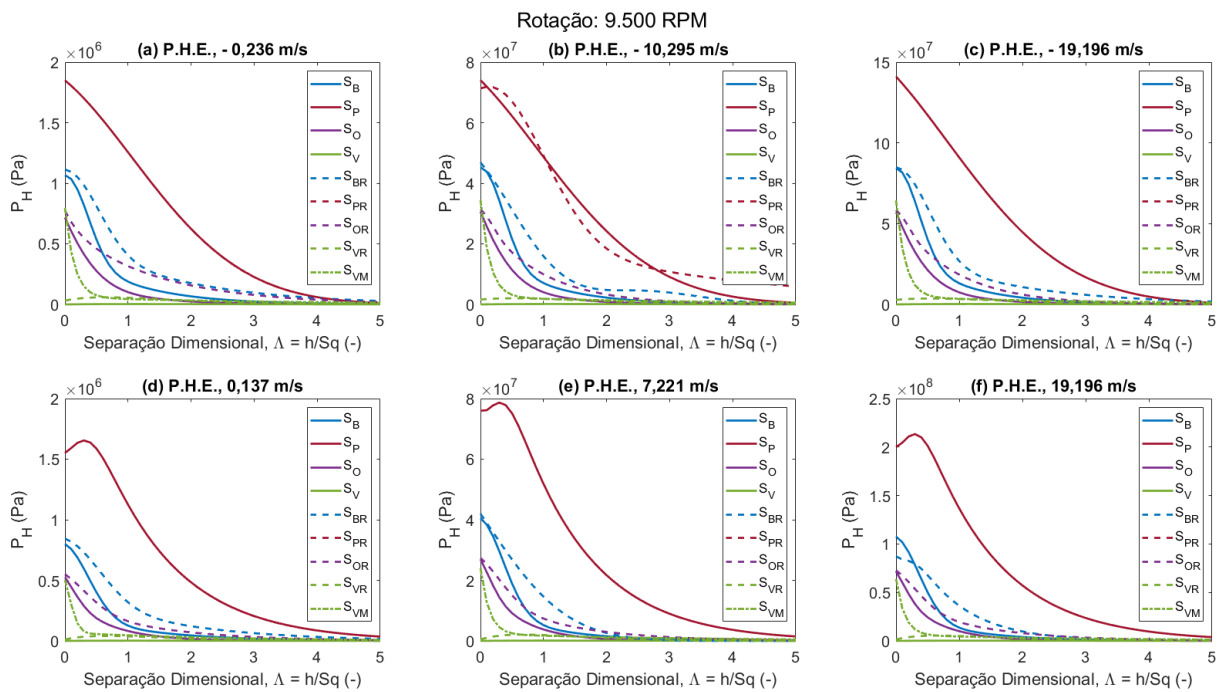


Figura 5. 10 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de - 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.



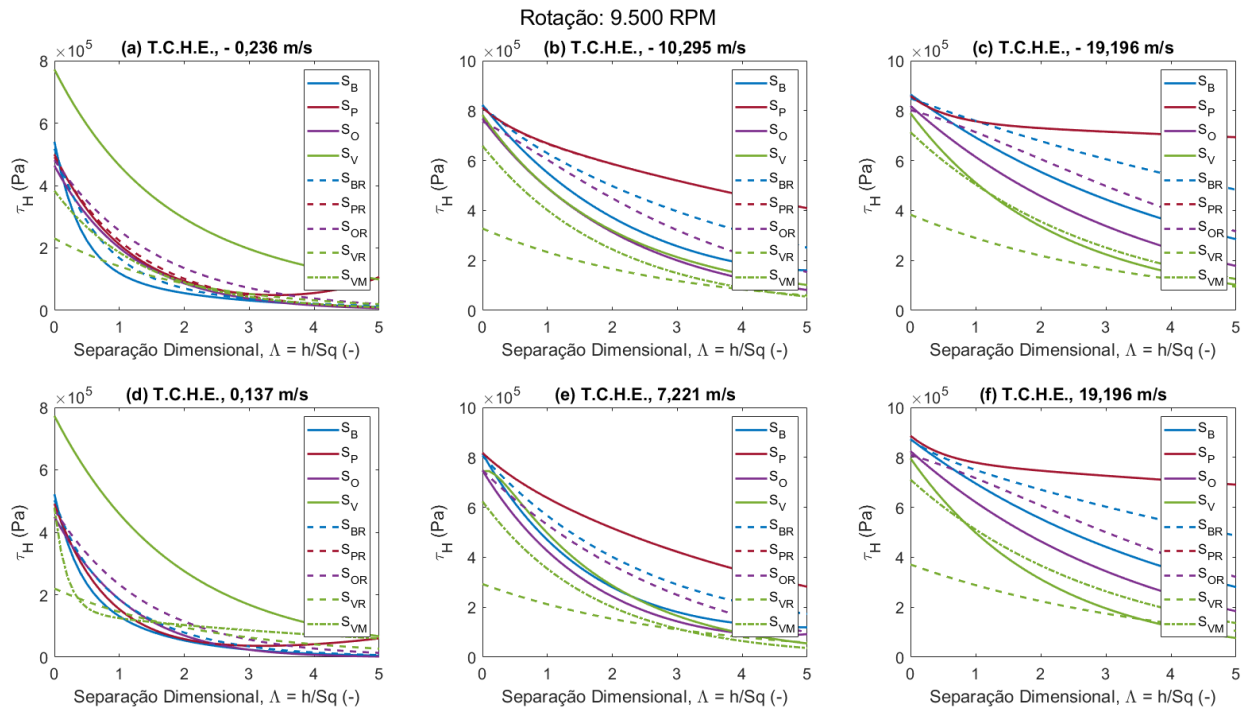


Figura 5. 11 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de - 0,236 m/s (a), - 10,295 m/s (b), - 19,196 m/s (c), 0,137 m/s (d), 7,221 m/s (e), 19,196 m/s (f), rotação de 9.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.

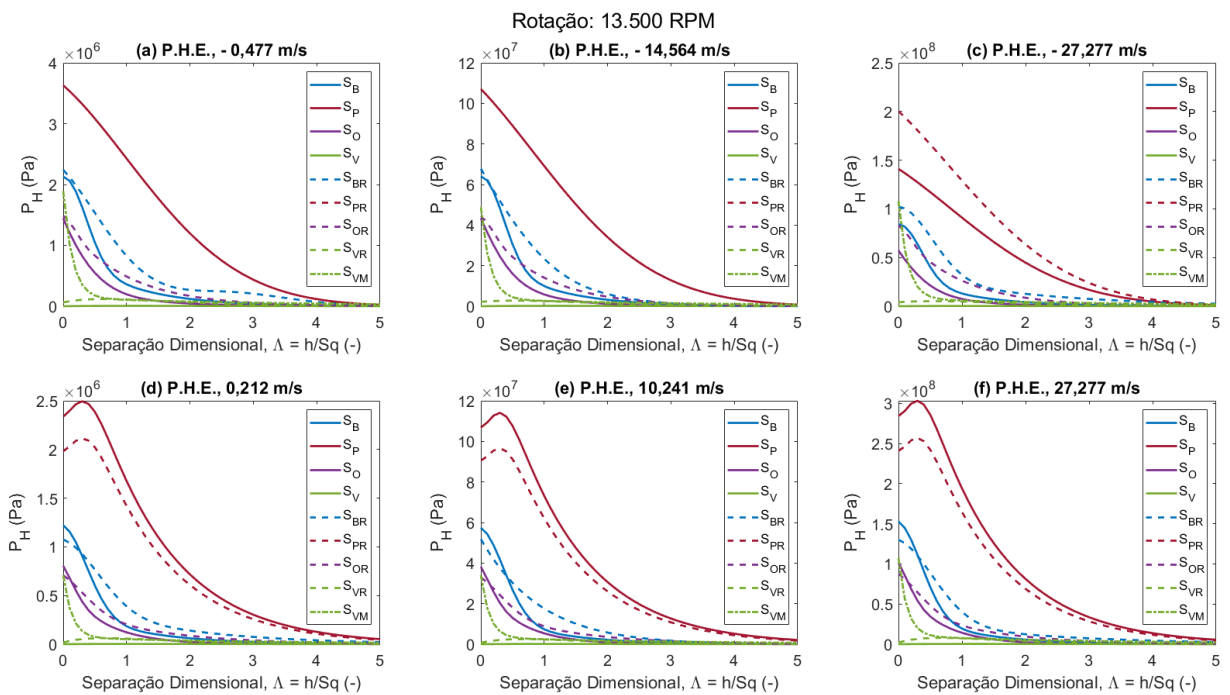


Figura 5. 12 – Pressão Hidrodinâmica Média para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.

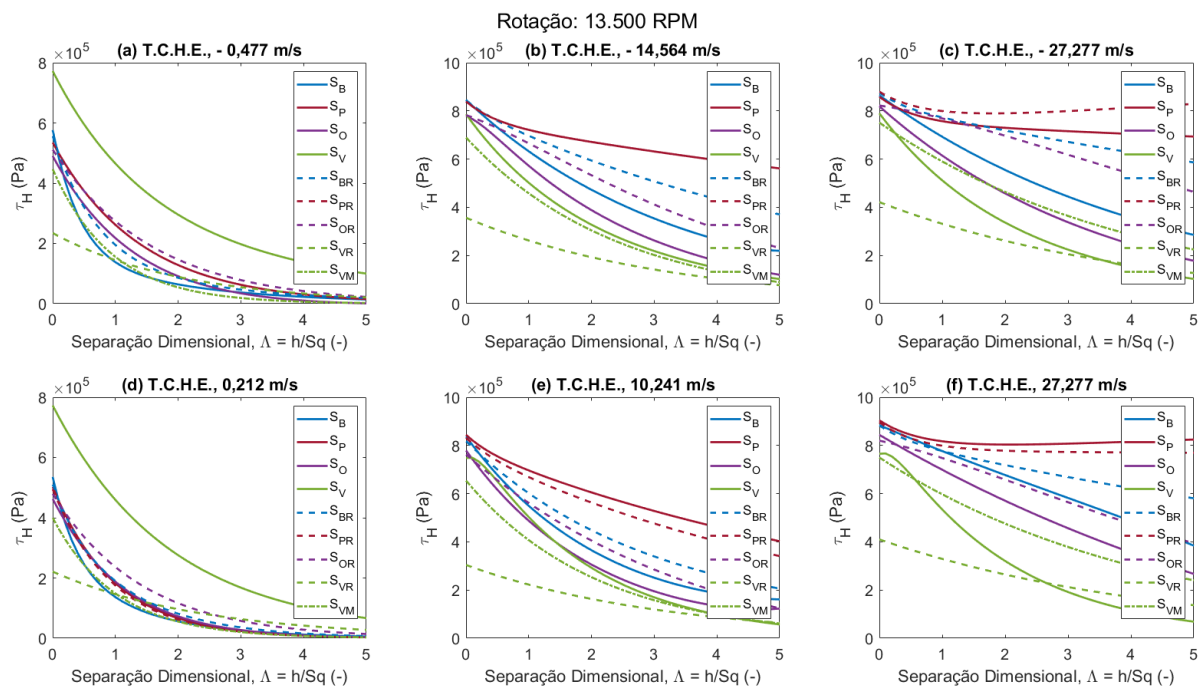


Figura 5. 13 – Tensão de Cisalhamento Hidrodinâmico Escalonado para as velocidades de - 0,477 m/s (a), - 14,564 m/s (b), - 27,277 m/s (c), 0,212 m/s (d), 10,241 m/s (e), 27,277 m/s (f), rotação de 13.500 RPM, comparação entre todas as superfícies.

Em relação à pressão hidrodinâmica média, pode-se observar que: de forma geral, a superfície  $S_P$  continua com os maiores valores e a remoção das protuberâncias na maioria dos casos não surtiu modificação nos resultados. As superfícies  $S_{BR}$ ,  $S_{OR}$ ,  $S_{VR}$ ,  $S_{VM}$ , geraram uma pressão hidrodinâmica maior ao compará-las com as superfícies com as quais elas se derivaram. Isso mostra que um processo de polimento após a texturização, de forma a retirar principalmente as protuberâncias adjacentes aos bolsos texturizados, podem beneficiar o sistema com o aumento da pressão hidrodinâmica. Outra alternativa seria utilizar técnicas alternativas de texturização que não levassem à formação de tais protuberâncias. O aumento da pressão hidrodinâmica indica que o sistema poderá operar com maiores espessuras de filme lubrificante, aumentando a vida útil do par pistão-cilindro.

Por outro lado, a remoção das protuberâncias gerou um aumento do cisalhamento hidrodinâmico escalonado. Esse aumento foi menor nas velocidades mais baixas e maior nas velocidades intermediárias e altas. O aumento do

cisalhamento hidrodinâmico indica uma redução da eficiência do motor, aumentando o consumo de combustível e a emissão de gases poluentes na atmosfera.

A superfície brunida  $S_P$ , embora tendo obtido o mais alto cisalhamento hidrodinâmico, é a superfície que melhor obteve resultados para a aplicação de um motor de combustão interna das superfícies estudadas neste trabalho. As regiões mais críticas de operação de um motor a pistão são o ponto morto superior e inferior, onde o regime de lubrificação regentes nesses pontos são os limítrofes e mistos que geram um maior desgaste. A superfície  $S_P$  apresentou a maior geração de pressão hidrodinâmica na separação de  $0 \leq \Lambda \leq 3$ , de forma que a aplicação dessa superfície nessas regiões será benéfica.

Por outro lado, a superfície brunida  $S_P$  mostrou que para velocidades mais altas, na região onde o regime hidrodinâmico é prevalente ( $3 \leq \Lambda \leq 5$ ) resultados de tensão de cisalhamento hidrodinâmico mais altos. Nesta mesma condição de operação, as superfícies que tem texturizações determinísticas tiveram menores tensões de cisalhamento hidrodinâmico se comparada à superfície  $S_P$ . Portanto, na região central do cilindro, onde as velocidades são mais altas, pode-se aplicar uma texturização determinística, com a finalidade de diminuir a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e criando, assim, camisas parcialmente texturizadas.

# CAPÍTULO VI

## CONCLUSÕES

Uma comparação de superfícies texturizadas a partir de uma simulação determinística de lubrificação mista é feita neste trabalho. Analisou-se ao todo nove superfícies ( $S_B$ ,  $S_P$ ,  $S_O$ ,  $S_V$ ,  $S_{BR}$ ,  $S_{PR}$ ,  $S_{OR}$ ,  $S_{VR}$ ,  $S_{VM}$ ) de forma que pudesse verificar uma tendência qualitativa de seus desempenhos em relação à pressão hidrodinâmica, tensão de cisalhamento hidrodinâmico, pressão de contato e tensão de cisalhamento de contato. Em vista disto, pode-se concluir que:

- As superfícies  $S_P$ ,  $S_B$ ,  $S_O$  e  $S_V$  nesta ordem, geraram os maiores índices de pressão hidrodinâmica. A superfície  $S_V$  obteve os resultados mais baixos devido sua alta rugosidade e excessiva texturização;
- Existe a indicação da aplicação da superfície  $S_P$  nas regiões críticas do sistema pistão - cilindro de motores de combustão interna (pontos morto superior e inferior), com a finalidade de aumentar a vida útil e a diminuição do desgaste, e a aplicação de uma superfície texturizada na região central do cilindro, a fim de reduzir o atrito e o consumo de combustível;
- A remoção das protuberâncias nas adjacências dos bolsos de texturização impactou no aumento da pressão hidrodinâmica e no aumento da tensão de cisalhamento hidrodinâmico;
- A superfície  $S_{VM}$  gerou uma pressão hidrodinâmica maior para uma separação entre  $0 \leq \Lambda < 0,7$ , mas sua modificação não foi o suficiente para que seja recomendado a sua aplicação.

# CAPÍTULO VI

## SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com a finalidade de completar o estudo realizado, indica-se a realização dos seguintes itens para trabalhos futuros:

- A realização de testes de bancada das superfícies texturizadas e comparação com os resultados obtidos da simulação determinística para que se possa validar os resultados da simulação;
- A produção digital de novas superfícies com outros formatos de texturas determinísticas e outras superfícies com texturas elípticas e em V, mas variando propriedades de largura e profundidade, com a finalidade de comparar com as superfícies com texturização determinística;
- A produção digital de superfícies com texturas determinísticas parciais com o objetivo de obter os resultados hidrodinâmicos e de contato de asperezas da simulação determinística a fim de indicar sua aplicação;
- A utilização de modelos que considerem o aumento local de temperatura que influencia nas propriedades do lubrificante (como a variação da viscosidade) e superficial (como a dilatação térmica das asperezas, por exemplo).

## REFERÊNCIAS

- ALQAHTANI, N. A.; KALANTAN, Z. I. Gaussian Mixture Models Based on Principal Components and Applications. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2020, p. 1-13, 2020.
- ASM Handbook. Friction, **Lubrication and Wear Technology**, v. 18, 1992.
- BOGONI, P. E. Modelo de Simulação Econômica em Pequenas Empresas Estudo de Caso. Monografia (Graduação em Bacharelado em Ciências Econômicas) – Curso de Ciências Econômicas - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.
- BRAUN, M. J.; HANNON, W. M. Cavitation Formation and Modelling for Fluid Film Bearings: A Review. **Journal of Engineering Tribology**, v. 224, p. 839-863, 2010.
- BRUNETTI, B. **Motores de Combustão Interna**: volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.
- BURSTEIN, L. Lubrication and Roughness. In: DAVIM, J (editor). Tribology for Engineers: A Practical Guide. **Woodhead Publishing**, vol. 1, p. 65-120, 2011.
- BUSHAN, B. Introduction to Tribology. **John Wiley & Sons, Ltd**, 2 ed. Ohio, 2013.
- CHECO, H. M.; AUSAS, R. F.; JAI, M.; CADELEN, J.; CHOUKROUN, F.; BUSCAGLIA, G. C. Moving Textures: Simulation of a Ring Sliding on a Textured Liner. **Tribology International**, v. 72, p. 131-142, 2014,
- CHEN, H. Modeling the Lubrication of the Piston Ring Pack of Internal Combustion Engines Using Deterministic. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2011.
- COSTA, H. L.; HUTCHINGS, I. M. Development of a maskless electrochemical texturing method. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 209, p. 3869–3878, 2009.

DESHPANDE, A. K; BHOLE, H. A.; CHOUDHARI, L. A. Analysis of Super-Finishing Honing Operation with Old and New Plateau Honing Machine Concept. **International Journal of Engineering Research and General Science**, v. 3, p. 812-818, 2015.

DOWSON, D. Generalized Reynolds Equation of Film Fluid Lubrication. *International Journal of Mechanical Science*, v. 4, p. 159-170, 1962.

DOWSON, D. Osborne Reynolds Centenary (1886-1986). *Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 201, p. 75-96, 1987.

ETSION, I.; KLIGERMAN, Y.; HALPERIN, G. Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces. **Tribology Transactions**, vol. 42, 3, p. 511-516, 1999.

ETSION, I.; HALPERIN, G. A Laser Surface Textured Hydrostatic Mechanical Seal. **Tribology Transactions**, vol. 45, 3, p. 430-434, 2002.

ETSION, I.; HALPERIN, G.; BECKER, E. The Effect of Various Surface Treatments on Piston Pin Scuffing Resistance. **Wear**, v. 261, p. 785-791, 2006.

ETSION, I. State of the Art in Laser Surface Texturing. **Journal of Tribology**, vol. 127, p. 248-253, 2005.

FOWELL, M; OLVER, A. V.; GOSMAN, A. D.; SPIKES, H. A. Entrainment and Inlet Suction: Two Mechanisms of Hydrodynamic Lubrication in Textured Bearings. **Journal of Tribology**, v. 129, p. 336-347, 2007.

GAHR, K. Z. *Microstructure and Wear of Materials*, **Elsevier**, v. 10, New York, 1987.

GARCIA, C. P.; ABRIL, S. O.; LEON, J. P. Investigation of Emission Characteristics and Lubrication Oil Properties in a Dual Diesel-Hydrogen Internal Combustion Engine. **Lubricants**, v. 10, p. 1-25, 2022.

GUY, B. From a Compressible Fluid Model to New Mass Conserving Cavitation Algorithms. **Tribology International**, v. 71, p. 38-49, 2014.

HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*. **Butterworth-Heinemann**. 2 ed, United Kingdom, 2017.

JITHIN, S.; JOSHI, S. S. Surface Topography Generation and Simulation in Electrical Discharge Texturing: A Review. **Journal of Materials Processing Tech.**, v. 298, p. 1-39, 2021.

KANG, Z.; FU, Y.; ZHOU, D.; WU, D.; CHEN, T.; HE, Y.; SU, XIAOPING, S. Reducing Engine Oil and Fuel Consumptions by Multidimensional Laser Surface Texturing on Cylinder Surface. **Journal of Manufacturing Processes**, v. 64, p. 684-693, 2021.

KIM, E.; KIM, S.; LEE, Y. The Effect of Plateau Honing on the Friction and Wear of Cylinder Liners. **Wear**, v. 400, p. 207-212, 2018.

KLIGERMAN, Y.; ETSION, I.; SHIKARENKO, A. Improving Tribological Performance of Piston Rings by Partial Surface Texturing. **Journal of Tribology**, v. 127(3), p. 632-638, 2005.

LI, Y. Multiphase Oil Transport at Complex Micro Geometry. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 2011.

LU, S.; IYER, K.; HU, J. Functional Characterization of Surface Roughness Generated by Plateau Honing Process Using Wavelet Analysis. **SAE International**, 2004.

LU, P.; WOOD, R. Tribological Performance of Surface Texturing in Mechanical Applications – A Review. **Surface Topography: Metrology and Properties**, v. 8 (4), p. 1-22, 2020.

MARIAN, M.; ALMQVIST, A.; ROSENKRANZ, A.; FILLON, M. Numerical Micro-Texture Optimization for Lubricated Contacts – A Critical Discussion. **Friction**, 2022.

MAO, Y.; YIN, Z. Modeling and Experiments of Cavitation on a Pocket-Textured Surface. **Journal of Engineering Tribology**, v. 234, p. 94-103, 2019.

NITZSCHKE, S.; WOSCHKE, E.; SCHMICKER, D.; STRACKELJAN, S. Regularized Cavitation Algorithm for Use in Transient Rotodynamic Analysis. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 113, p. 175-183, 2016.

**Norma ISO 25178** - Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: areal. 2 ed., 64 p., 2021.



NOSONOVSKY, M.; BHUSHAN, B. Green Tribology: Principles, Research Areas and Challenges. **Royal Society**, v. 368, p. 4677-4694, 2010.

OGAWA, H.; SASAKI, S.; KORENAGA, A.; MIYAKE, K.; NAKANO, M.; MURAKAMI, T. Effects of Surface Texture Size on the Tribological Properties of Slideways. **Journal of Engineering Tribology**, v. 224, p. 885-890.

PATIR, N.; CHENG, H. S. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. **Journal of Lubrication Technology**, v. 100, p. 12-17, 1978.

PAWLUS, P.; REIZER, R. Functional Importance of Honed Cylinder Liner Surface Texture: A Review. **Tribology International**, n. 167, p. 1-19, 2022.

PETTERSSON, U.; JACOBSON, S; Tribological texturing of steel surfaces with a novel diamond embossing tool technique. **Tribology International**, v. 39, p. 695–700, 2006.

PILTAN, F.; MANSOORZADEH, M.; AKBARI, M.; ZARE, S.; SHAHRYARZADEH, F. Management of Environmental Pollution by Intelligent Control of Fuel in an Internal Combustion Engine. **Global Journal of Biodiversity Science and Management**, v. 3, p. 1-10, 2013.

PROFITO, F. J. Modelagem Unidimensional do Regime Misto de Lubrificação Aplicada a Superfícies Texturizadas. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Engenharia Mecânica – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

PROFITO, F. J.; TOMANIK, E.; ZACHARIADIS, D. C. Effect of Cylinder Liner Wear on the Mixed Lubrication Regime of TLOCRS. **Tribology International**, v. 93, p. 723-732, 2016.

PROFITO, F. J.; VLADESCU, S. C.; REDDYHOFF, T.; DINI, D. Transient Experimental and Modelling Studies of Laser-Textured Micro-Grooved Surfaces with a Focus on Piston-Ring Cylinder Liner Contacts. **Tribology International**, v. 113, p. 125-136, 2017.

PROFITO, F. J.; ZACHARIADIS, D. C.; DINI, D. Partitioned Fluid-Structure Interactions Techniques Applied to the Mixed-Elastohydrodynamic Solution of Dynamically Loaded Connecting-Rod Big-end Bearings. **Tribology International**, v. 140, p. 1-25, 2019.

REIS, J. O. M.; RODRIGUES, G. W.; BITTENCOURT, M. L. Virtual Texturing of Lightweight Engine Crankshaft Bearings. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 41, p. 1-15, 2019.

REYNOLDS, O. On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, v. 177, p. 157-234, 1886.

RODRIGUES, T. A. Efeito do Controle da Topografia na Eficiência de Contatos Lubrificados: Avaliação Experimental. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2018.

ROSENKRANZ, A.; SZURDAK, A.; GACHOT, C.; HIRT, G.; MUCKLICH, F. Friction Reduction Under Mixed and Full Film EHL Induced by Hot Micro-Coined Surface Patterns. **Tribology International**, v. 95, p. 290-297, 2016.

ROSENKRANZ, A.; GRUTZMACHER, P. G.; GACHOT, C.; COSTA, H. L. Surface Texturing in Machine Elements – A Critical Discussion for Rolling and Sliding Contacts. **Advanced Engineering Materials**, v. 21(8), p. 1-20, 2019.

ROSENKRANZ, A.; COSTA, H. L.; BAYKARA, M. Z.; MARTINI, A. Synergetic Effects of Surface Texturing and Solid Lubricants to Tailor Friction and Wear – A Review. **Tribology International**, v. 155, p. 1-21, 2021.

RYK, G.; ETSION, I.; SHIKARENKO, A. Experimental Investigation of Partial Laser Surface Texturing for Piston Rings Friction Reduction. **Tribology Transactions**, v.48(4), p. 583-588, 2005.

SHADIDI, B.; NAJAFI, G.; YUSAF, T. A Review of Hydrogen as a Fuel in Internal Combustion Engines. **Energies**, v. 14, p. 1-20, 2021.

SINGH, M.; JAIN, V. K.; RAMKUMAR, J. Micro-Texturing on Flat and Cylindrical Surfaces Using Electric Discharge Micromachining. **Journal of Micromanufacturing**, v. 4, p. 127-137, 2021.

SCHNEIDER, J.; BRAUN, D.; GREINER, C. Laser Textured Surfaces for Mixed Lubrication: Influence of Aspect Ratio, Textured Area and Dimple Arrangement. **Lubricants**, v. 5, 2017.

TIAN, Z.; WANG, Y.; ZHEN, X.; LIU, Z. The Effect of Methanol Production and Application in Internal Combustion Engines on Emissions in the Context of Carbon Neutrality: A Review. **Fuel**, v. 320, p. 1-40, 2022.

TOMANIK, E.; PROFITO, F. J.; ZACHARIADIS, D. C. Modelling the Hydrodynamic Support of Cylinder Bore and Piston Rings with Laser Texturing Surfaces. **Tribology International**, v. 59, p. 90-96, 2013.

TONDER, K. Inlet Roughness Tribodevices: Dynamic Coefficients and Leakage. **Tribology Internacional**, v. 34, p. 857-852, 2001.

VALE, J. L. Influência da Microestrutura de Ferros Fundidos na Ocorrência de Metal Dobrado e no Comportamento Tribológico de Superfícies Brunidas. Tese (Doutorado em Engenharia de Materiais) – Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

VARENBERG, M; HALPERIN, G; ETSION, I. Different Aspects of the Role of Wear Debris in Fretting Wear. **Wear**, v. 252, p. 902-910, 2002.

VLADESCU, S.; FOWELL, M.; MATTSSON, L.; REDDYHOFF, T. The Effects of Laser Surface Texture Applied to Internal Combustion Engine Journal Bearing Shells – An Experimental Study. **Tribology International**, v. 134, p. 317-327, 2019.

XIONG, D.; QIN, Y.; Li, J.; WAN, Y.; TYAGI, R. Tribological Properties of PTFE/Laser Surface Textured Stainless Steel Under Starved Oil Lubrication. **Tribology International**, v. 82, p. 305-310, 2015.

ZAVOS, A; NOKOLAKOPOULOS, P. G. Cavitation Effects on Textured Compression Rings in Mixed Lubrication. **Lubrication Science**, v. 28, p. 475-504, 2016.

ZIMMER, M.; VLADESCU, S.; MATTSSON, L.; FOWELL, M; REDDYHOFF, T. Shear-area Variation: A Mechanism that Reduces Hydrodynamic Friction in Macro-Textured Piston Liner Contacts. **Tribology International**, v. 161, p. 1-16, 2021.

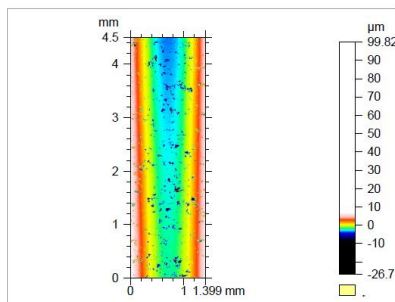
ZHANG, Z.; WEN, M; CUI, Y; MING, Z.; WANG, T.; ZHANG, C.; AMPAH, J.; JIN, C.; HUANG, H.; LIU, H. Effects of Methanol Application on Carbon Emission and Pollutant Using a Passenger Vehicle. **Processes**, v. 10, p. 1-18, 2022.

# ANEXOS

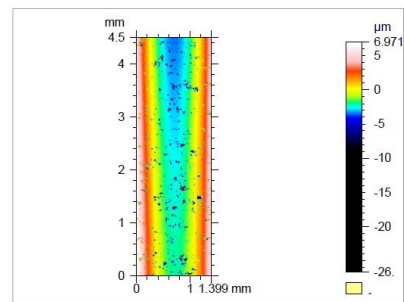
## ANEXO A - Caracterização das Superfícies Texturizadas pelo *Mountains®*

O Anexo A apresenta todas as imagens do processo de caracterização das superfícies no *Mountains®*.

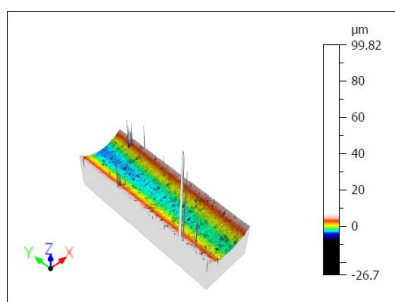
### A.1 – Caracterização da $S_p$



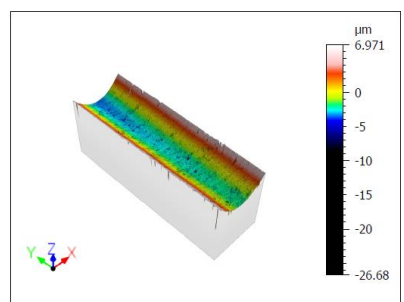
(a) Superfície original, 2D.



(b) Limiar de 0,2%-100%, 2D.

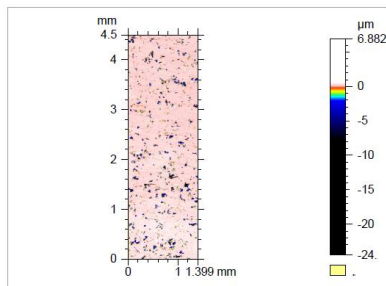


(c) Superfície original, 3D.

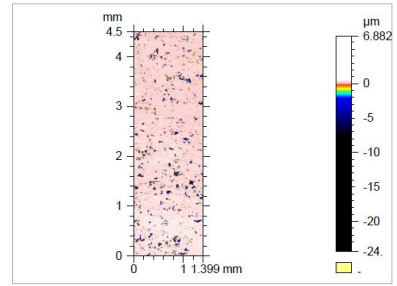


(d) Limiar de 0,2%-100%, 3D.

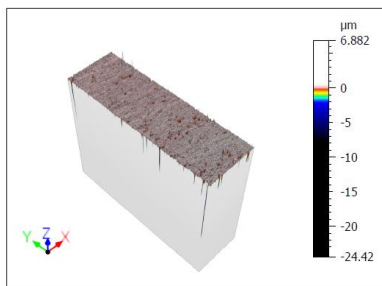
Figura A. 1 –  $S_p$  original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).



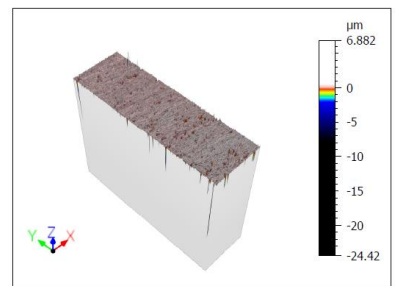
(a) Forma removida, 2D.



(b) Nivelamento, 2D.

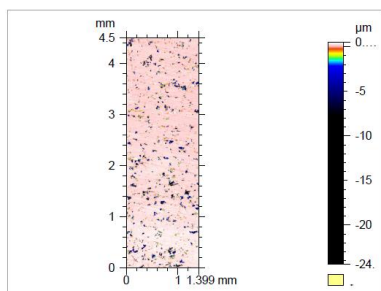


(c) Forma removida, 3D.

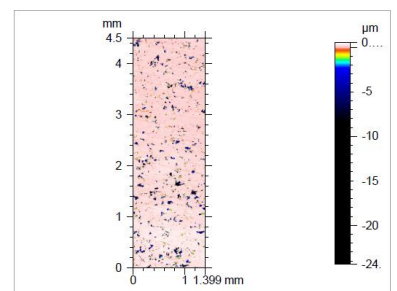


(d) Nivelamento, 3D.

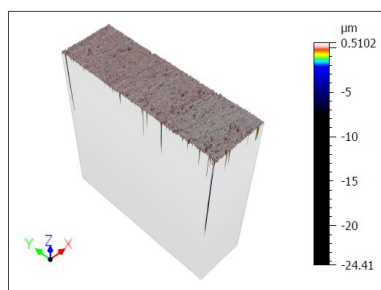
Figura A. 2 –  $S_p$  com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).



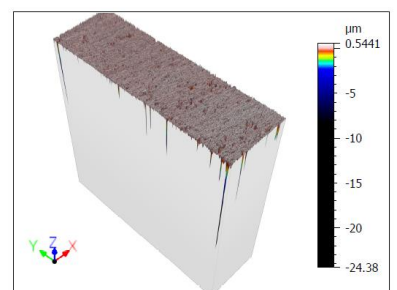
(a) Limiar 0,3%-100%, 2D.



(b) Pontos preenchidos, 2D.

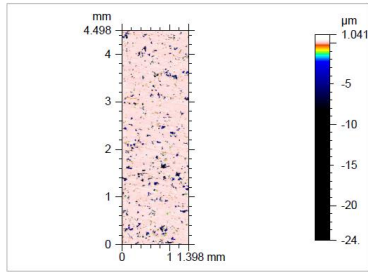


(c) Limiar 0,3%-100%, 3D.

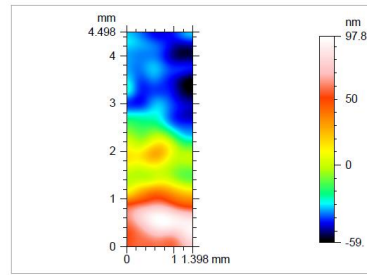


(d) Pontos preenchidos, 3D.

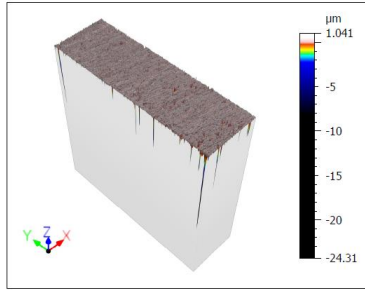
Figura A. 3 -  $S_p$  com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).



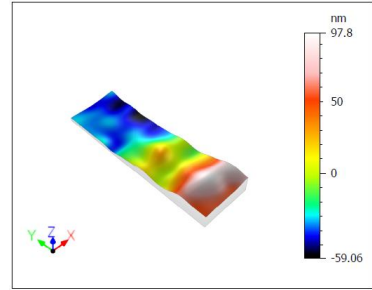
(a) Rugosidade, 2D.



(b) Ondulação, 2D.



(c) Rugosidade, 3D.



(d) Ondulação, 3D.

Figura A. 4 –  $S_P$  com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).

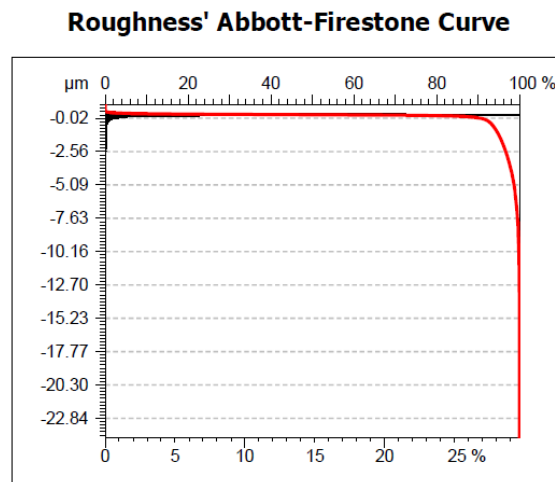


Figura A. 5 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da  $S_P$ .

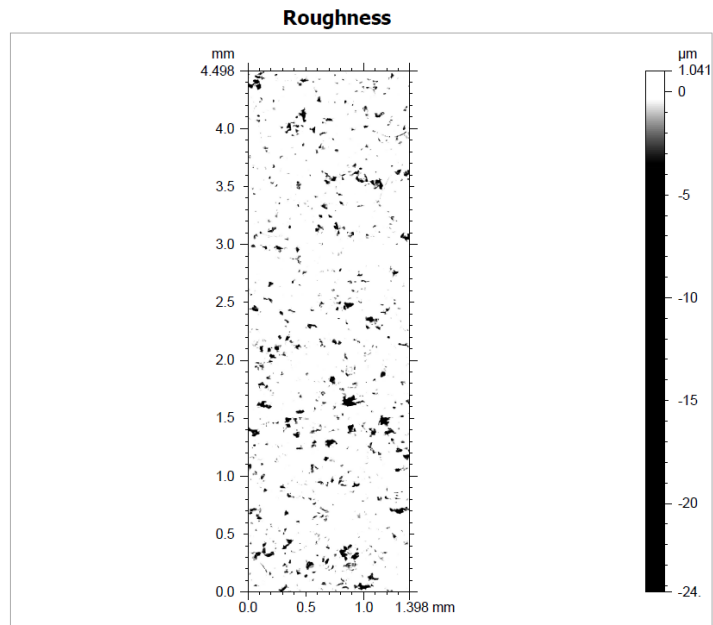


Figura A. 6 - Perfil de rugosidade da S<sub>P</sub>.

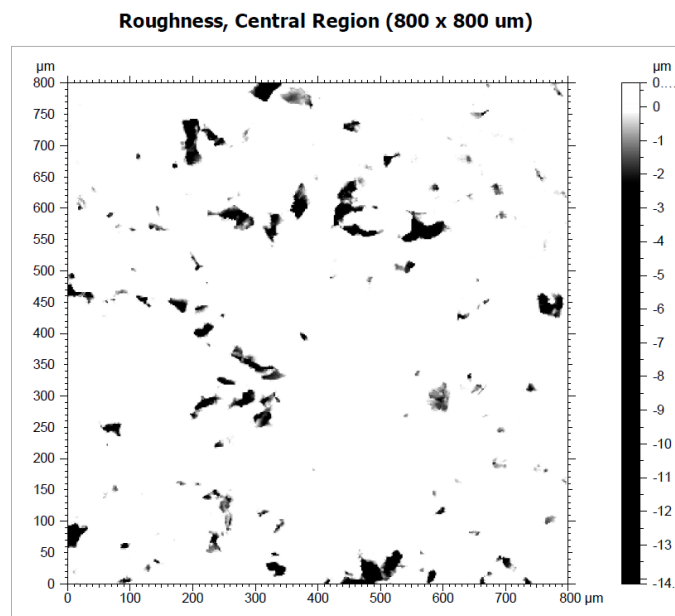
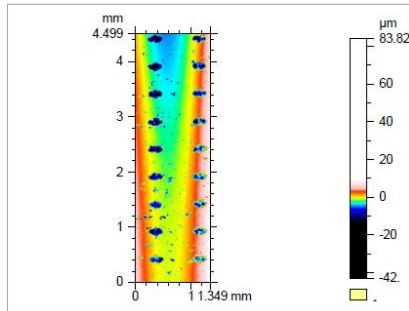


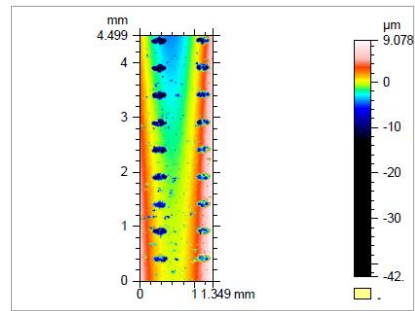
Figura A. 7 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da S<sub>P</sub> (800 x 800 µm).



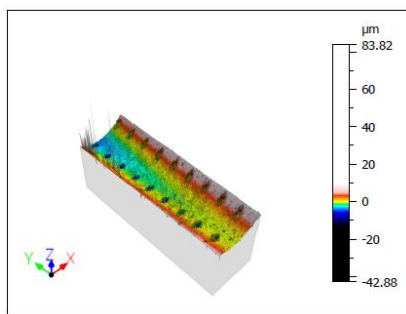
## A.2 – Caracterização da $S_0$



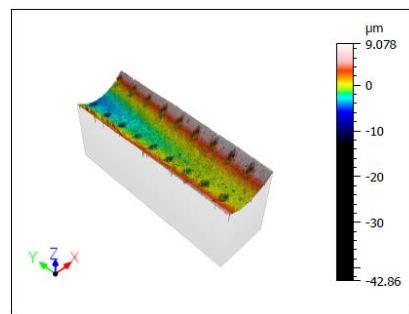
(a) Superfície original, 2D.



(b) Limiar de 0,2%-100%, 2D.

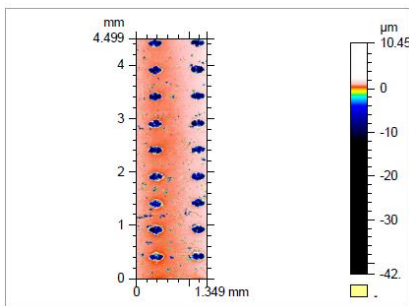


(c) Superfície original, 3D.

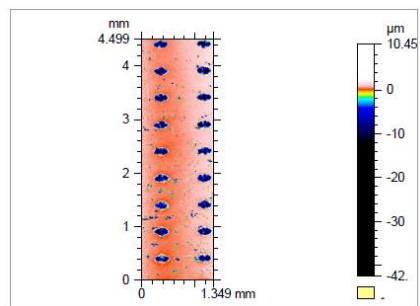


(d) Limiar de 0,2%-100%, 3D.

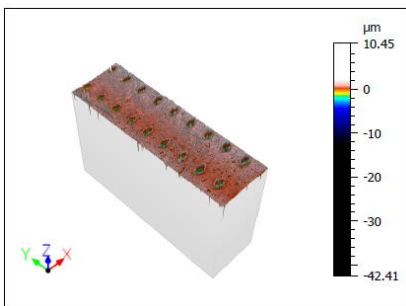
Figura A. 8 –  $S_0$  original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).



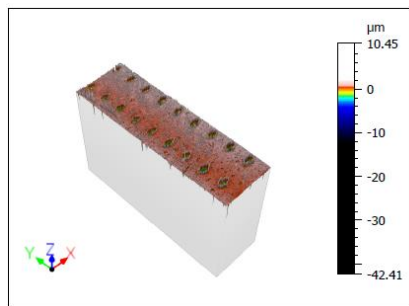
(a) Forma removida, 2D.



(b) Nivelamento, 2D.

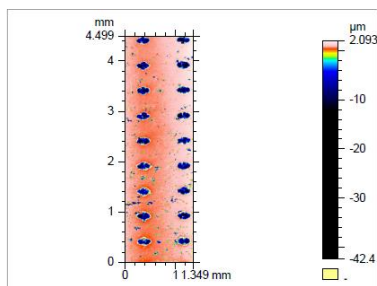


(c) Forma removida, 3D.

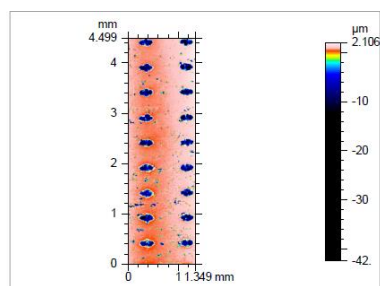


(d) Nivelamento, 3D.

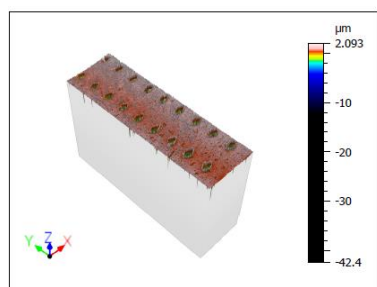
Figura A. 9 –  $S_0$  com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).



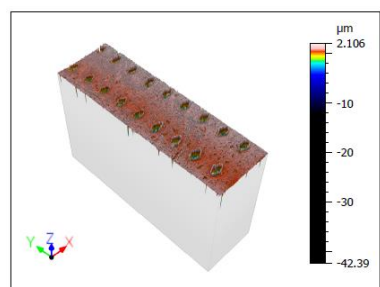
(a) Limiar 0,3%-100%, 2D.



(b) Pontos preenchidos, 2D.

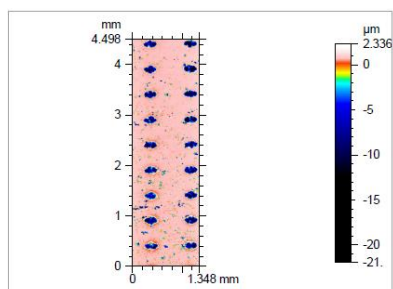


(c) Limiar 0,3%-100%, 3D.

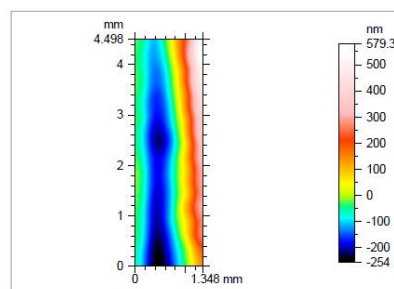


(d) Pontos preenchidos, 3D.

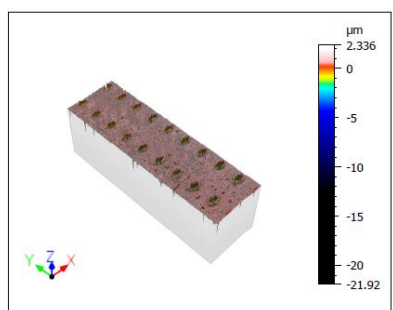
Figura A. 10 –  $S_0$  com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).



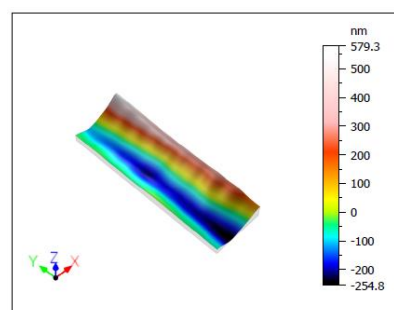
(a) Rugosidade, 2D.



(b) Ondulação, 2D.



(c) Rugosidade, 3D.



(d) Ondulação, 3D.

Figura A. 11 –  $S_B$  com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).

**Roughness' Abbott-Firestone Curve**

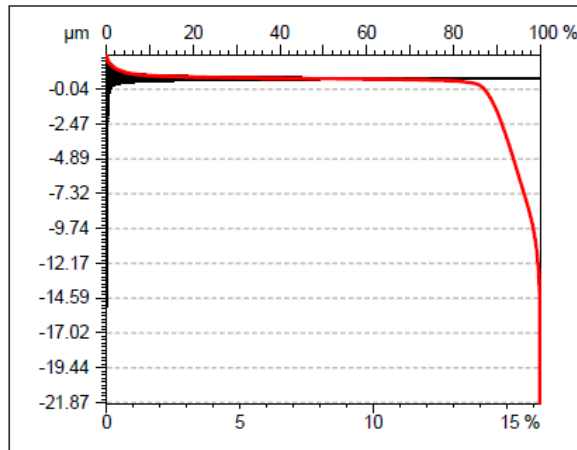


Figura A. 12 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da  $S_0$ .

**Roughness**

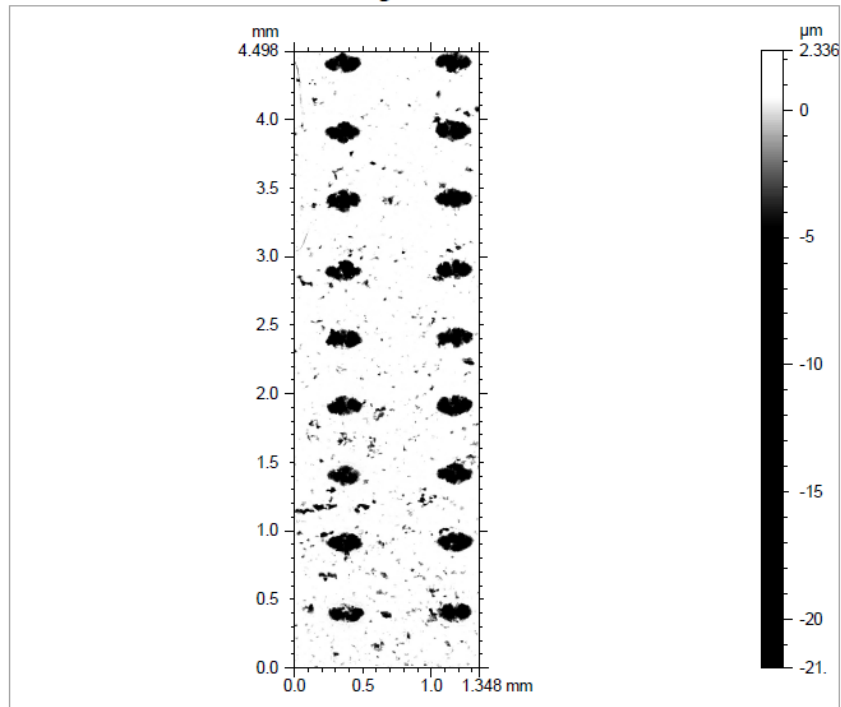


Figura A. 13 - Perfil de rugosidade da  $S_0$ .

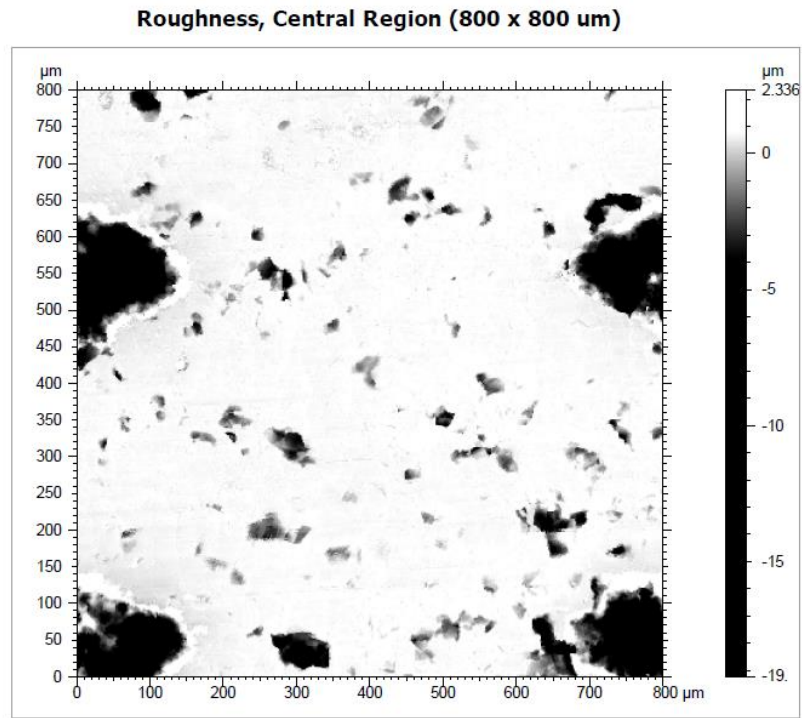


Figura A. 14 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da  $S_0$  (800 x 800  $\mu\text{m}$ ).

### A.3 – Caracterização da $S_V$

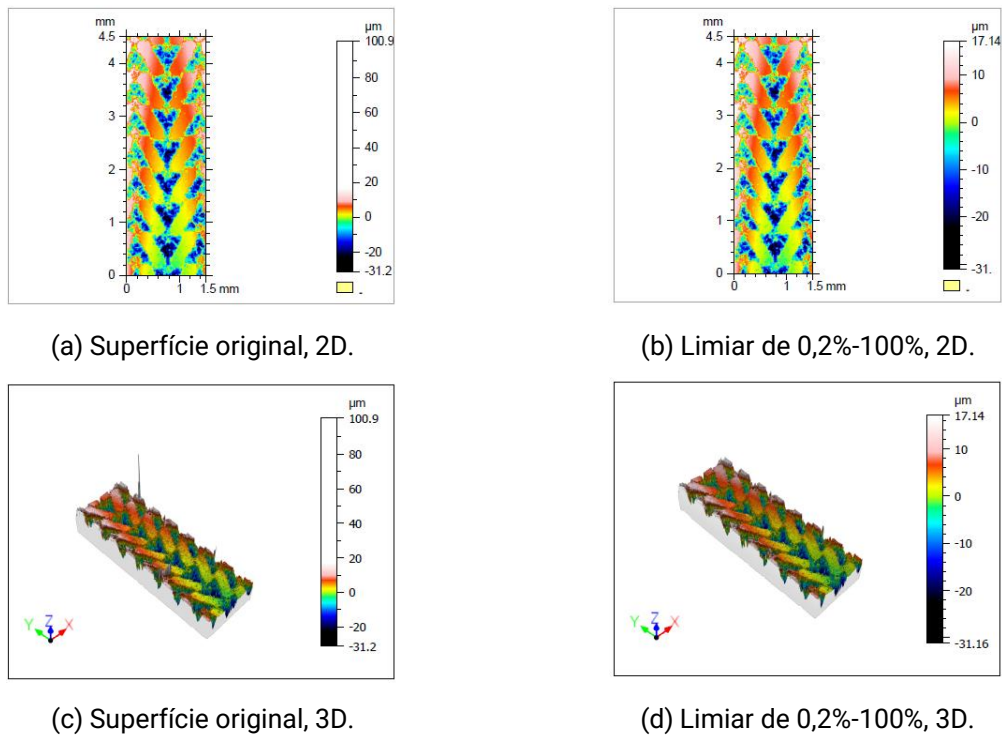
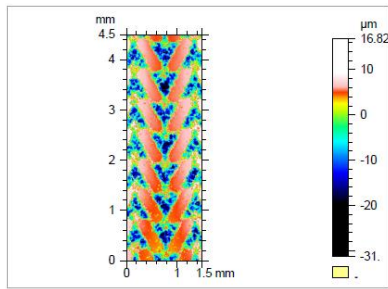
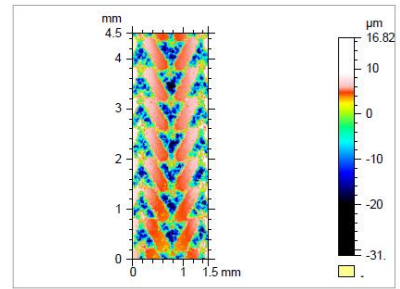


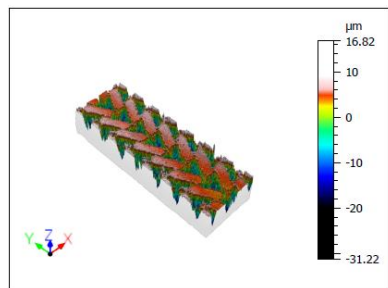
Figura A. 15 –  $S_V$  original 2D (a) e 3D (c) e com filtro limiar de 0,2% - 100% 2D (b) e 3D (d).



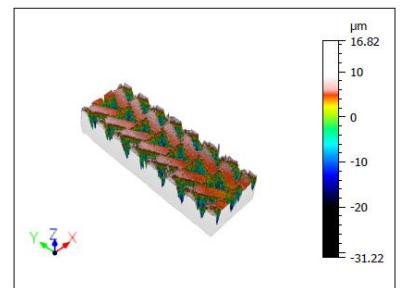
(a) Forma removida, 2D.



(b) Nivelamento, 2D.

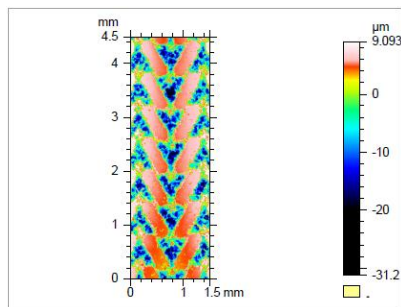


(c) Forma removida, 3D.

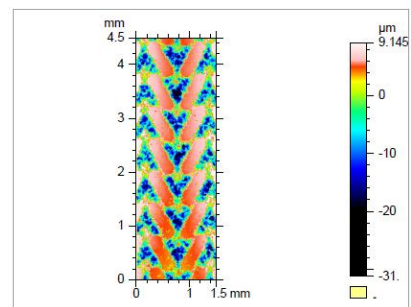


(d) Nivelamento, 3D.

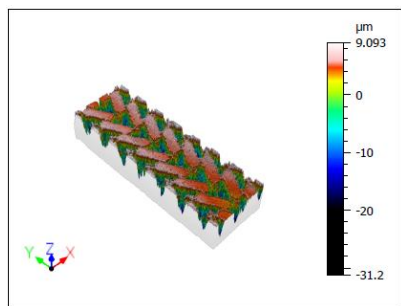
Figura A. 16 –  $S_V$  com forma removida 2D (a) e 3D (c) e após nivelamento em 2D (b) e em 3D (d).



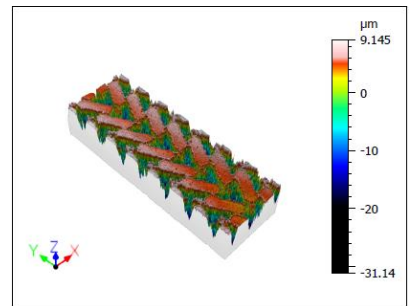
(a) Limiar 0,3%-100%, 2D.



(b) Pontos preenchidos, 2D.

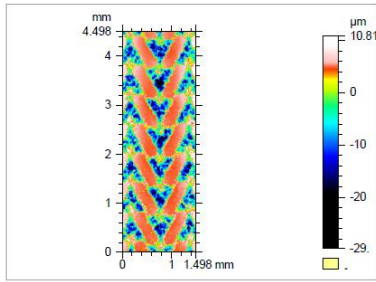


(c) Limiar 0,3%-100%, 3D.

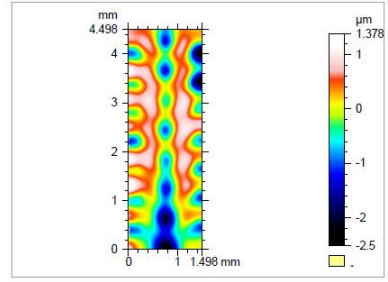


(d) Pontos preenchidos, 3D.

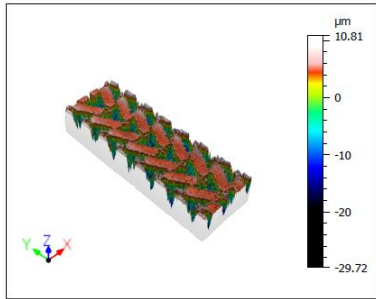
Figura A. 17 –  $S_0$  com filtro limiar de 0,3% - 100% 2D (a) e 3D (c) e com pontos vazios preenchidos em 2D (b) e em 3D (d).



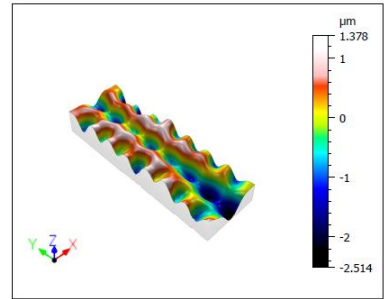
(a) Rugosidade, 2D.



(b) Ondulação, 2D.



(c) Rugosidade, 3D.



(d) Ondulação, 3D.

Figura A. 18 –  $S_0$  com perfis de rugosidade 2D (a) e 3D (c) e ondulação 2D (b) e 3D (d).

**Roughness' Abbott-Firestone Curve**

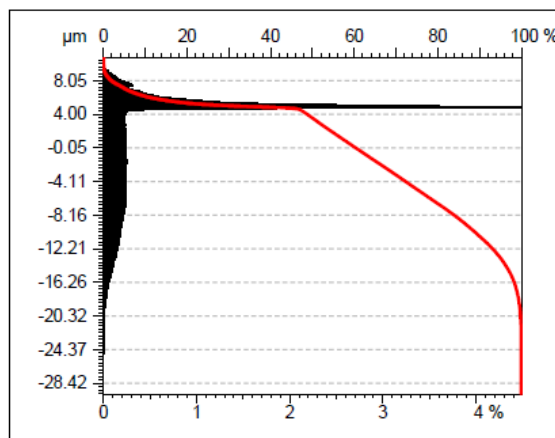


Figura A. 19 - Curva de Abbot-Firestone do perfil de rugosidade da  $S_0$ .

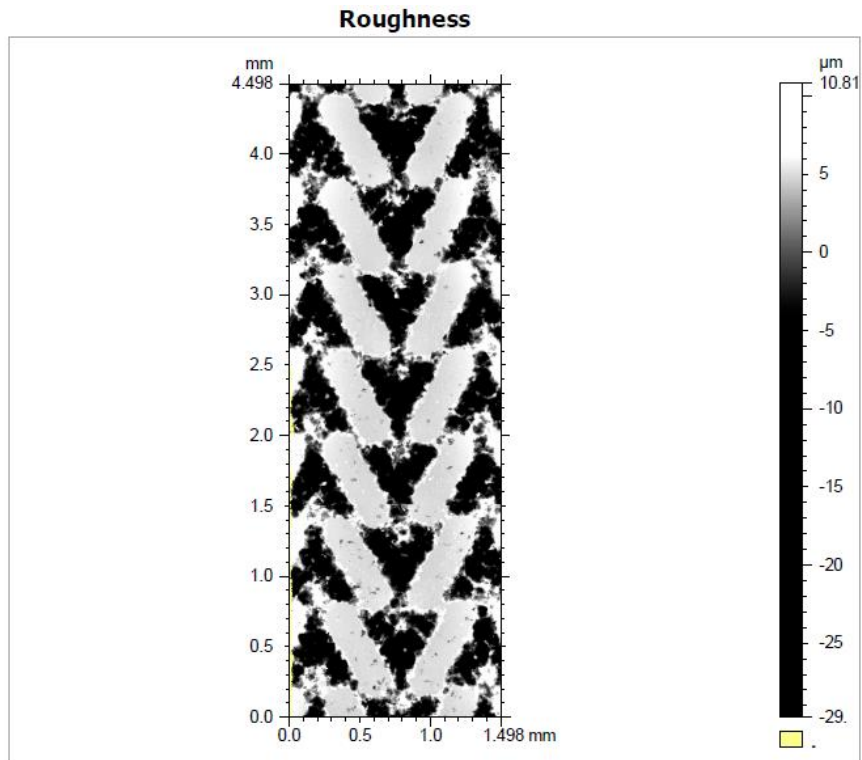


Figura A. 20 - Perfil de rugosidade da  $S_0$ .

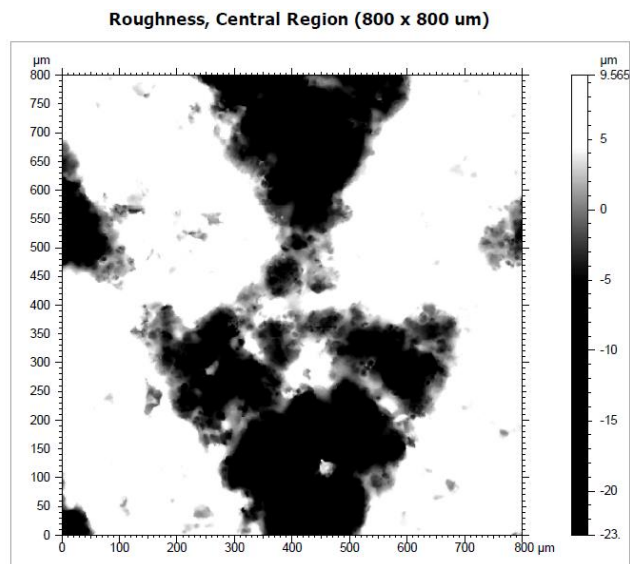


Figura A. 21 - Recorte do perfil de rugosidade na região central da  $S_0$  (800 x 800  $\mu\text{m}$ ).

## ANEXO B – Curvas de Ajustes das Superfícies por Velocidades

O Anexo B apresenta todas as imagens referentes às curvas de ajustes em cada velocidade nas rotações de 9.500 RPM e 13.500 RPM.

### B.1 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -0,236 m/s

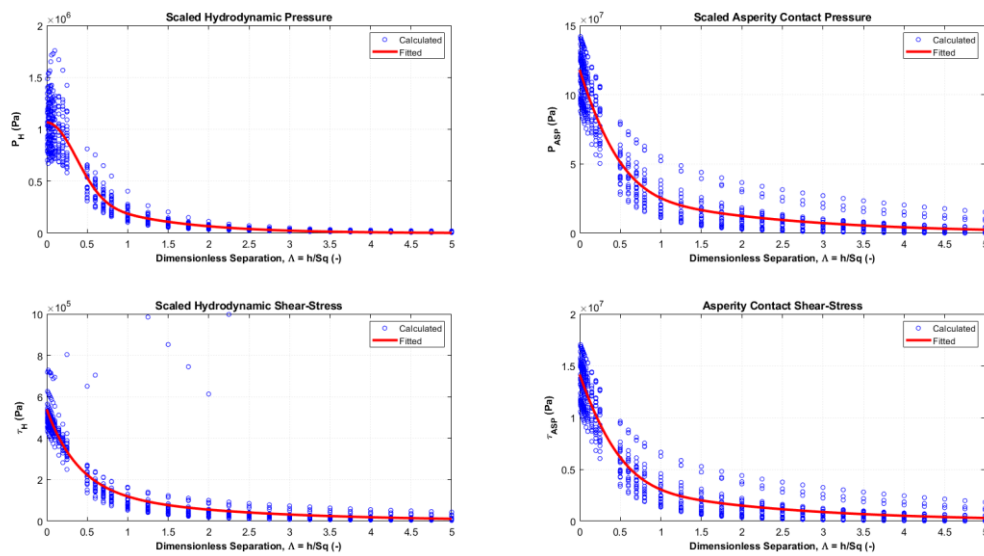


Figura B. 1 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.



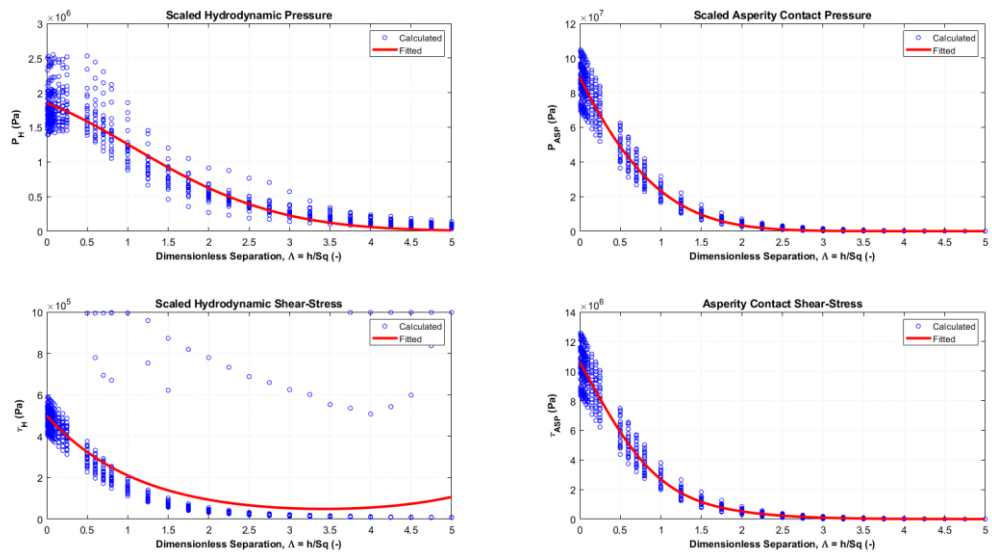


Figura B. 2 - Curvas de ajustes da  $S_p$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

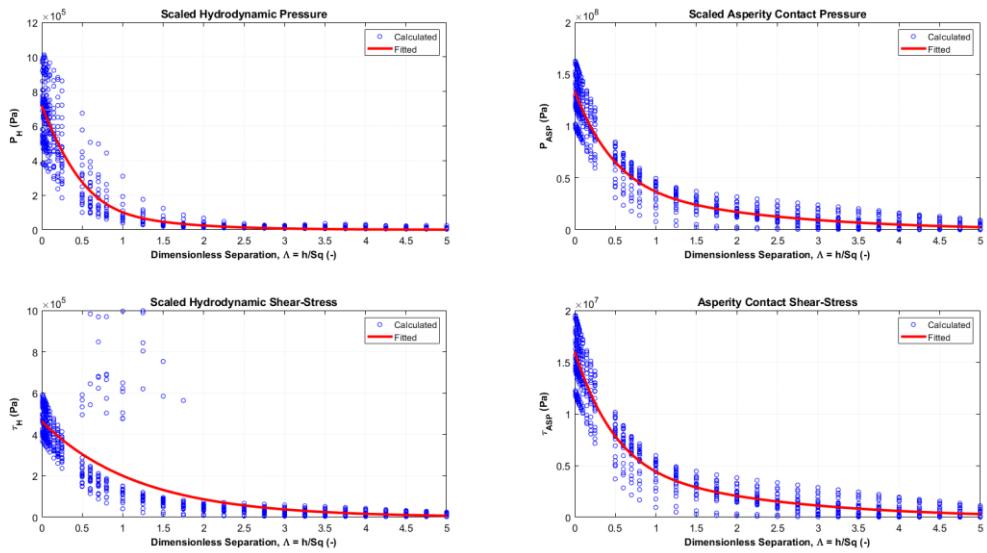


Figura B. 3 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

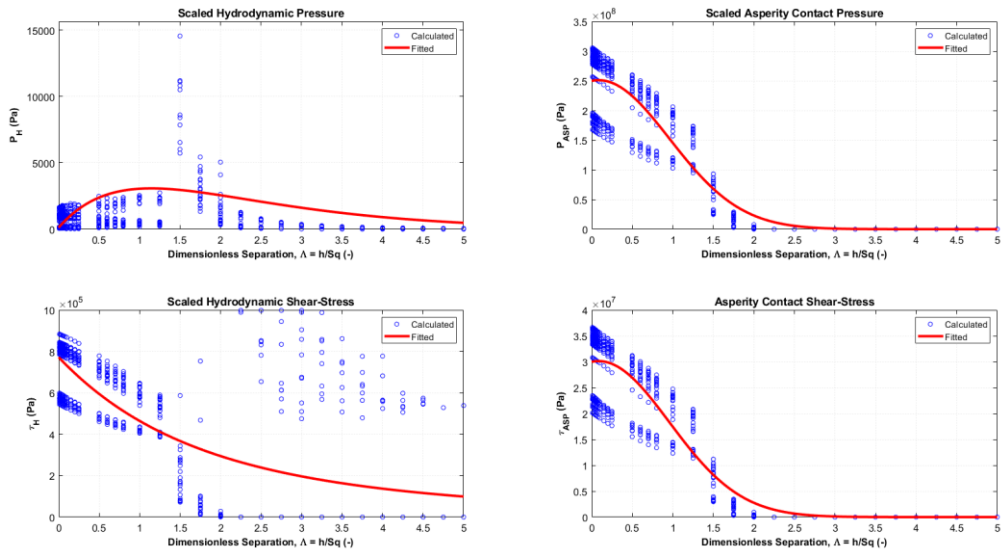


Figura B. 4 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

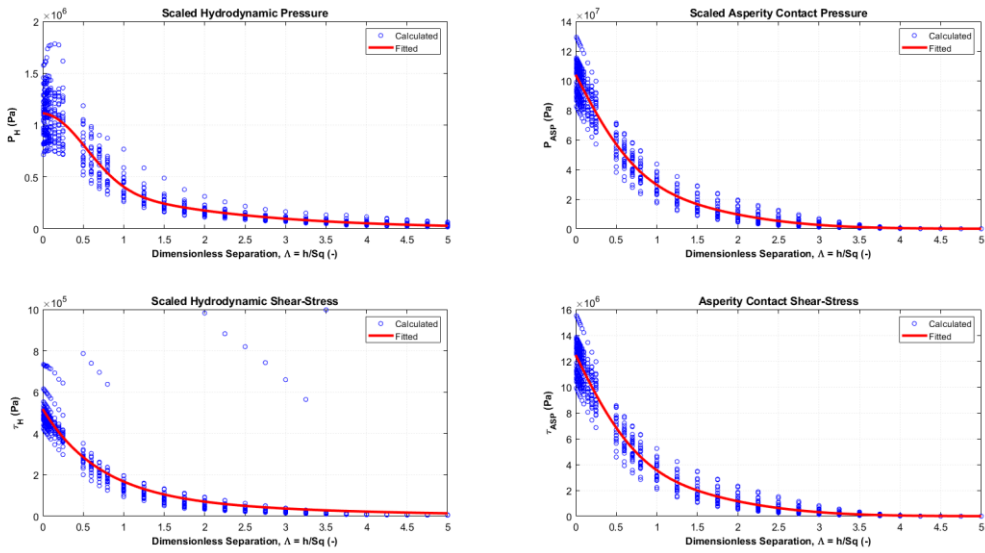


Figura B. 5 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

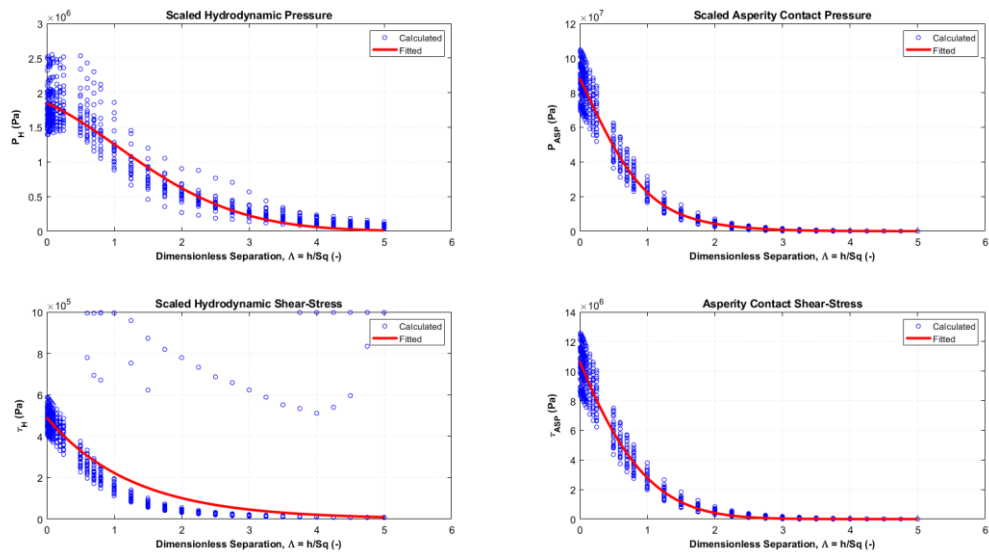


Figura B. 6 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

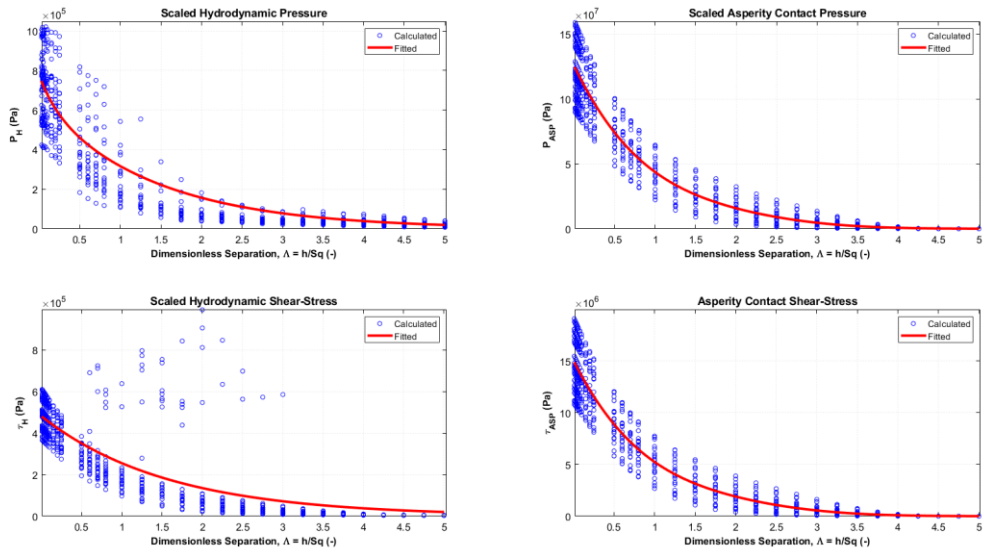


Figura B. 7 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

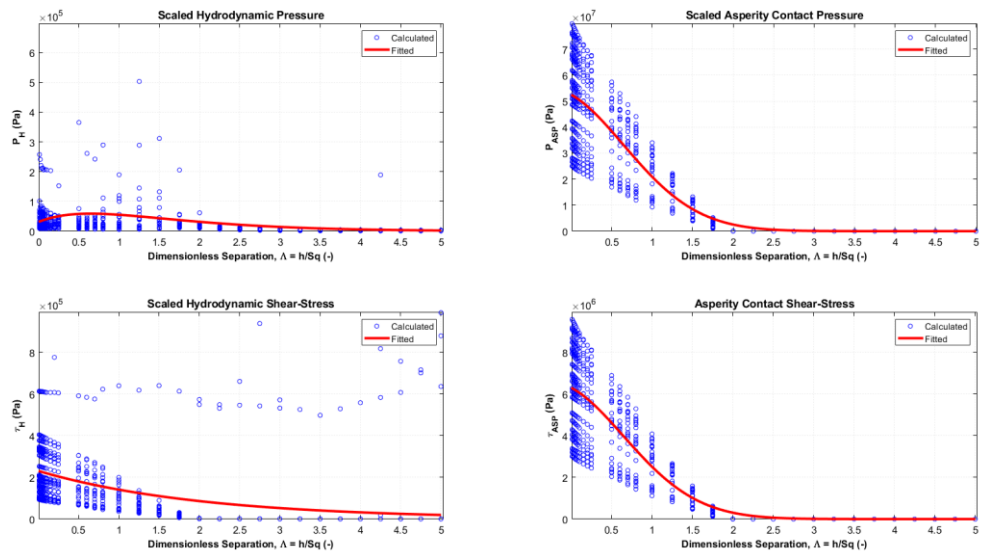


Figura B. 8 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

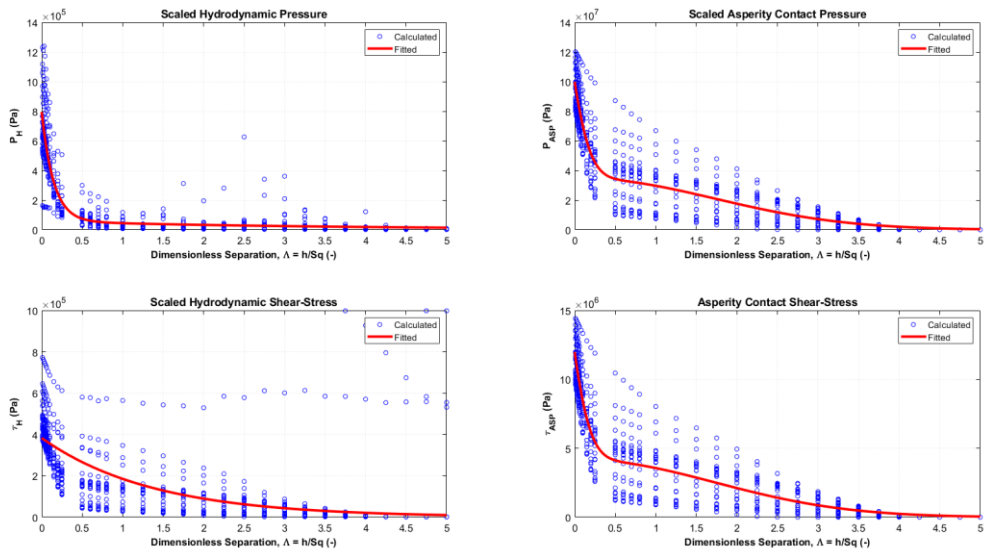


Figura B. 9 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 9.500 RPM e -0,236 m/s.

## B.2 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -19,195 m/s

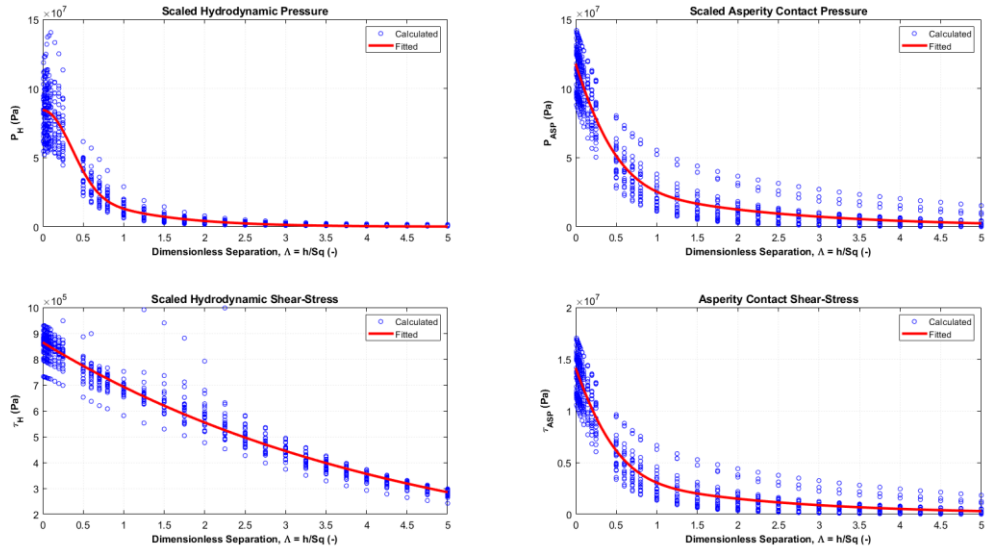


Figura B. 10 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

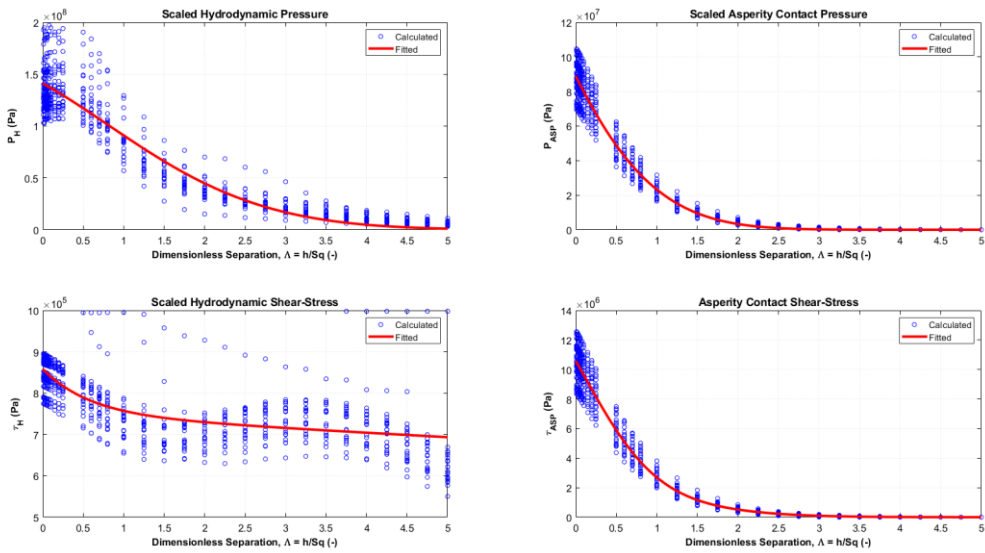


Figura B. 11 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

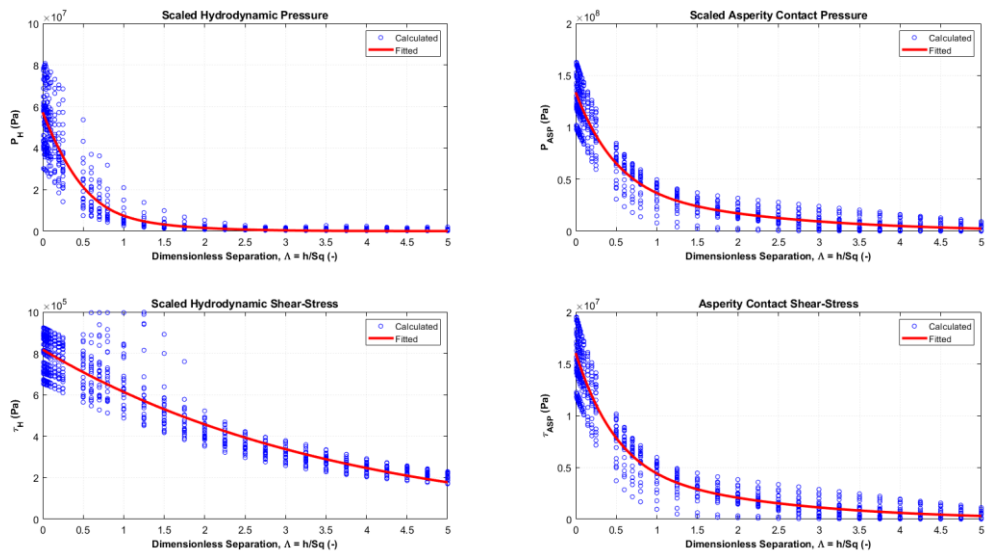


Figura B. 12 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

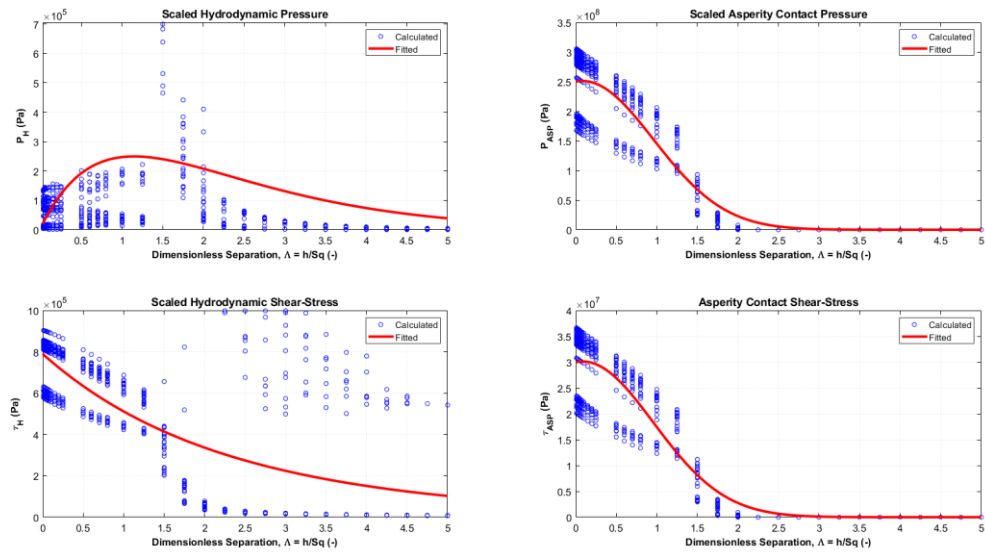


Figura B. 13 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

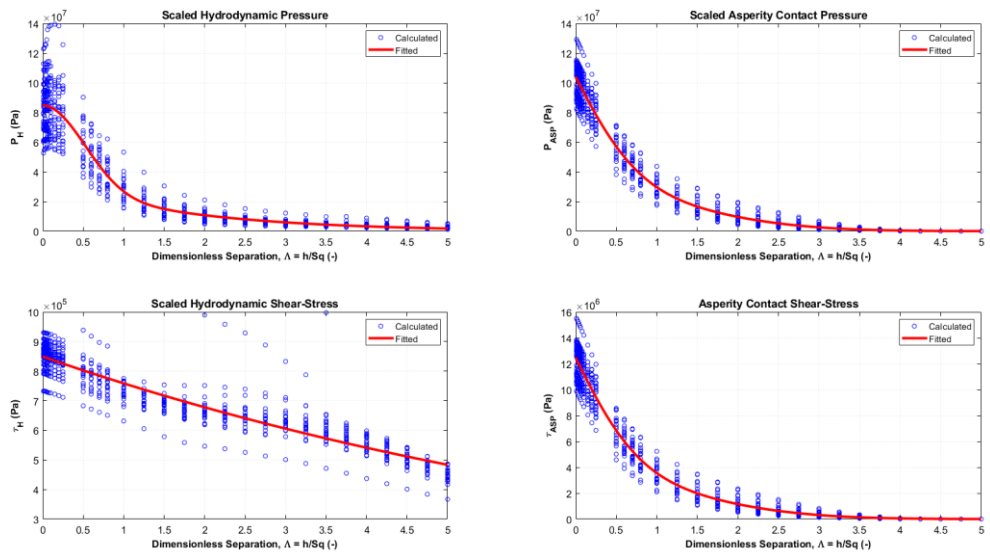


Figura B. 14 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

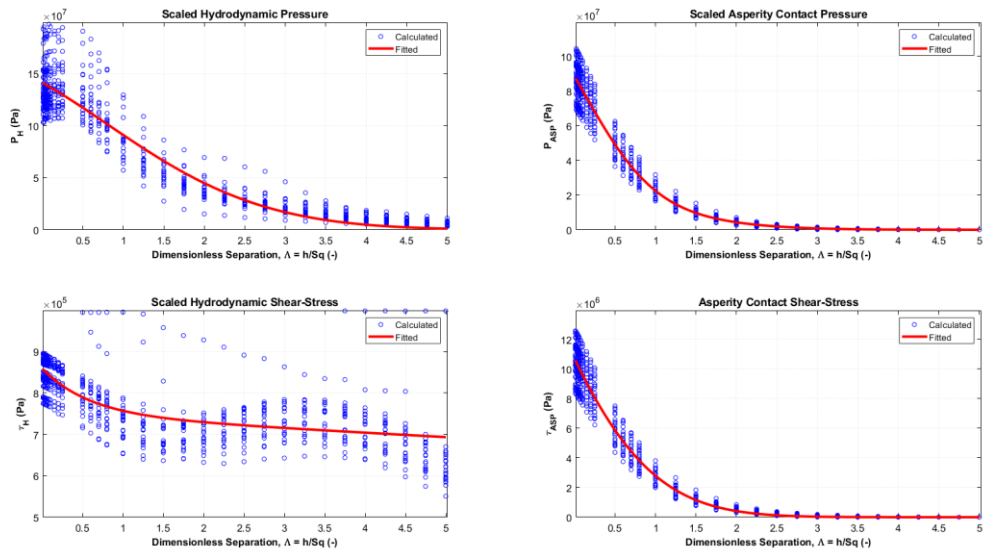


Figura B. 15 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

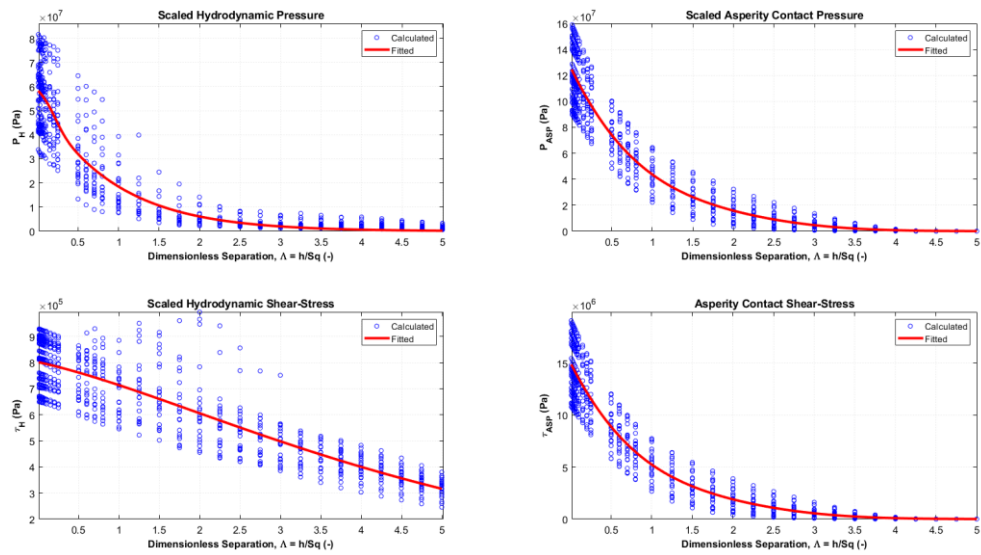


Figura B. 16 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

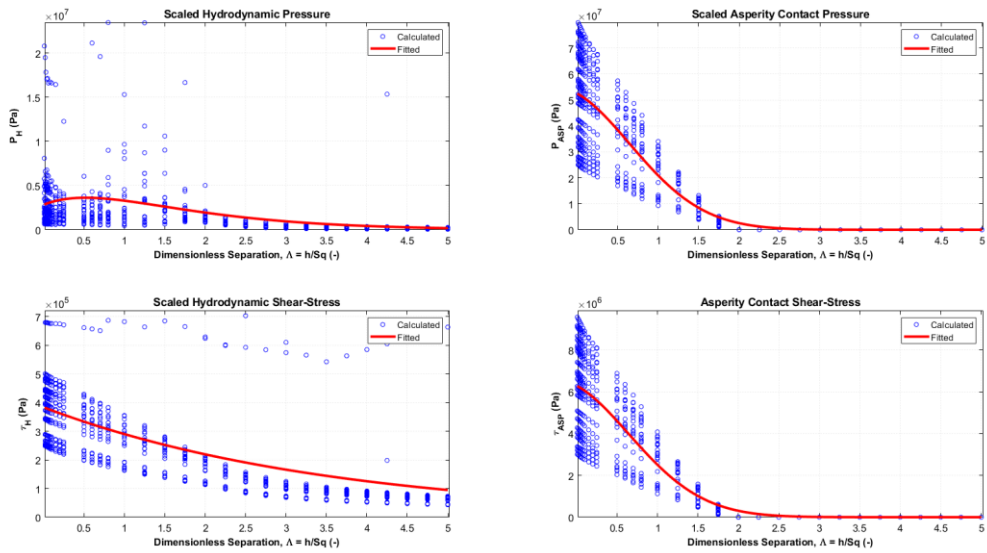


Figura B. 17 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.



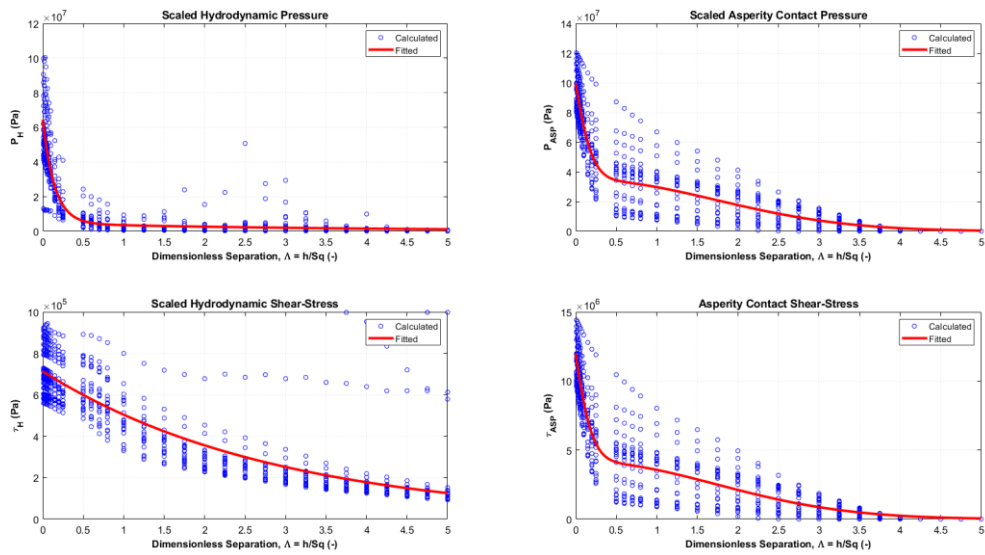


Figura B. 18 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 9.500 RPM e -19,195 m/s.

### B.3 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de -10,290 m/s

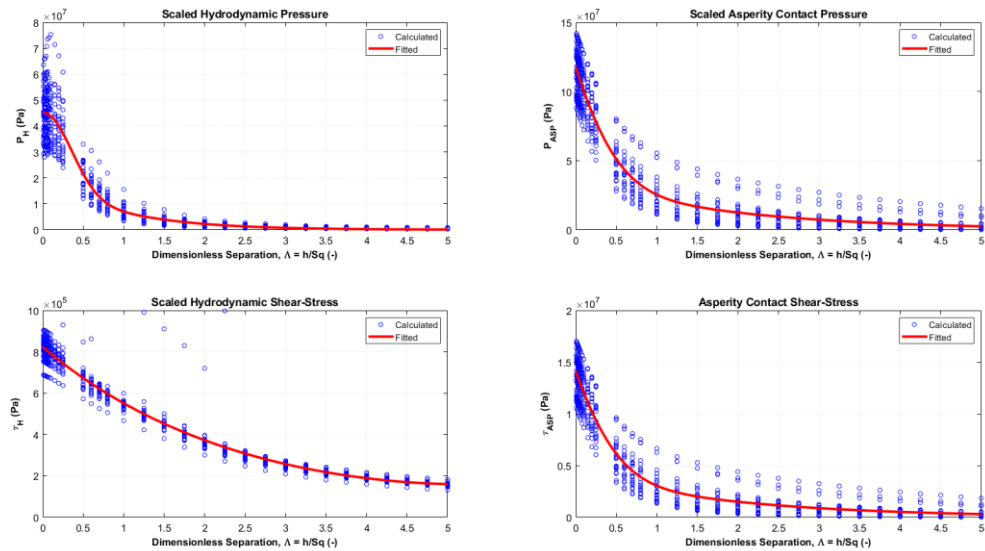


Figura B. 19 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

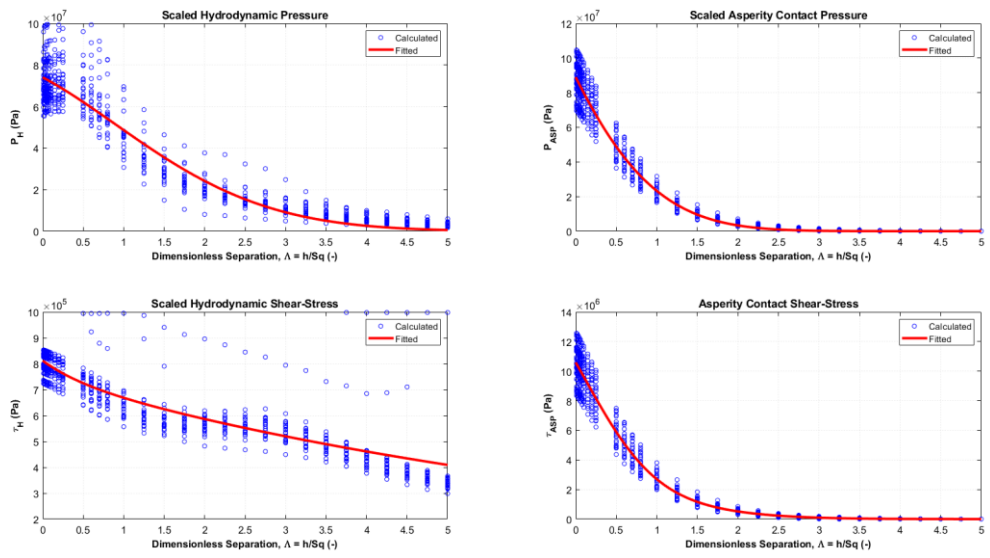


Figura B. 20 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

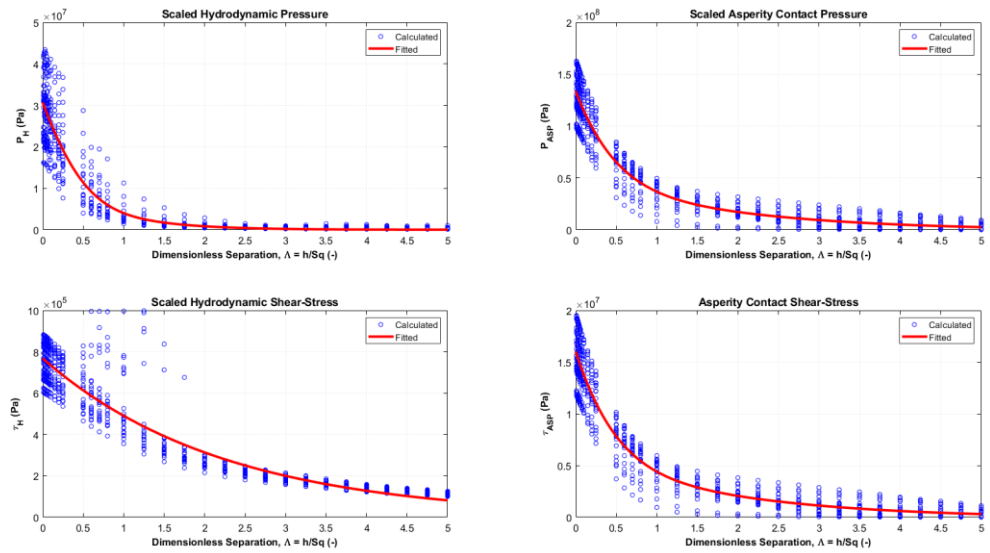


Figura B. 21 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

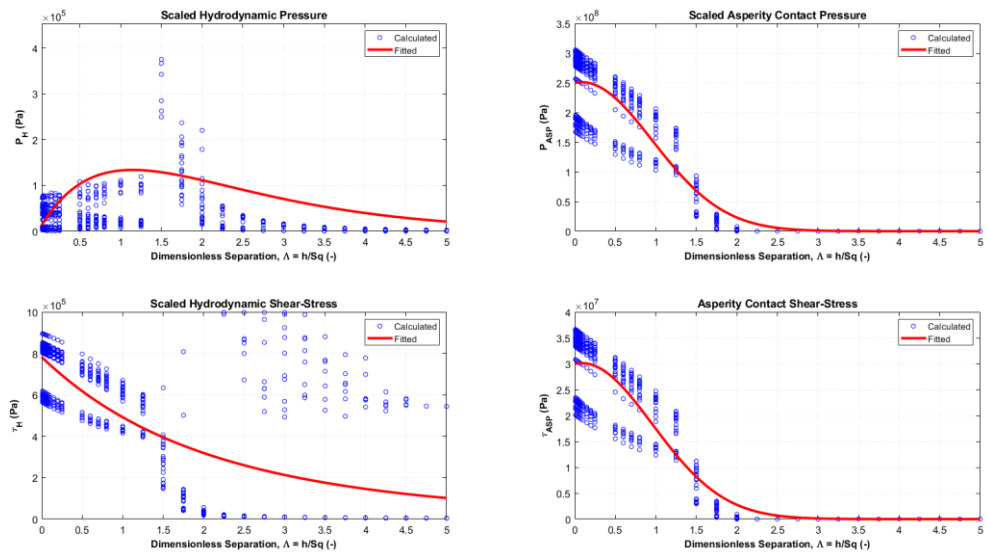


Figura B. 22 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

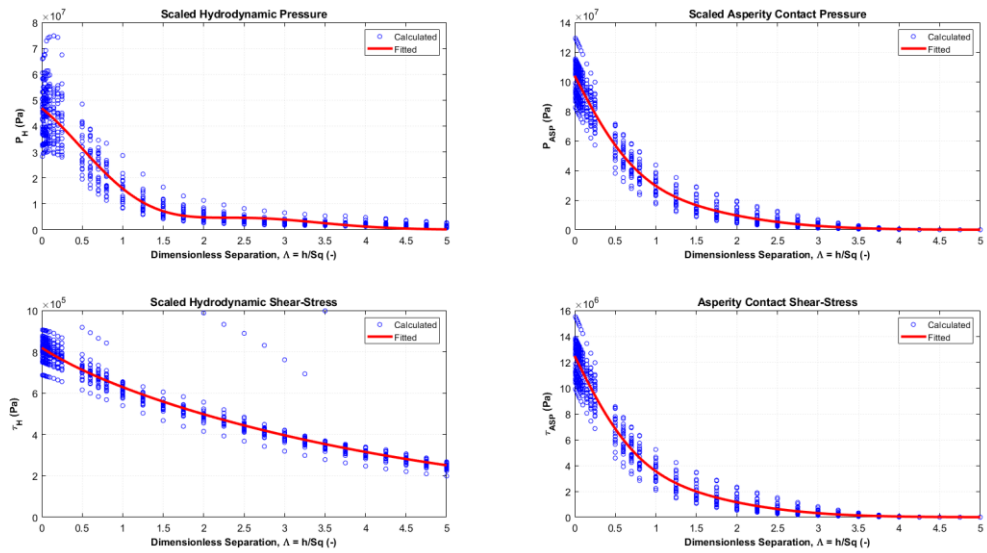


Figura B. 23 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

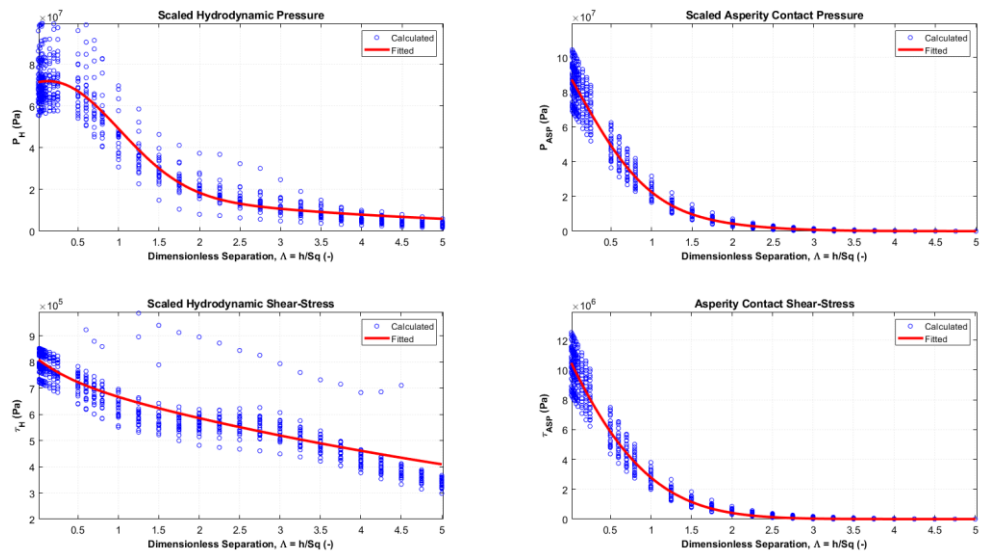


Figura B. 24 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

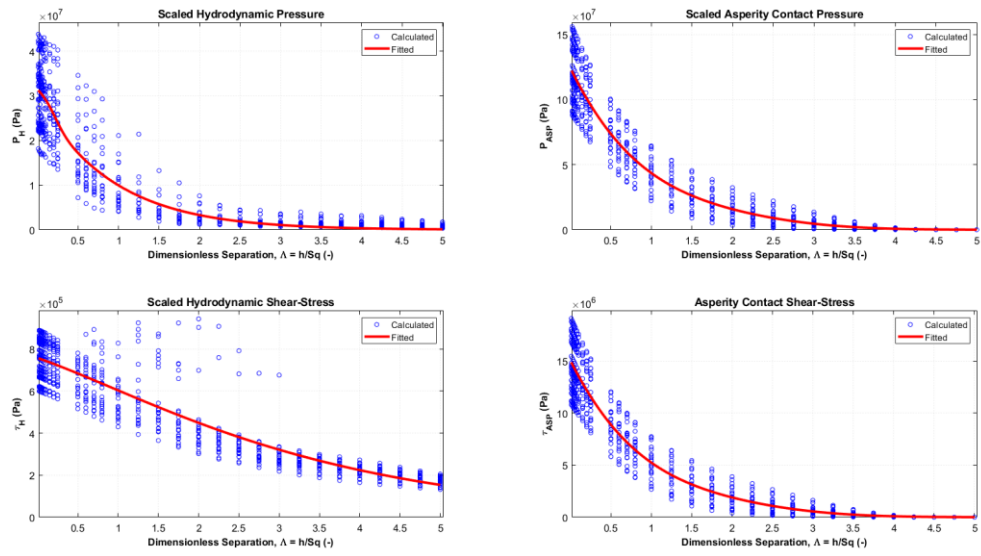


Figura B. 25 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

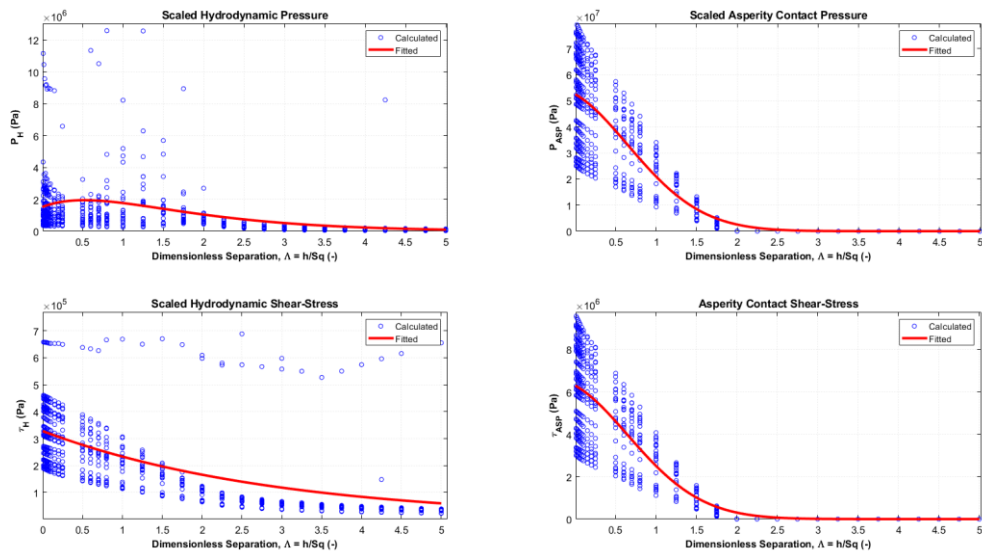


Figura B. 26 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

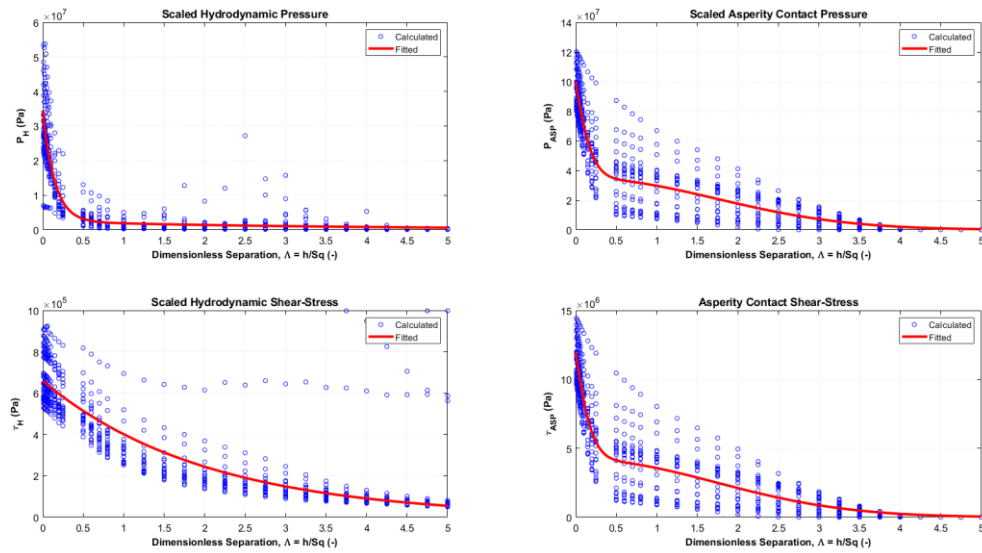


Figura B. 27 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 9.500 RPM e -10,290 m/s.

## B.4 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 7,221 m/s

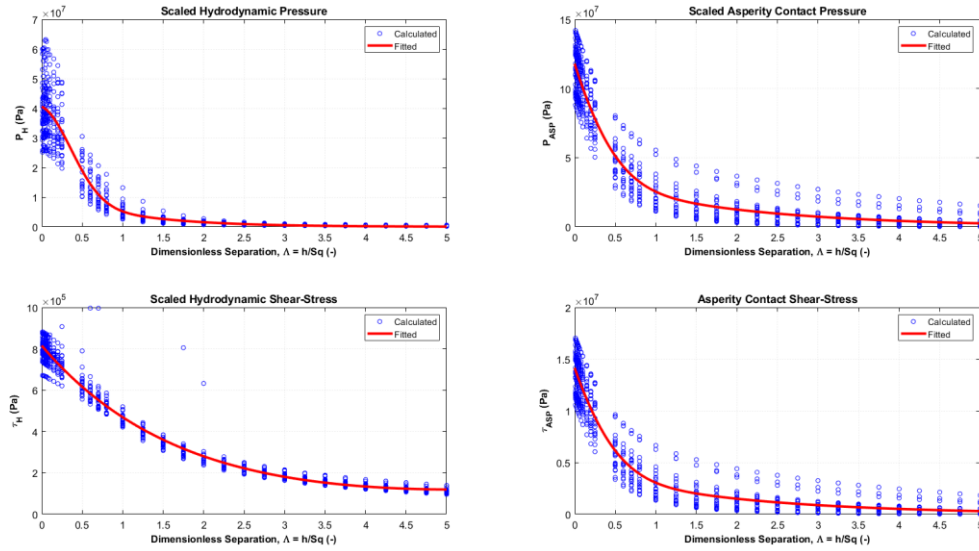


Figura B. 28 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

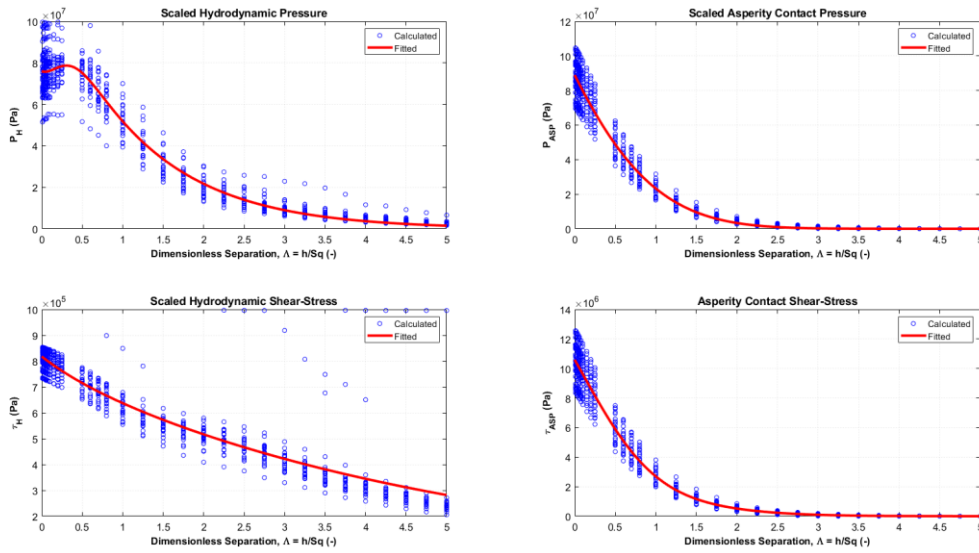


Figura B. 29 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

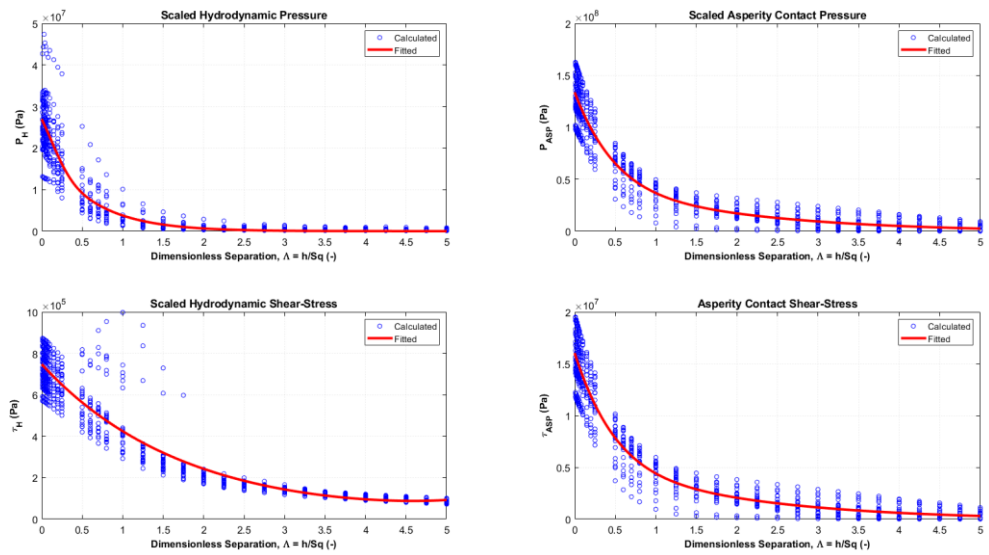


Figura B. 30 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotaçãõ de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

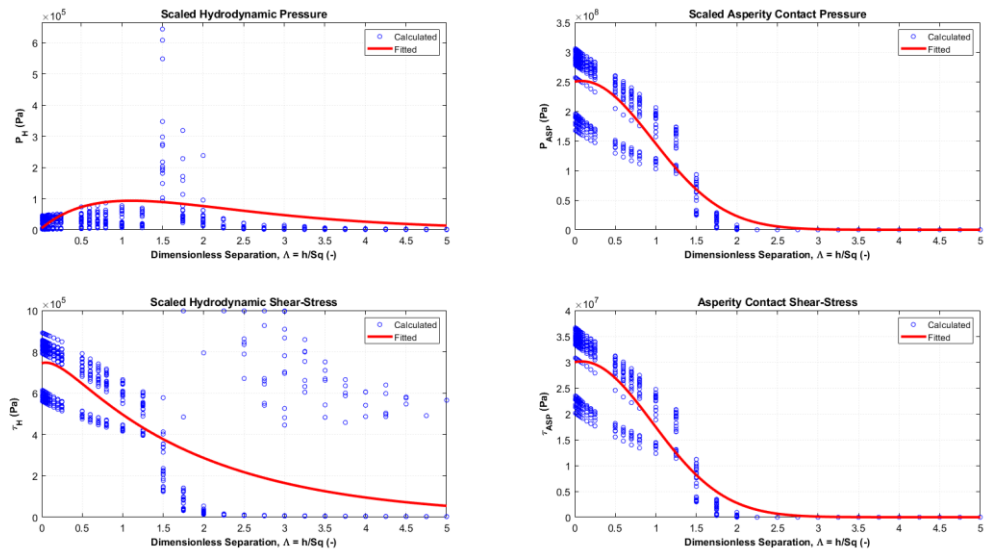


Figura B. 31 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotaçãõ de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

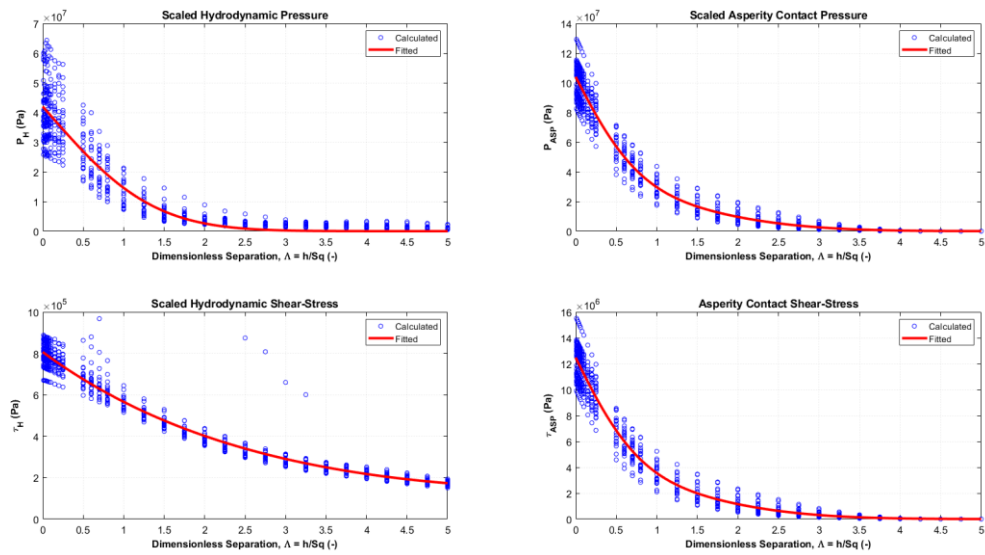


Figura B. 32 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

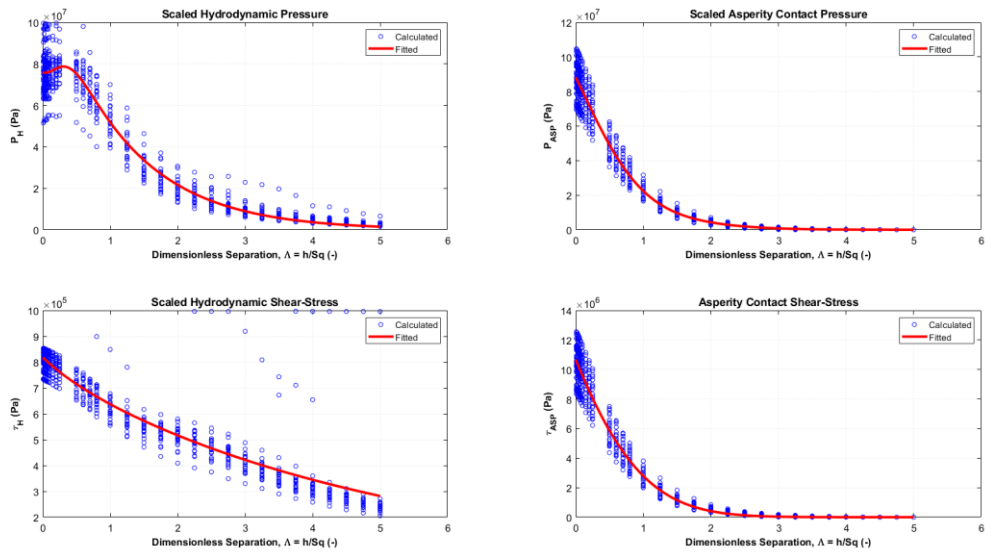


Figura B. 33 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.



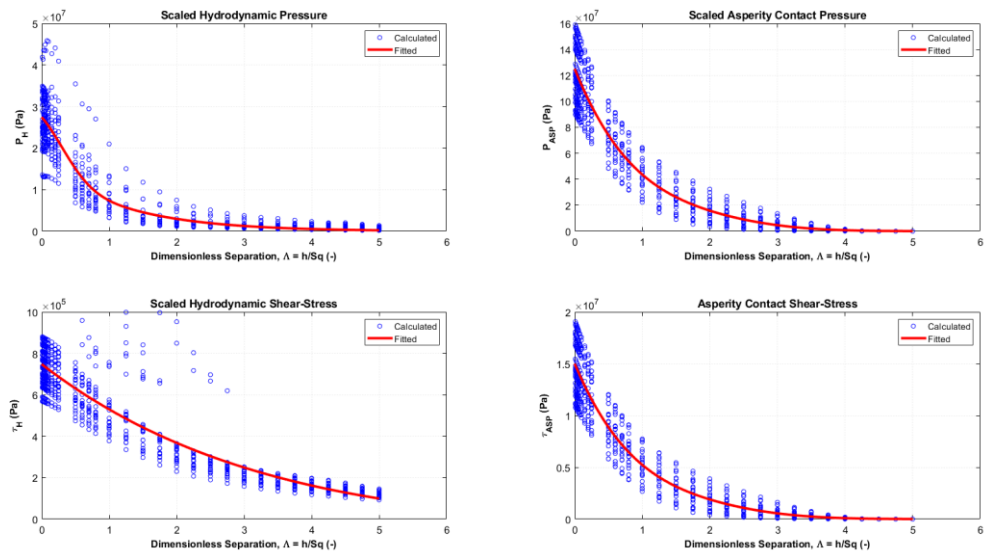


Figura B. 34 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

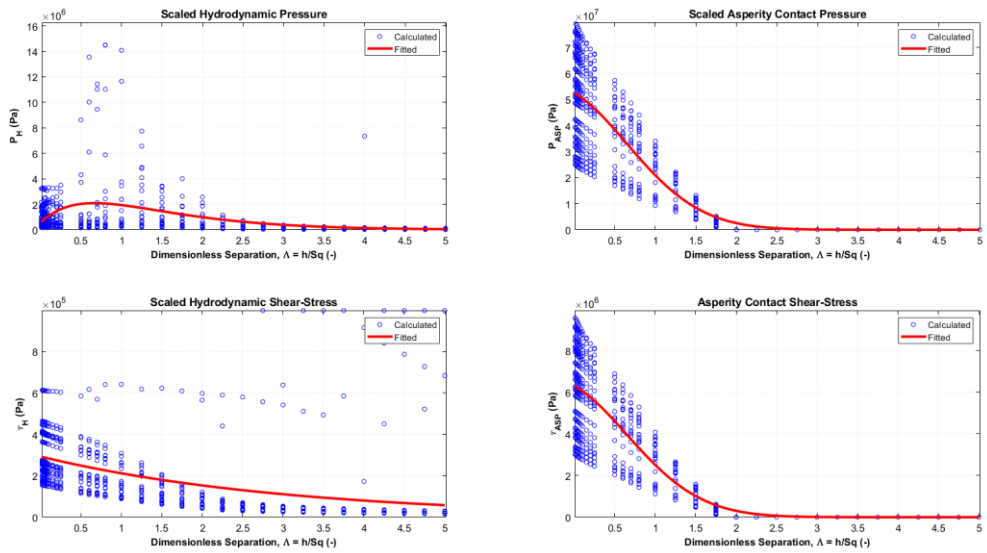


Figura B. 35 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

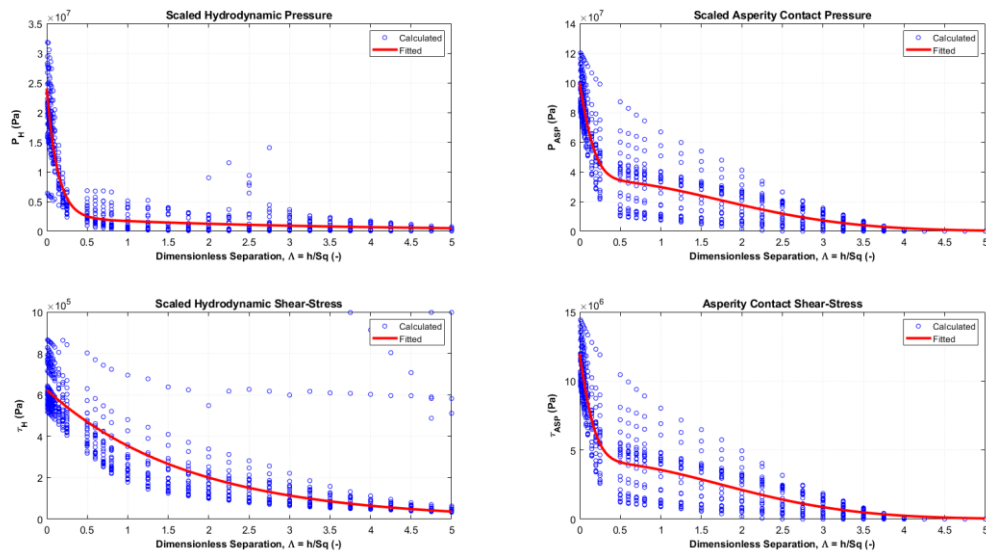


Figura B. 36 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 9.500 RPM e 7,221 m/s.

## B.5 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 19,195 m/s

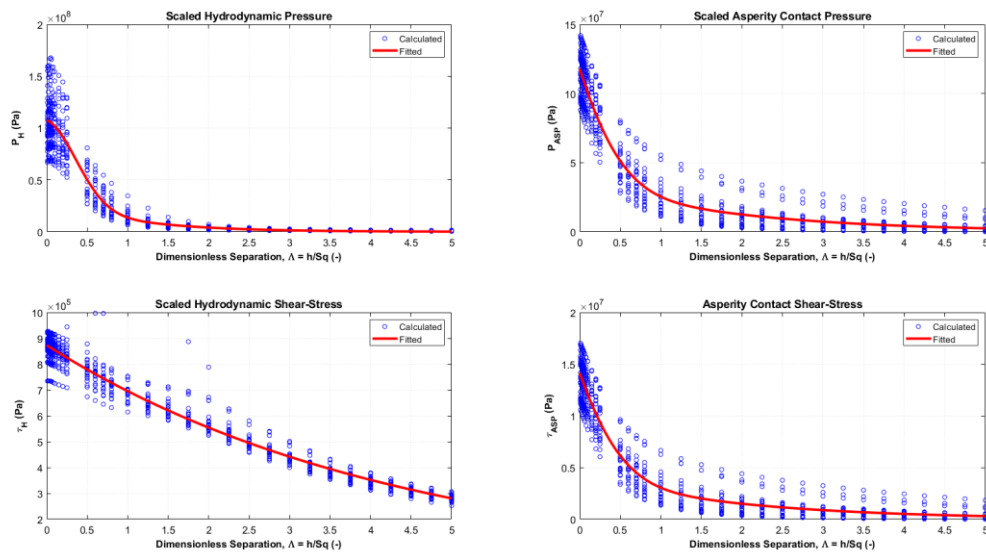


Figura B. 37 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

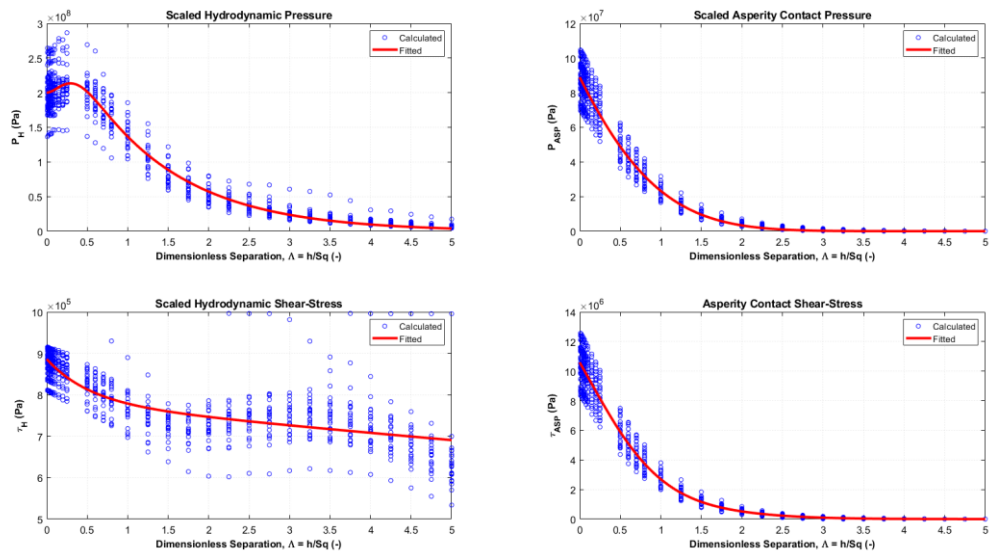


Figura B. 38 - Curvas de ajustes da  $S_p$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

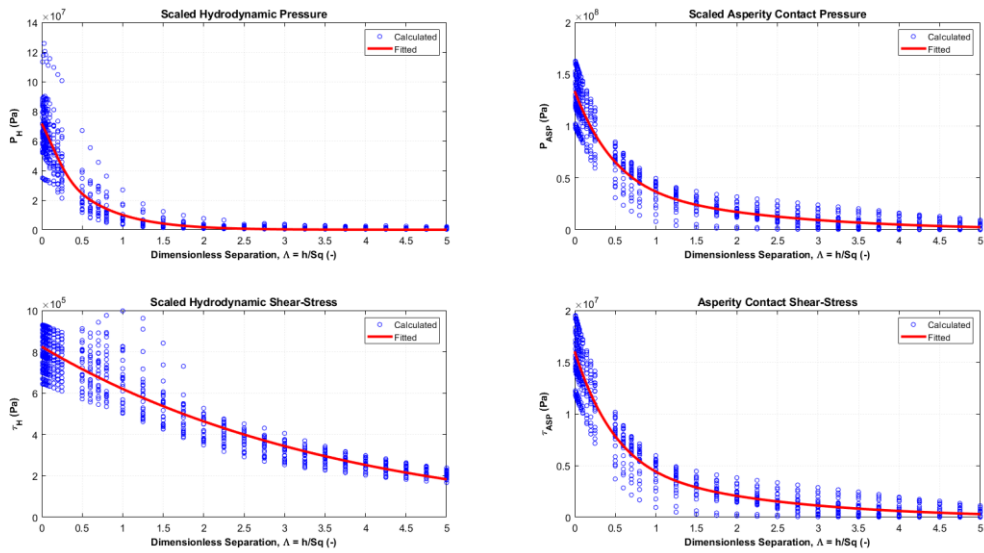


Figura B. 39 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

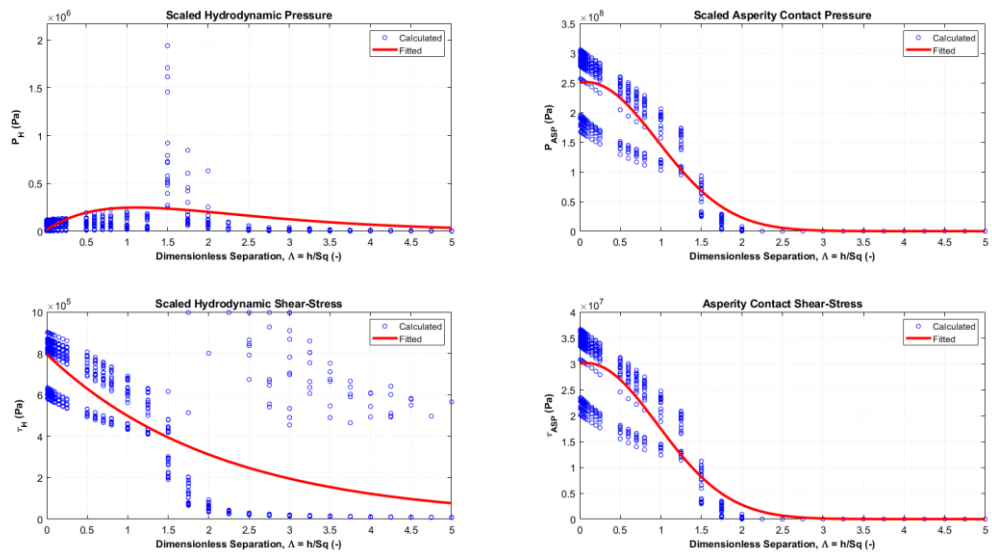


Figura B. 40 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

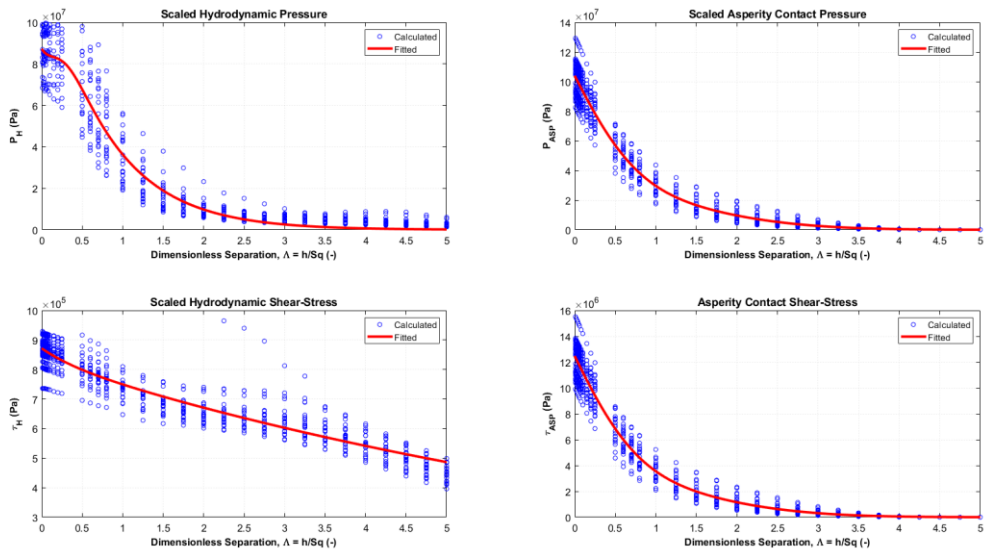


Figura B. 41 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

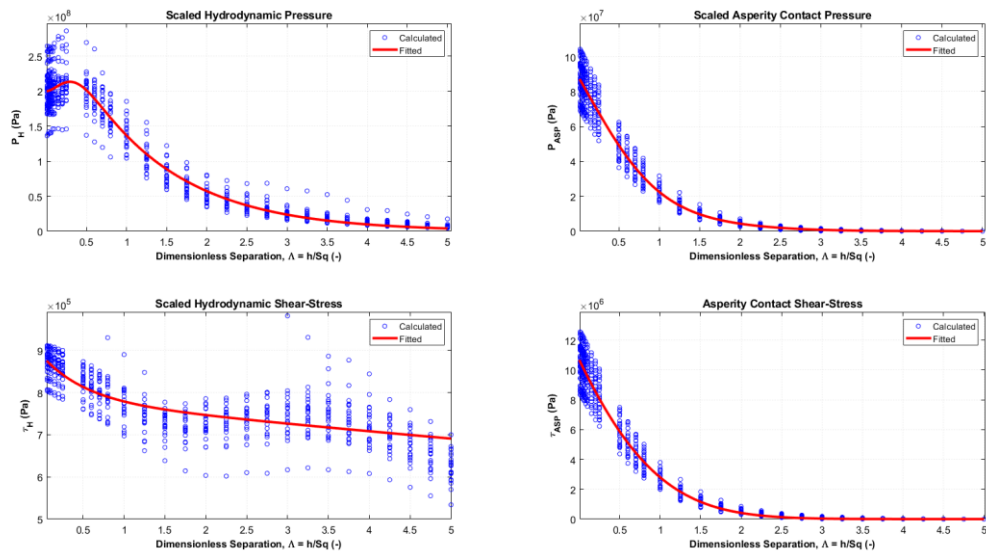


Figura B. 42 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

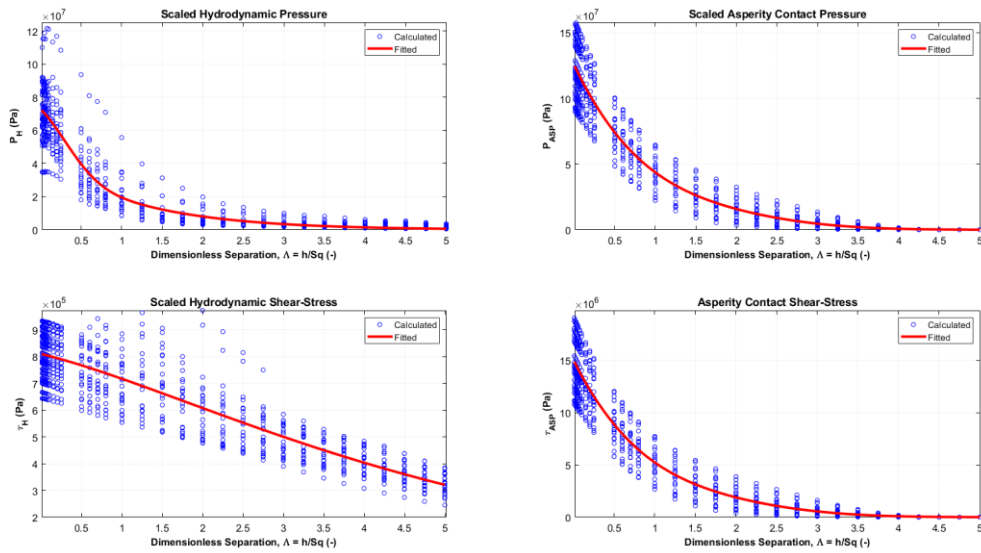


Figura B. 43 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

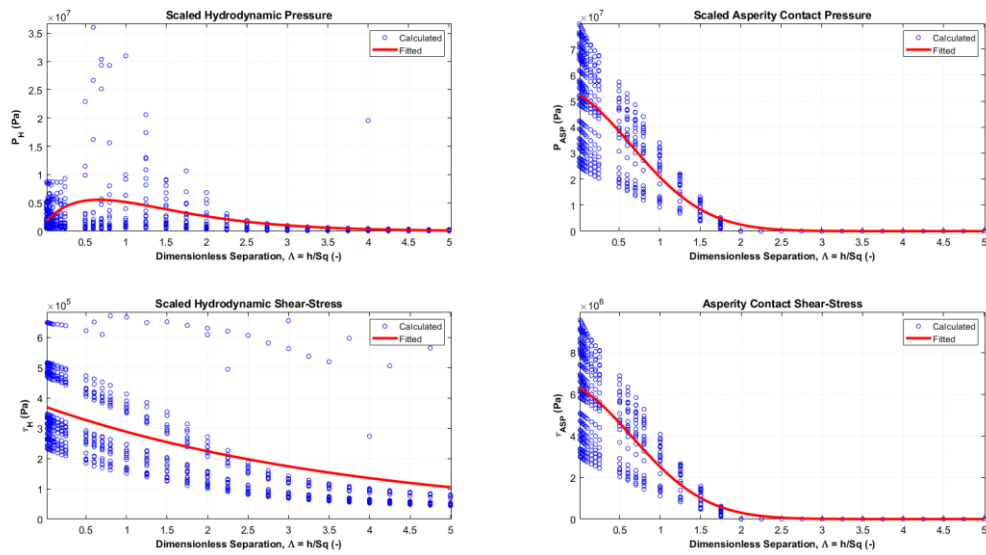


Figura B. 44 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

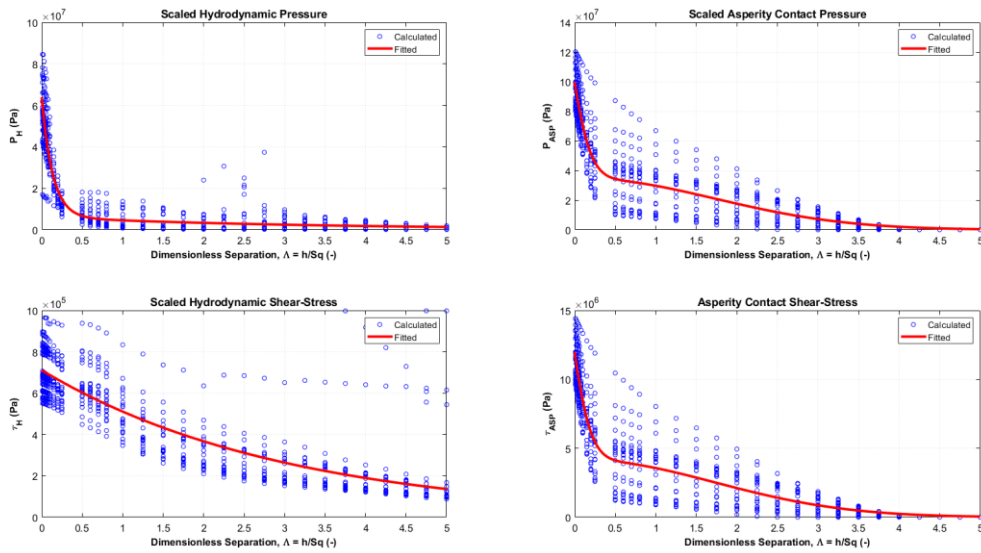


Figura B. 45 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 9.500 RPM e 19,195 m/s.

## B.6 – Rotação de 9.500 RPM e velocidade de 0,137 m/s

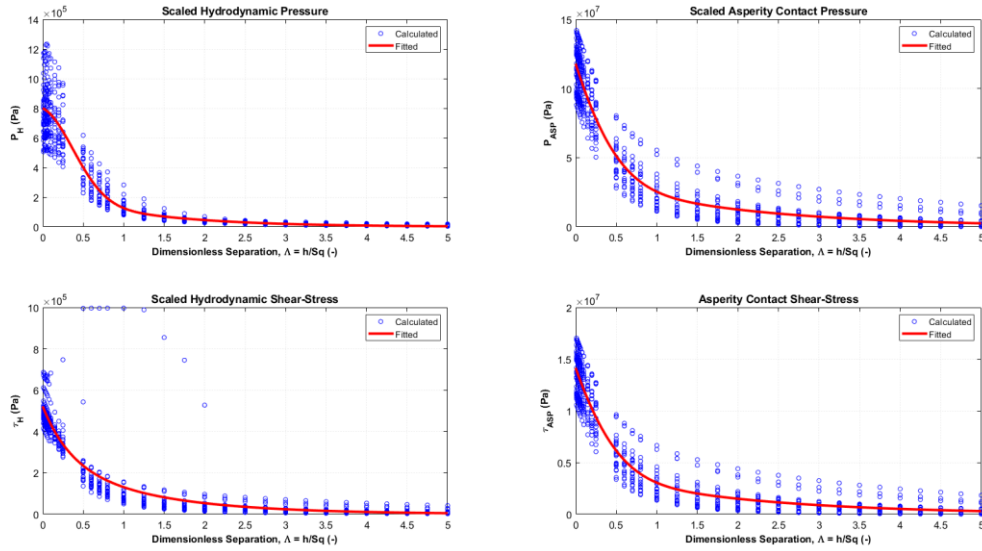


Figura B. 46 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

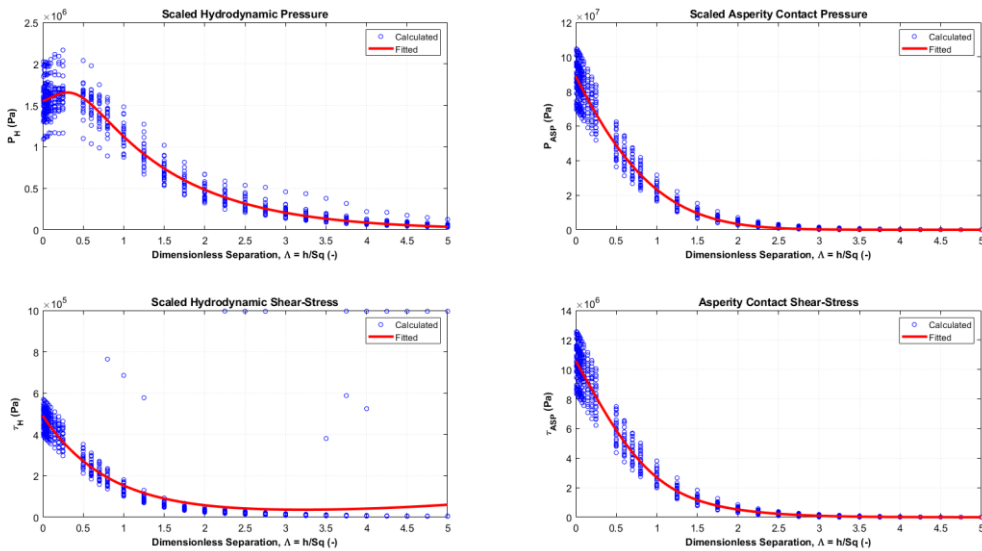


Figura B. 47 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

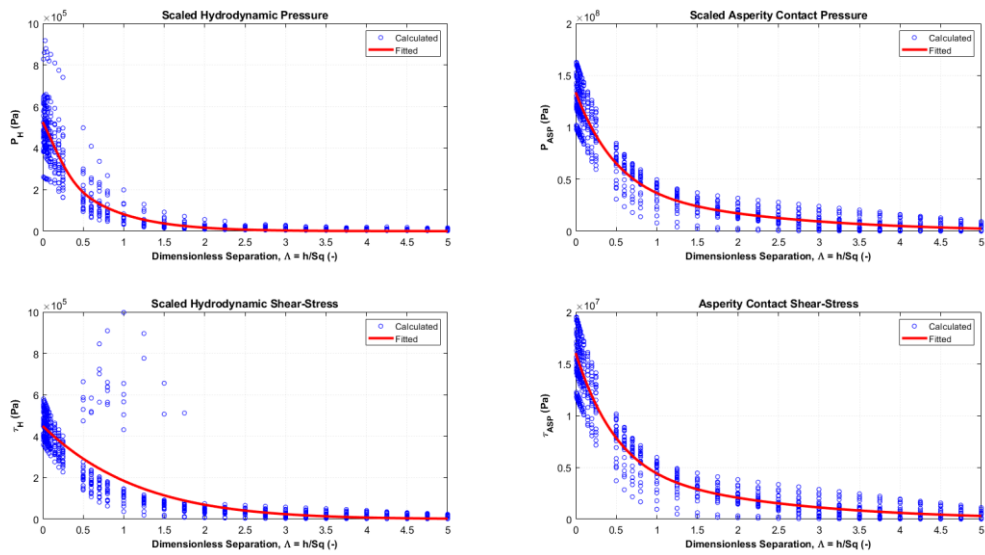


Figura B. 48 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

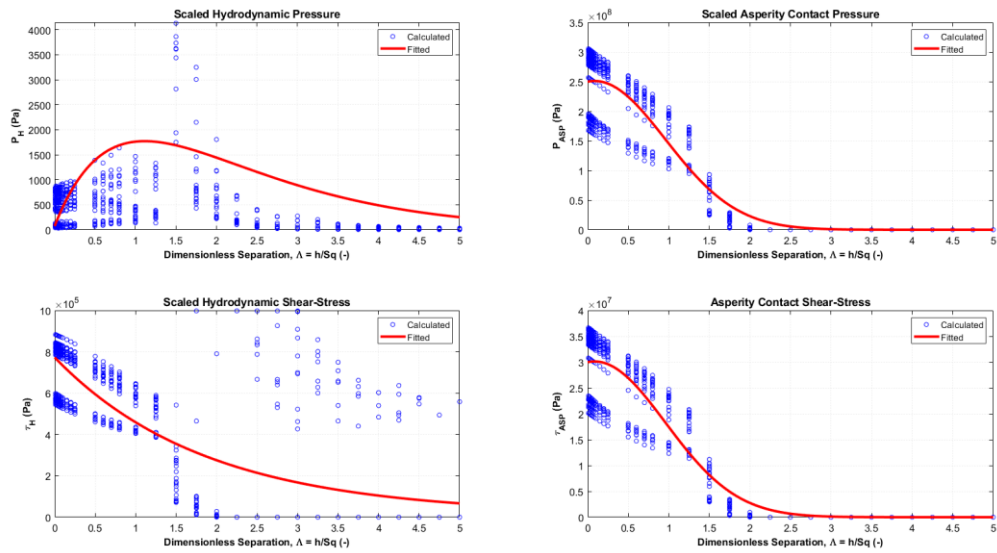


Figura B. 49 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.



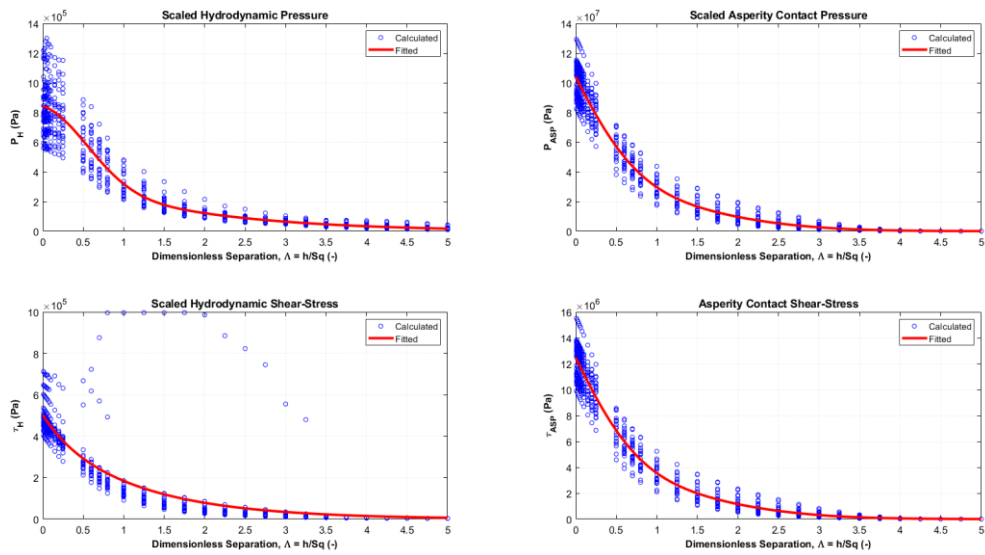


Figura B. 50 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

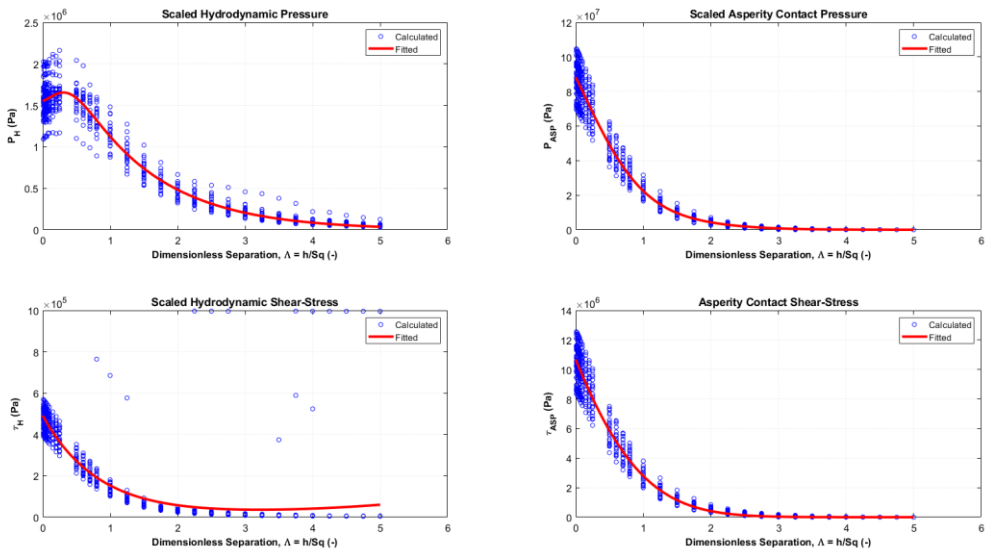


Figura B. 51 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

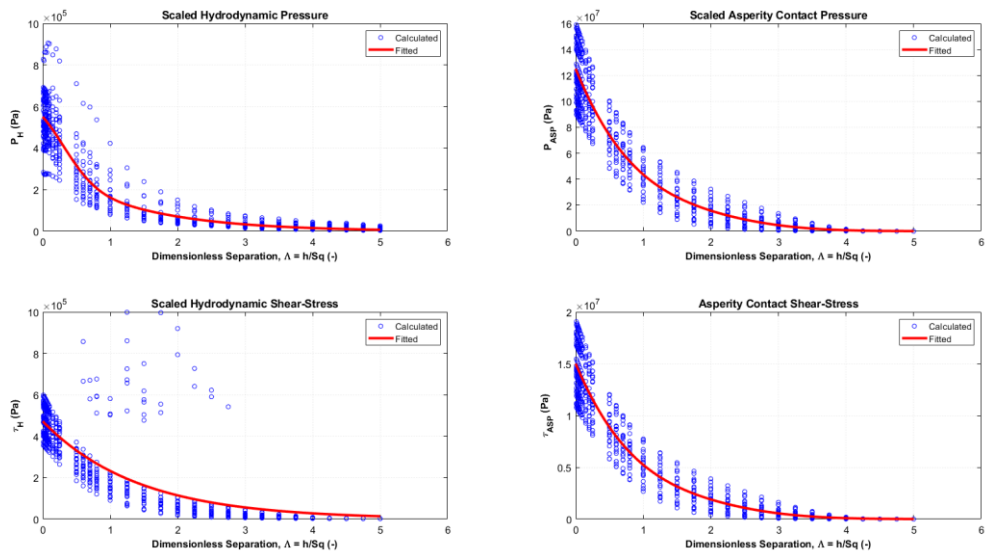


Figura B. 52 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.

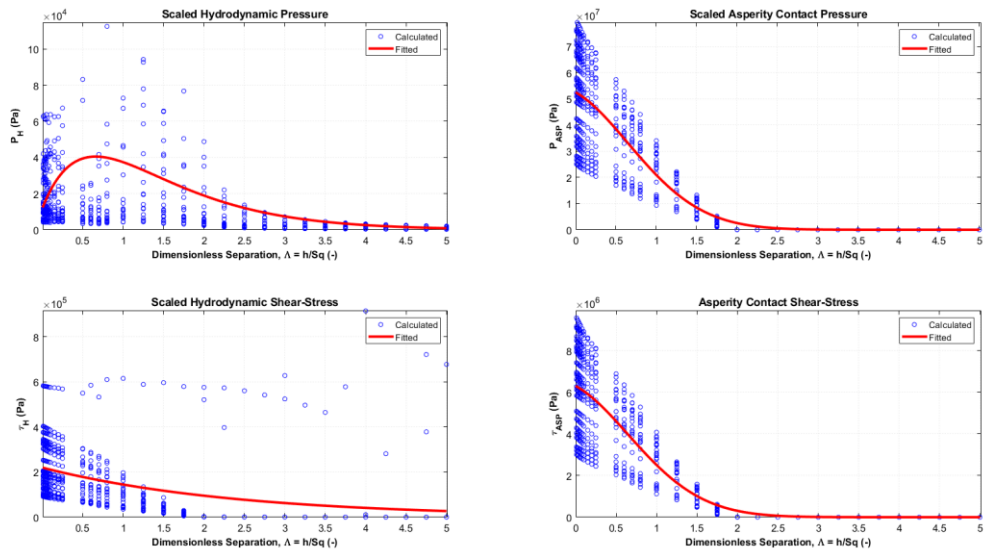
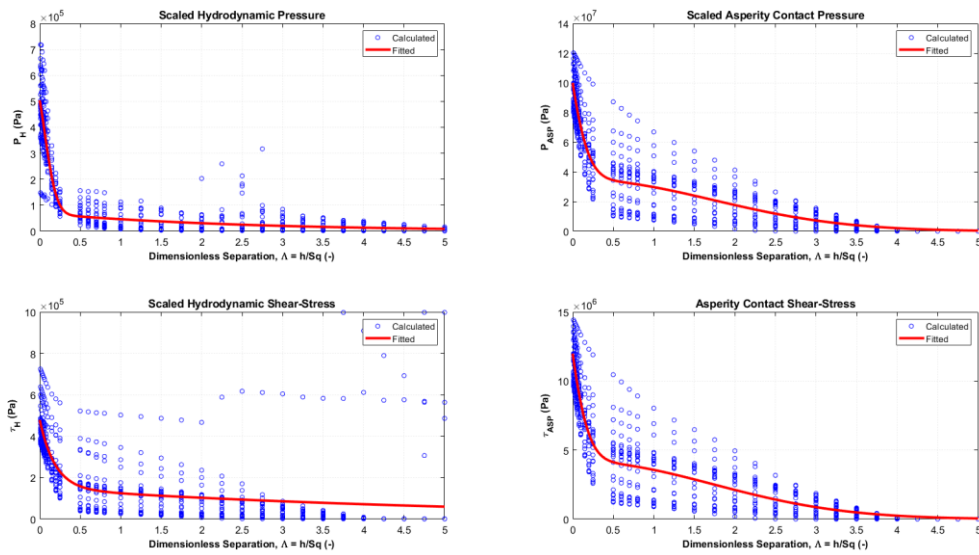


Figura B. 53 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 9.500 RPM e 0,137 m/s.



## B.7 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -0,477 m/s

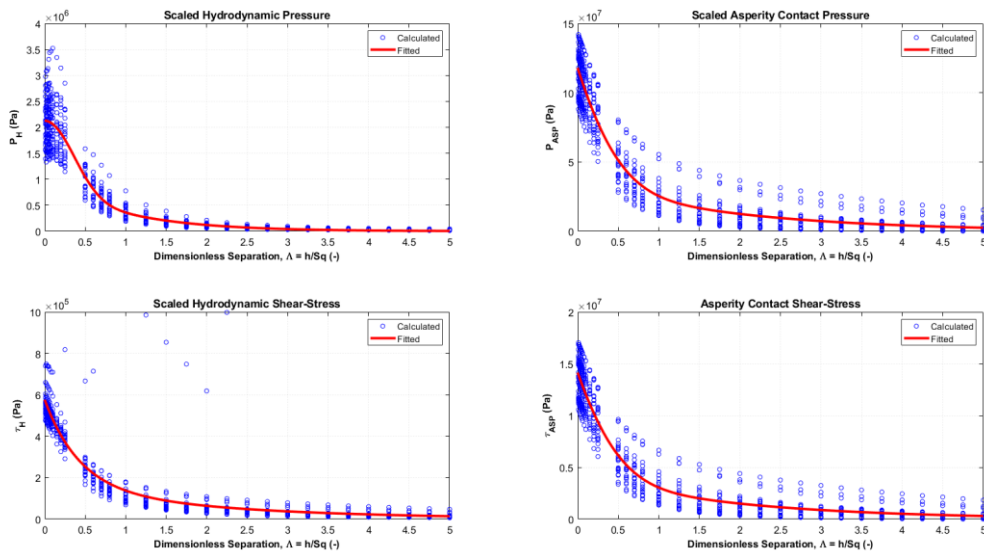


Figura B. 54 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

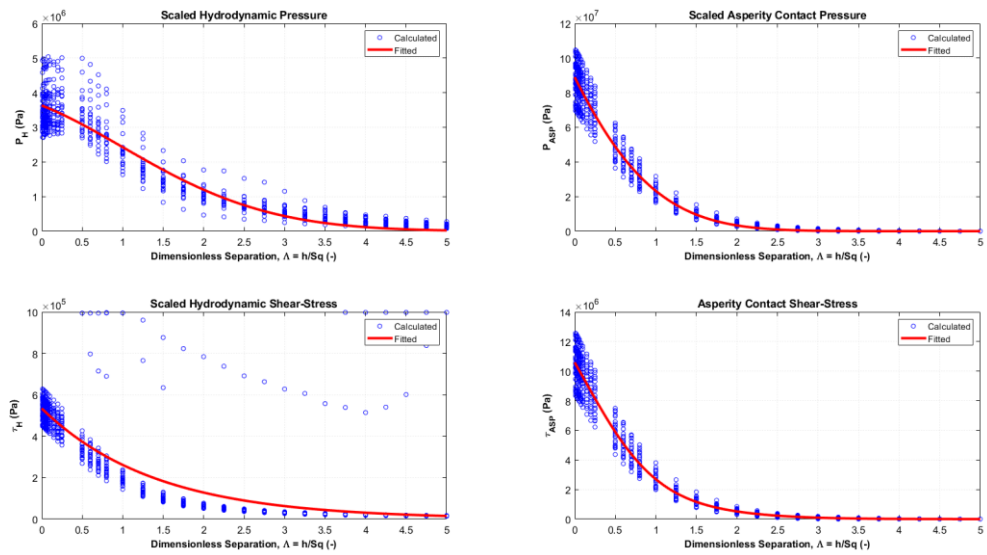


Figura B. 55 - Curvas de ajustes da  $S_p$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

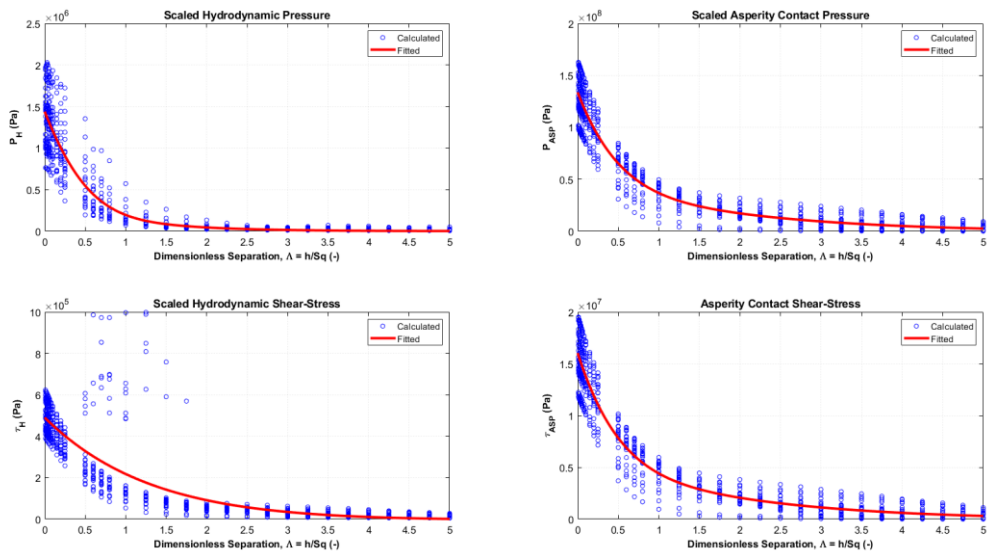


Figura B. 56 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

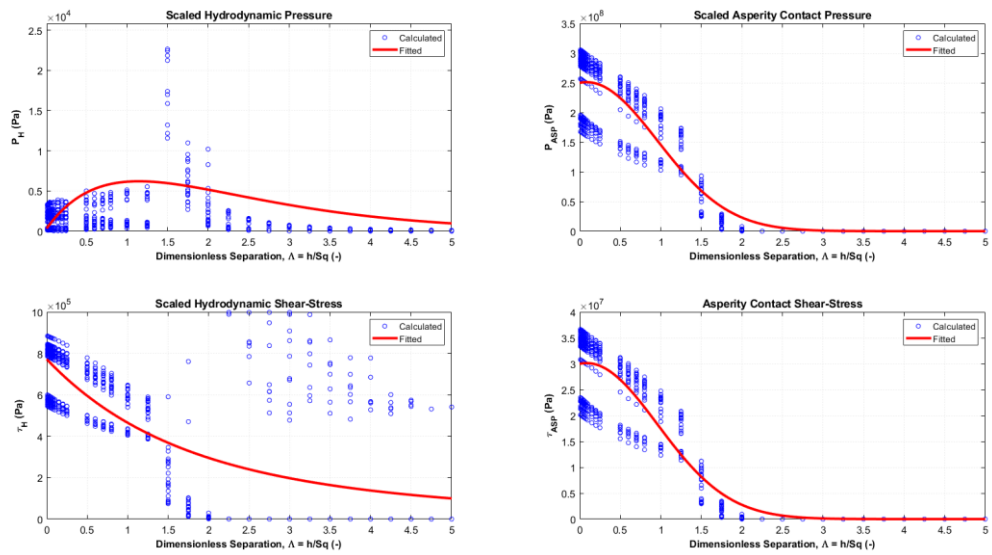


Figura B. 57 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

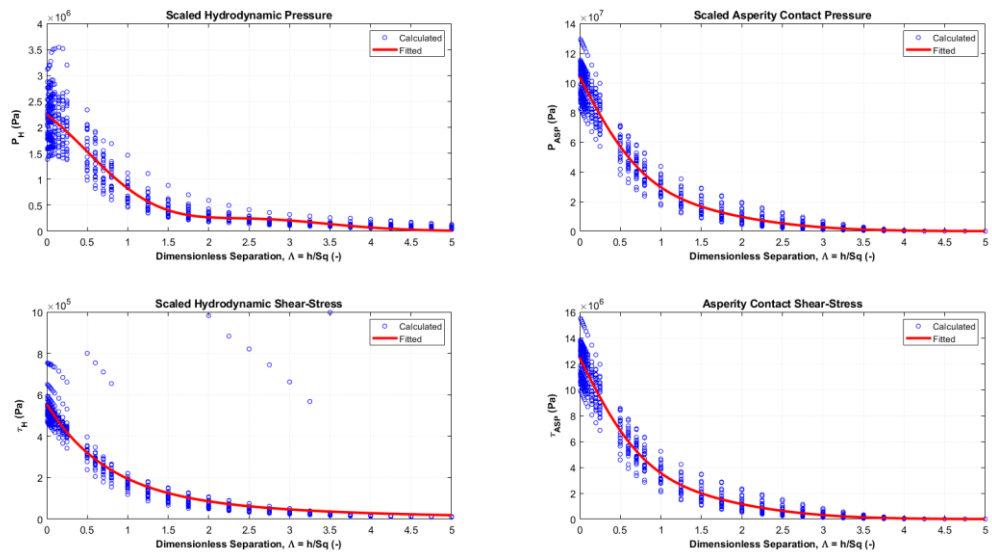


Figura B. 58 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

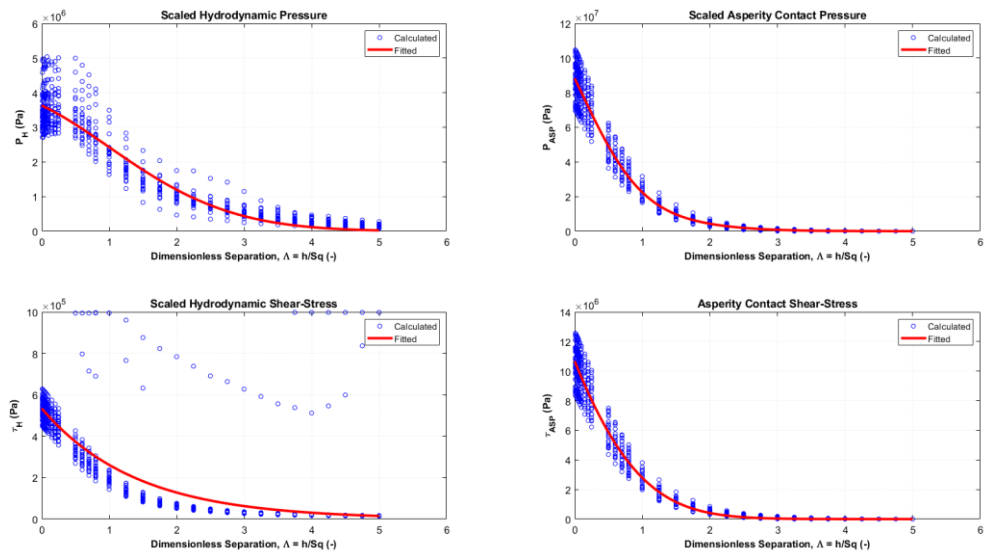


Figura B. 59 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

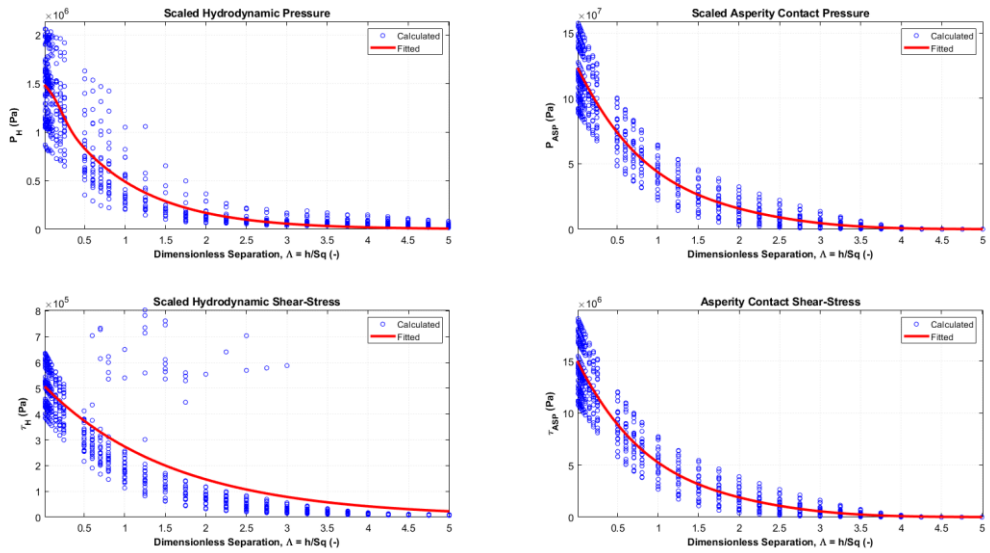


Figura B. 60 - Curvas de ajustes da  $S_{OM}$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

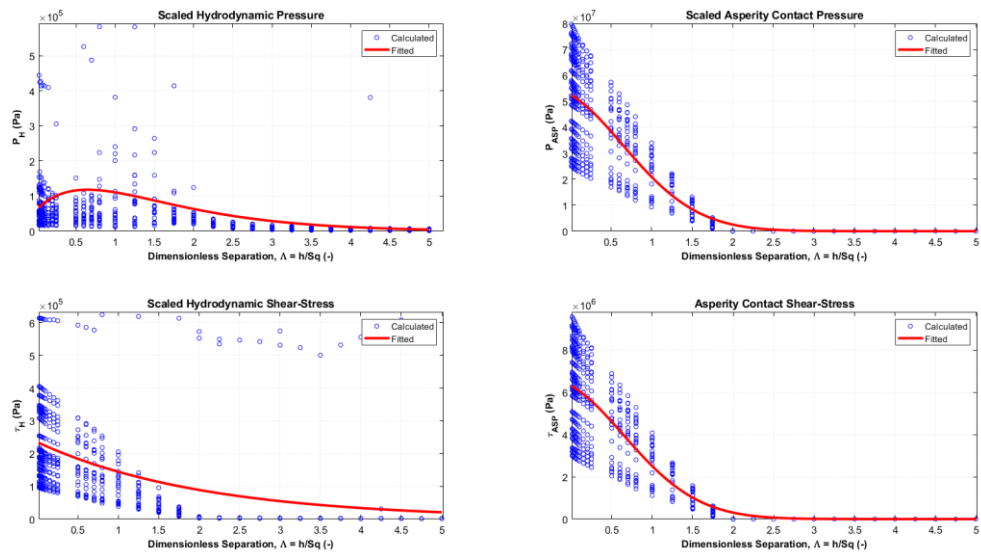


Figura B. 61 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

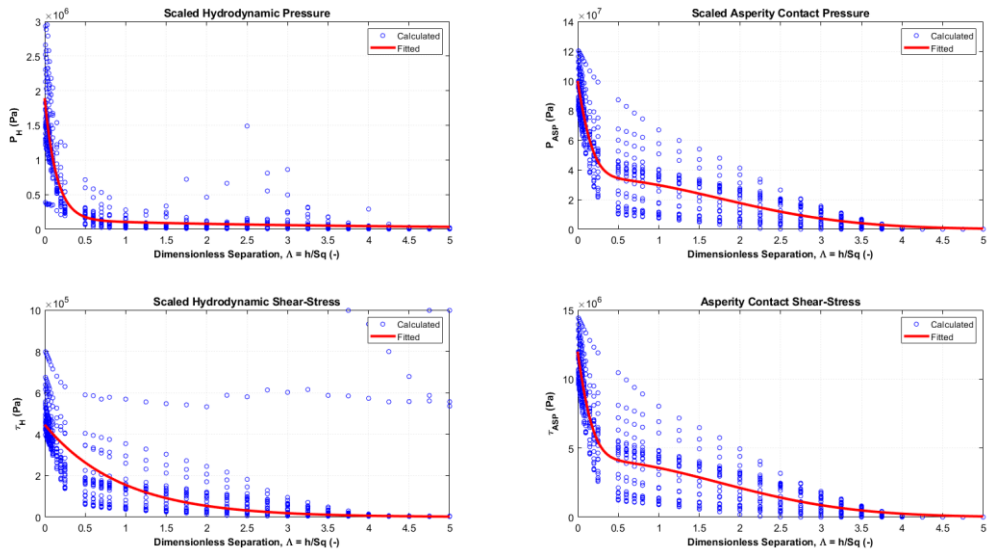


Figura B. 62 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e -0,477 m/s.

## B.8 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -27,277 m/s

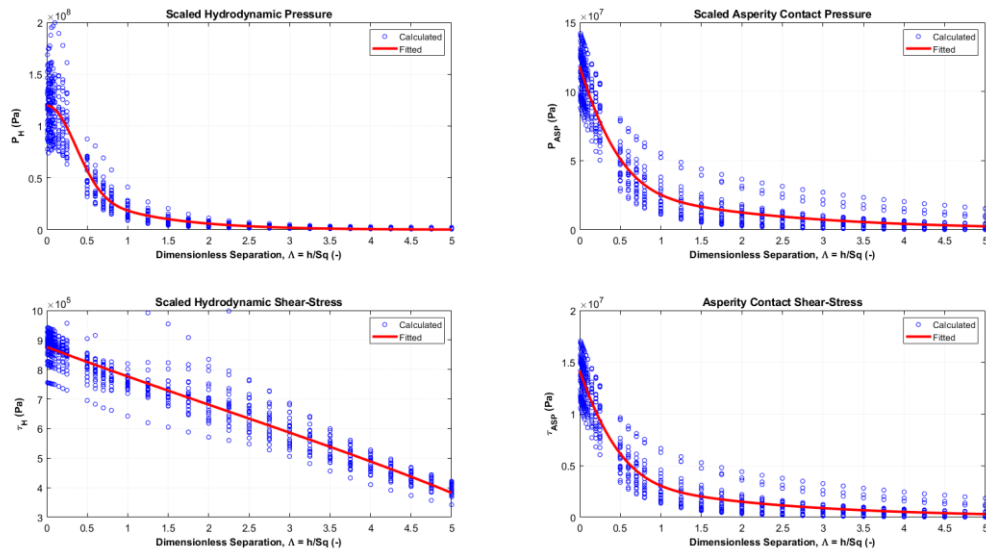


Figura B. 63 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

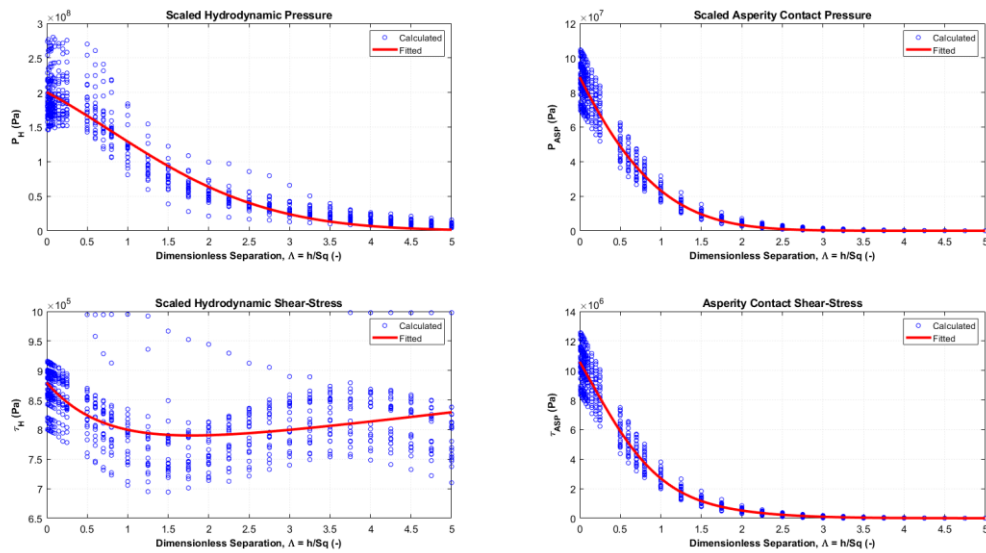


Figura B. 64 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.



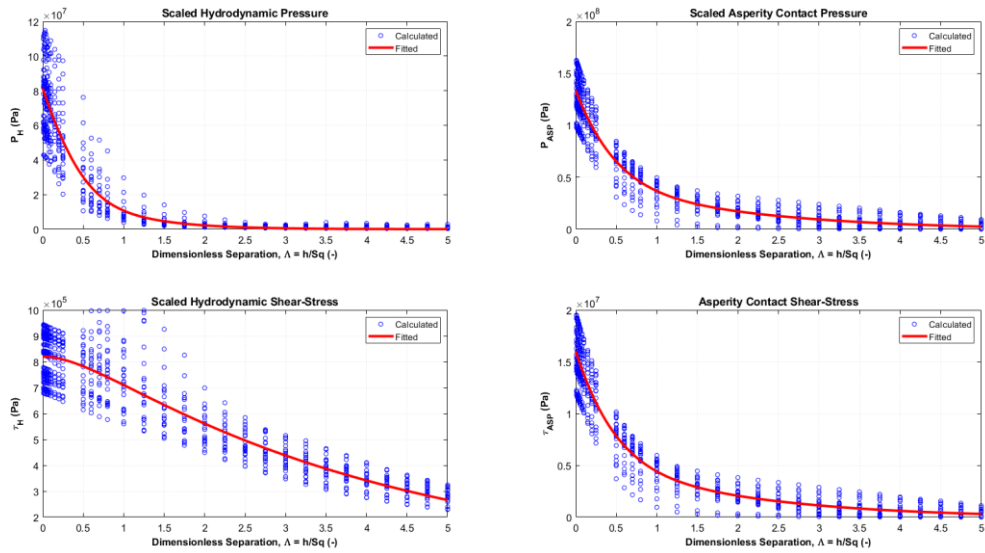


Figura B. 65 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

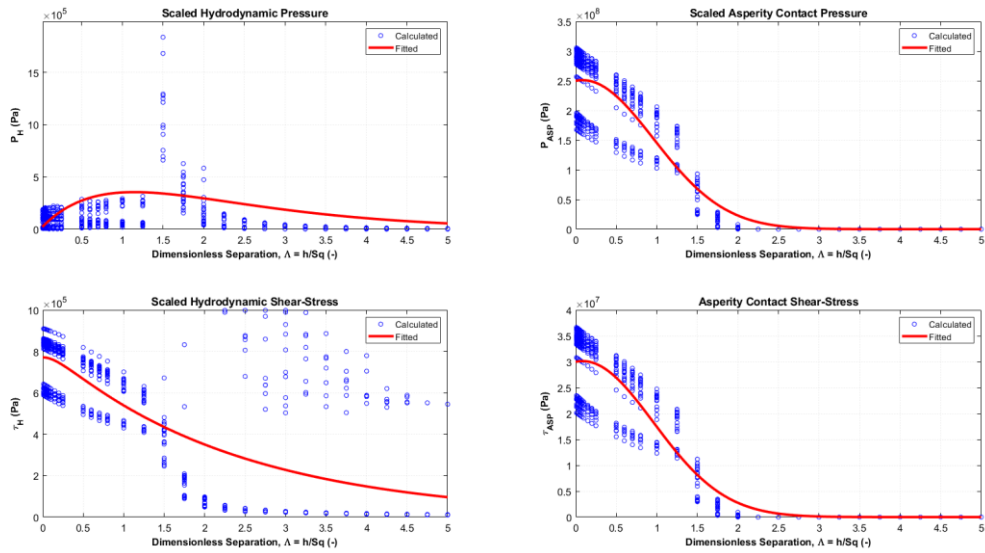


Figura B. 66 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

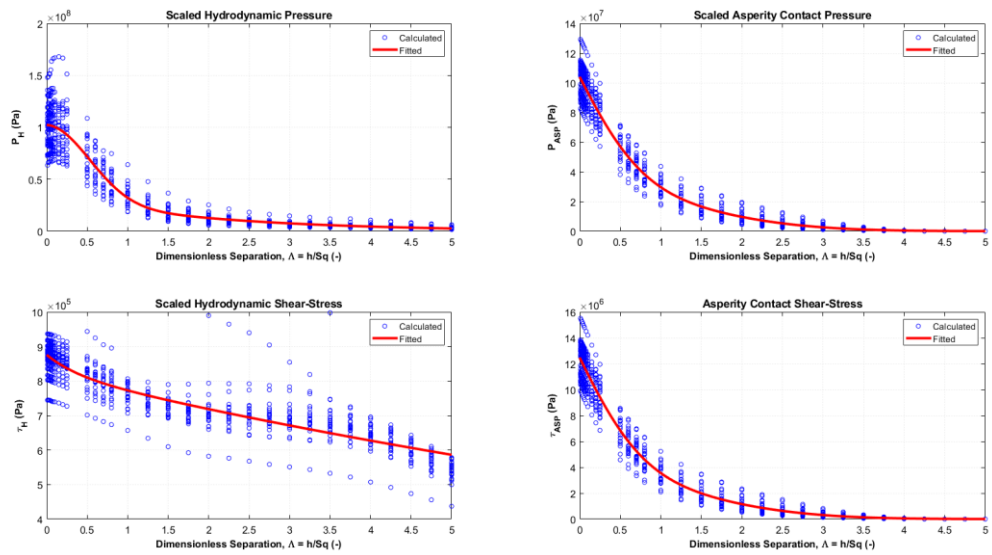


Figura B. 67 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

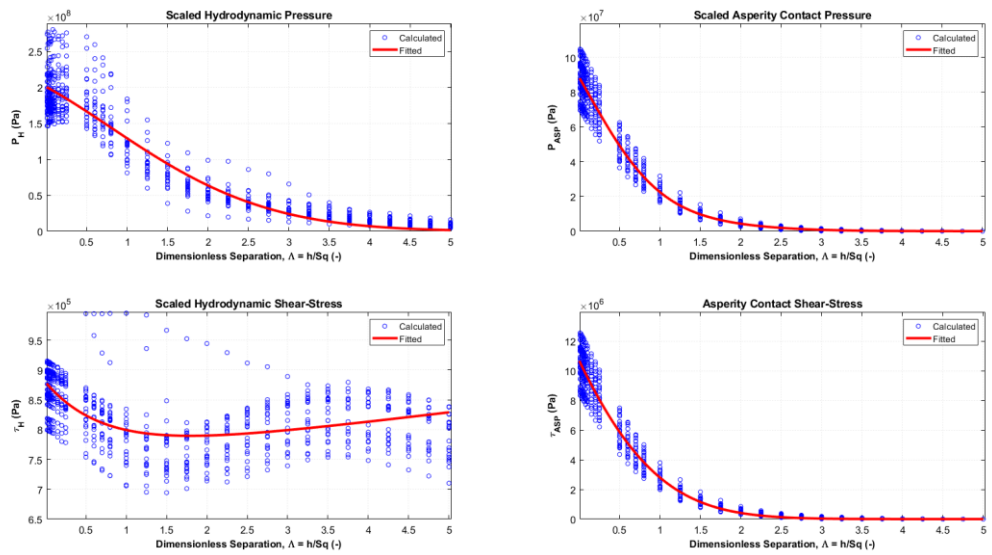


Figura B. 68 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

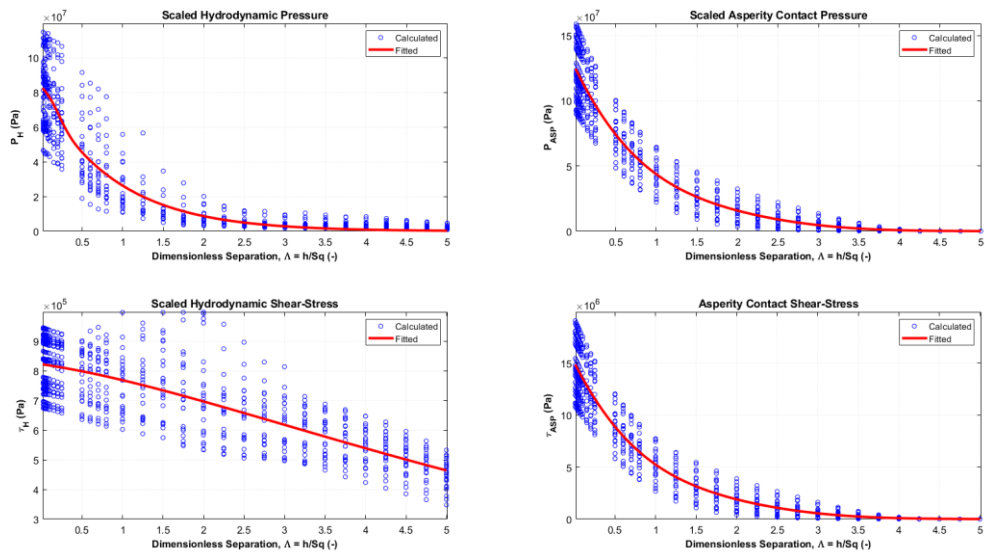


Figura B. 69 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

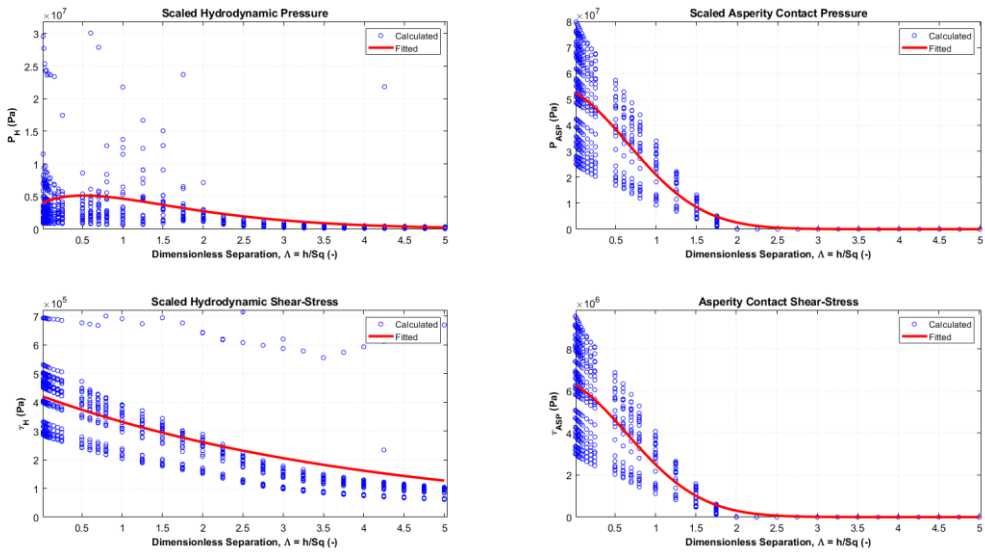


Figura B. 70 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

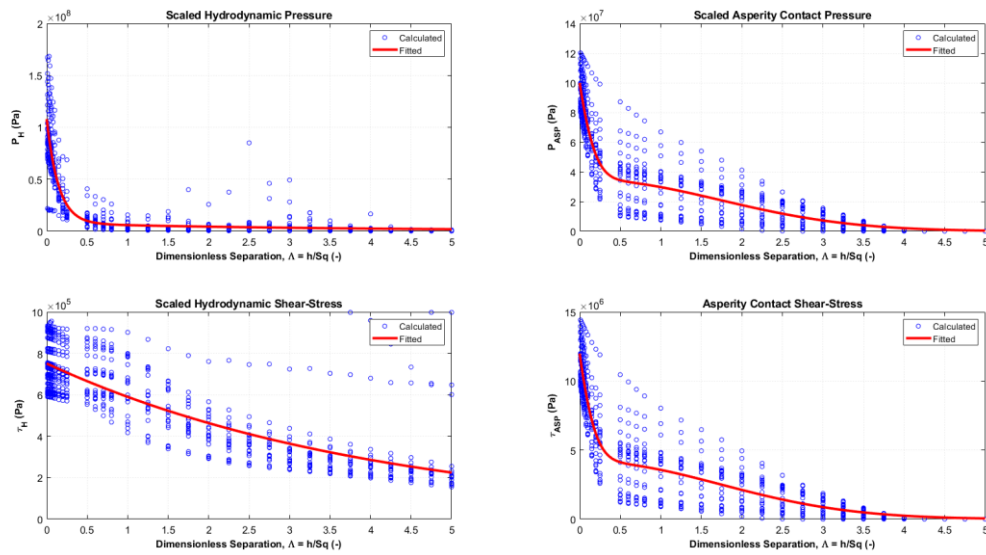


Figura B. 71 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e -27,277 m/s.

## B.9 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de -14,564 m/s

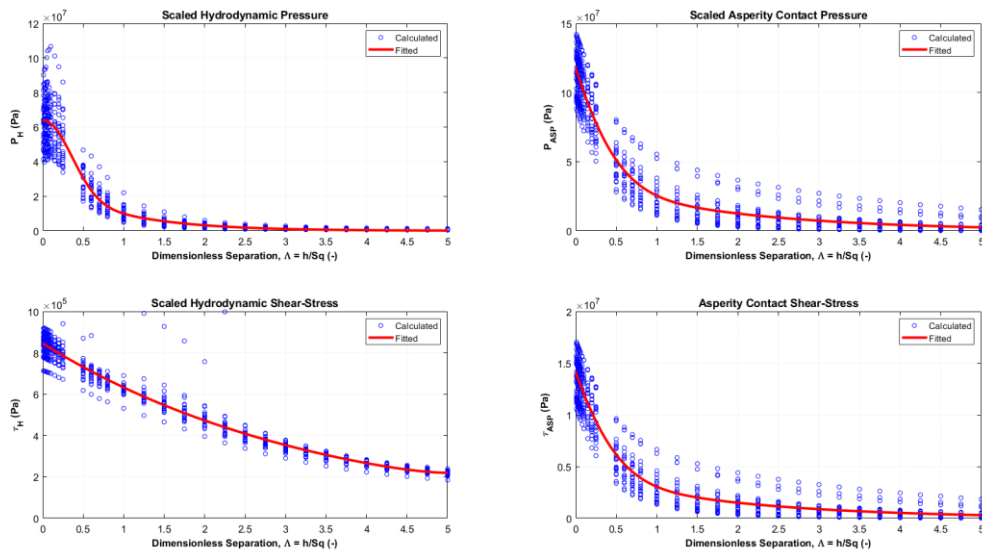


Figura B. 72 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

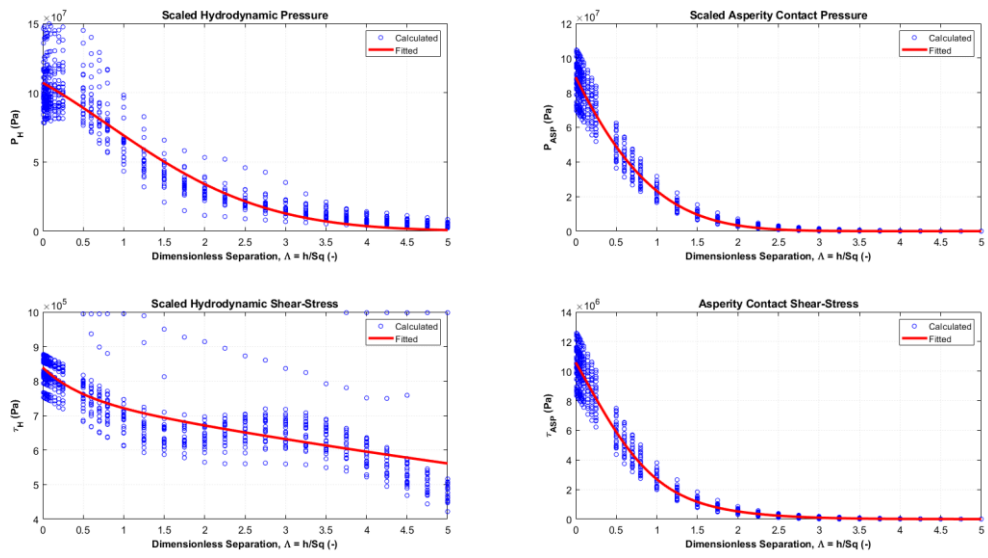


Figura B. 73 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

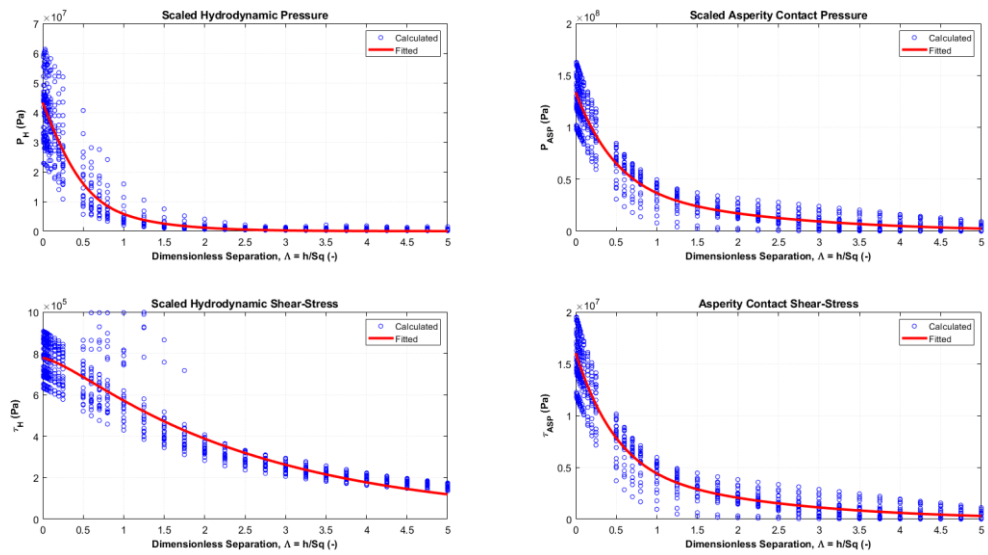


Figura B. 74 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

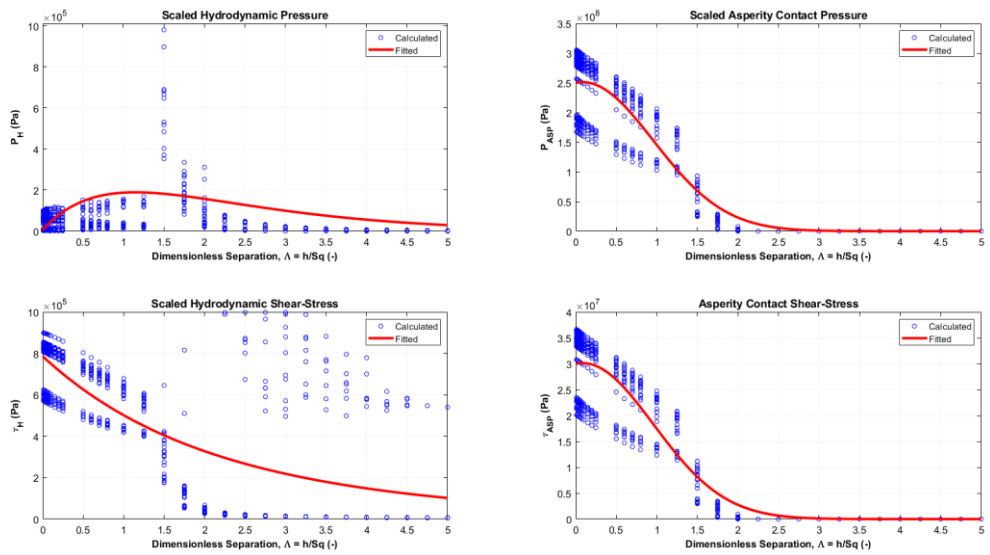


Figura B. 75 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

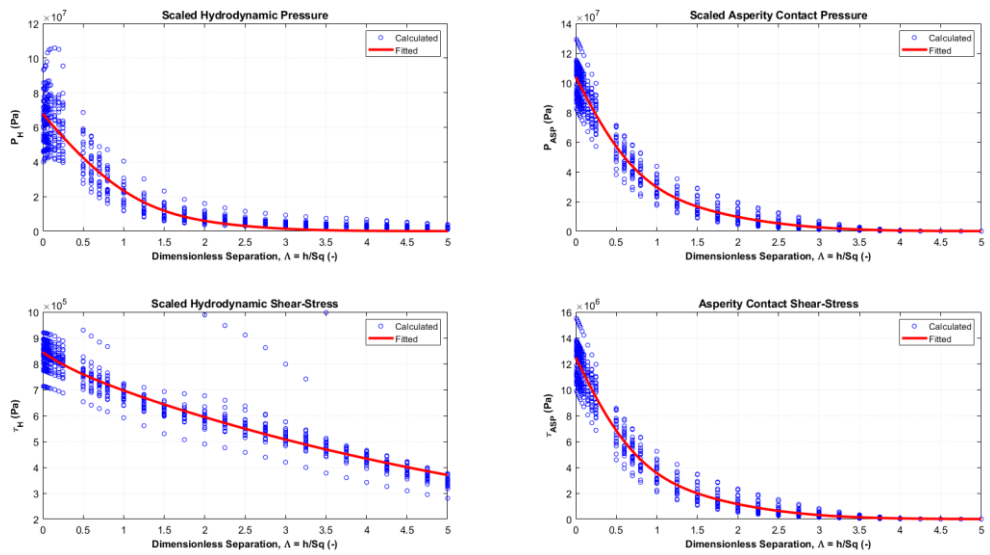


Figura B. 76 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

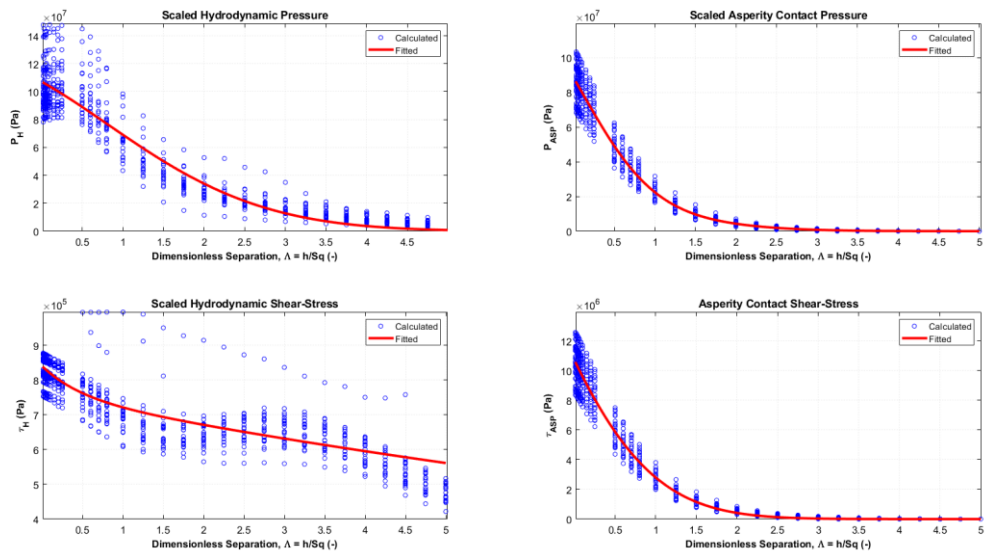


Figura B. 77 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

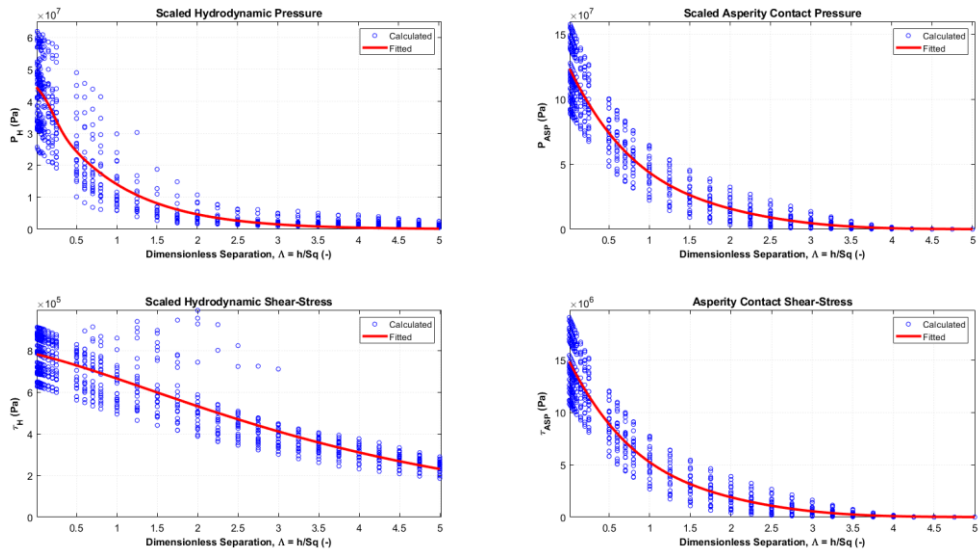


Figura B. 78 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

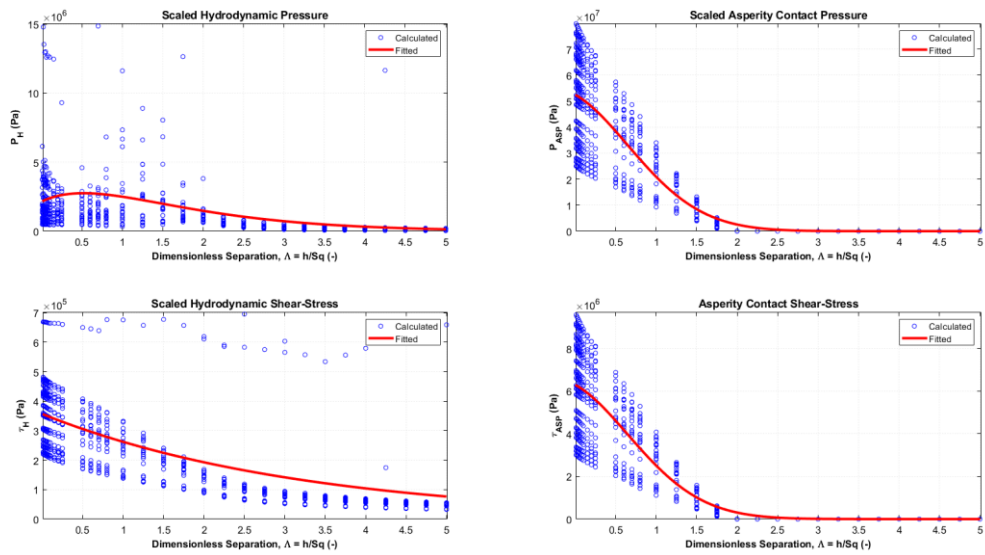


Figura B. 79 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.

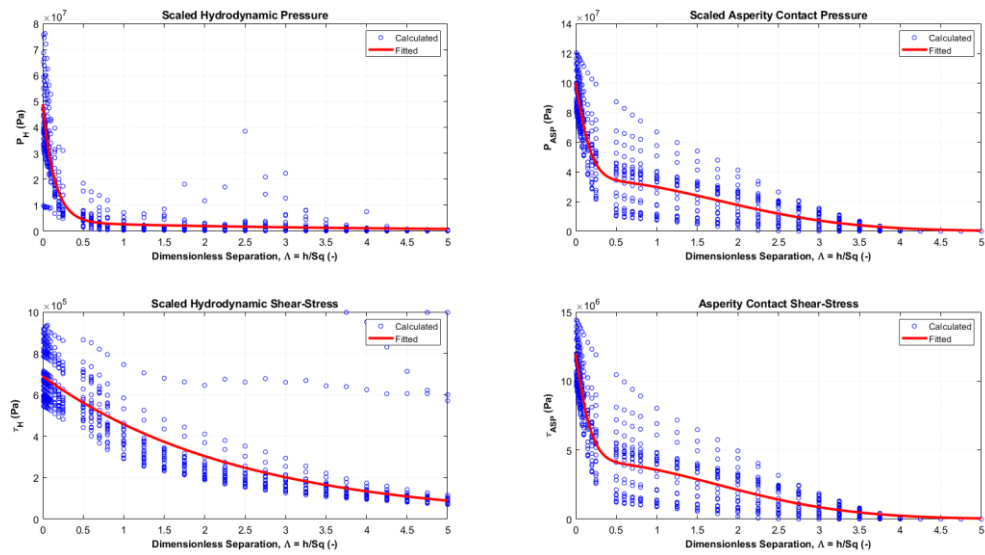


Figura B. 80 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e -14,564 m/s.



## B.10 – Rotação de 13.9500 RPM e velocidade de 10,241 m/s

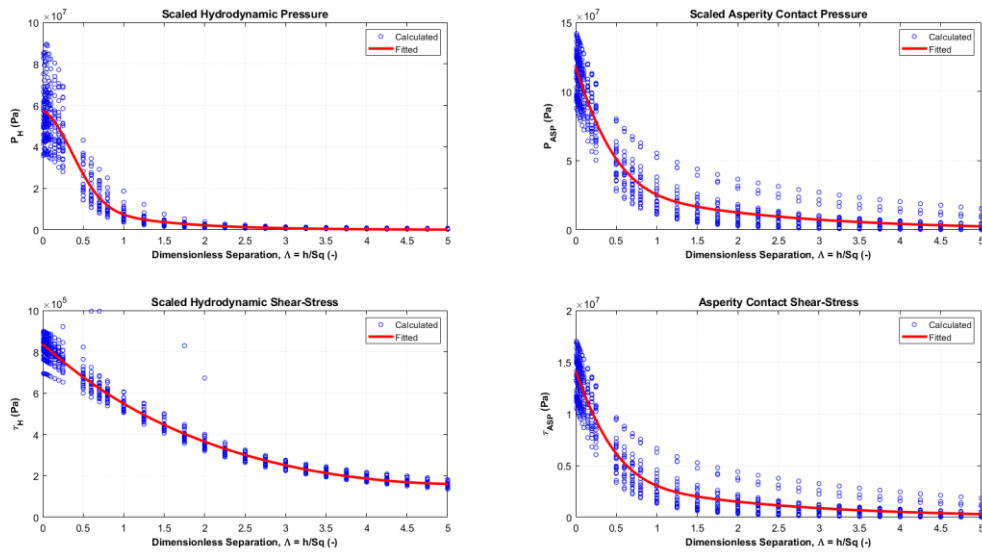


Figura B. 81 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

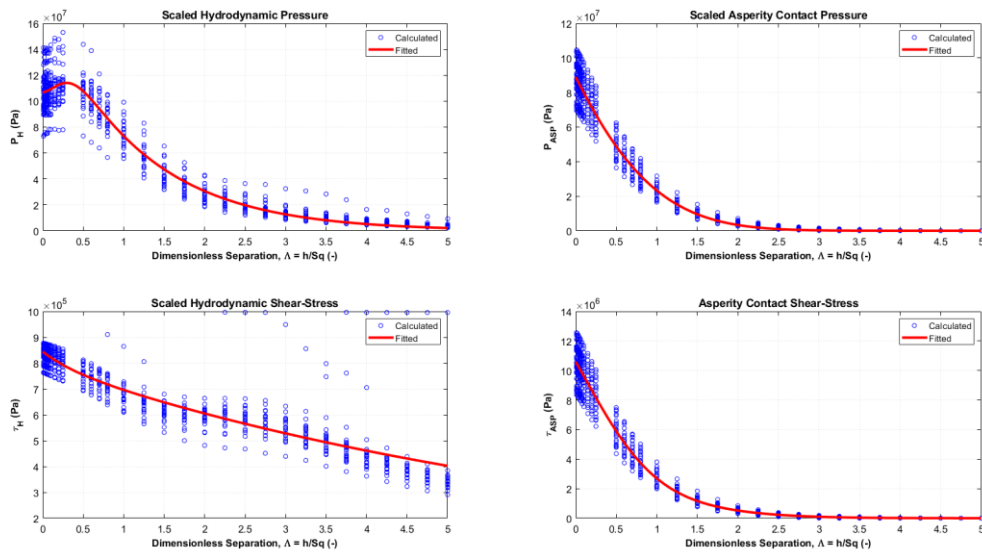


Figura B. 82 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

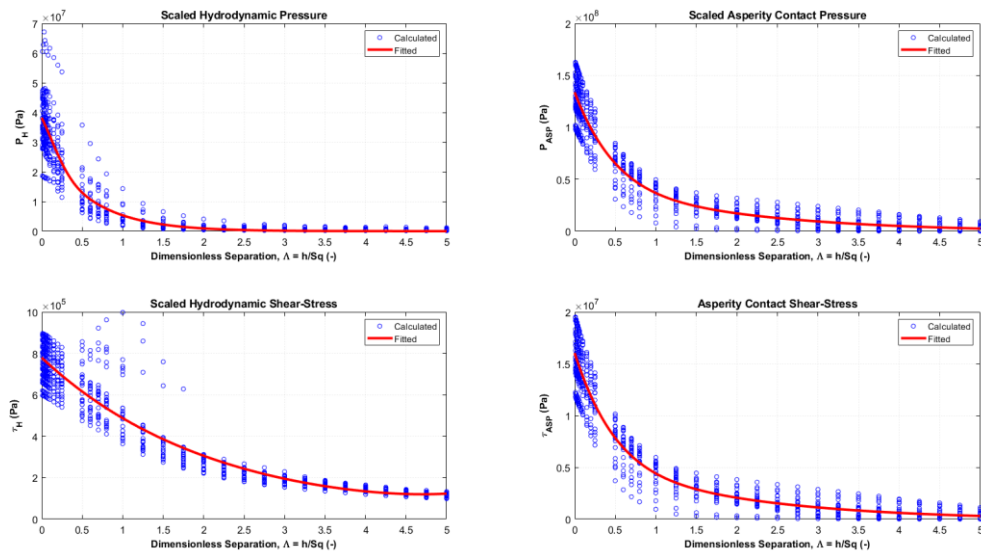


Figura B. 83 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

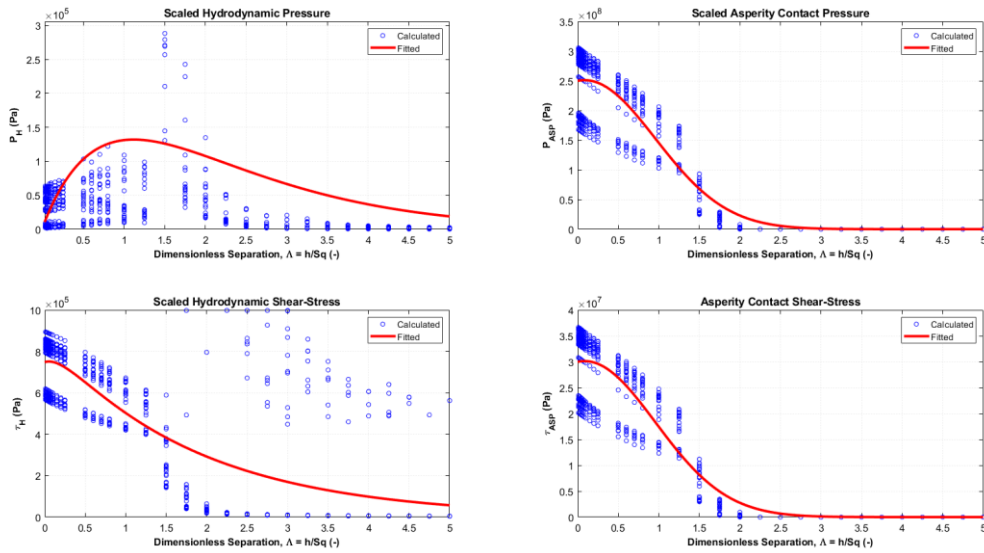


Figura B. 84 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

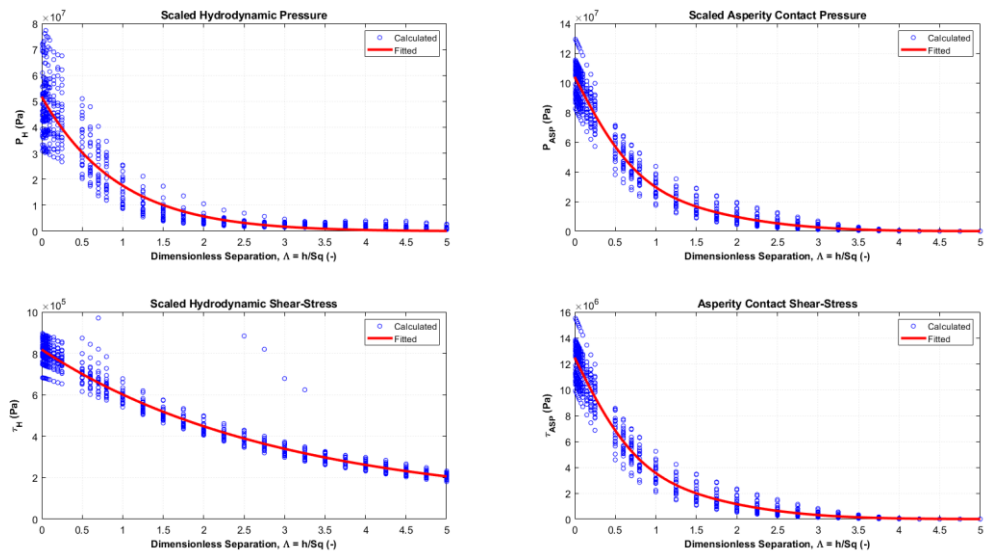


Figura B. 85 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

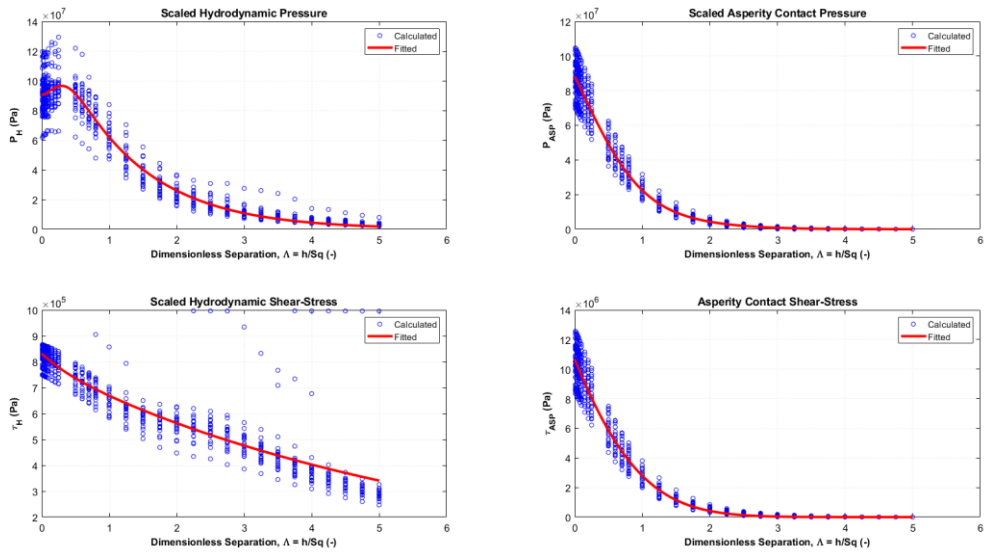


Figura B. 86 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

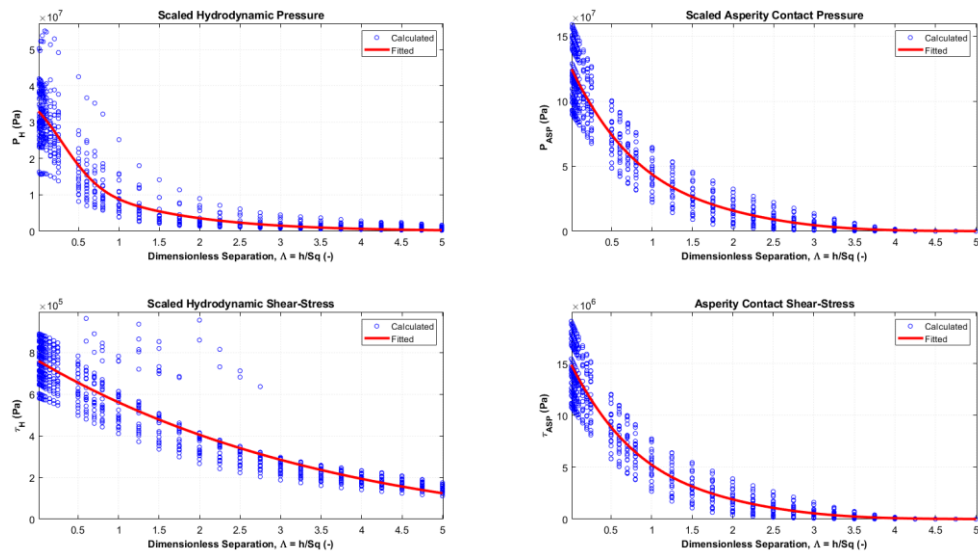


Figura B. 87 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

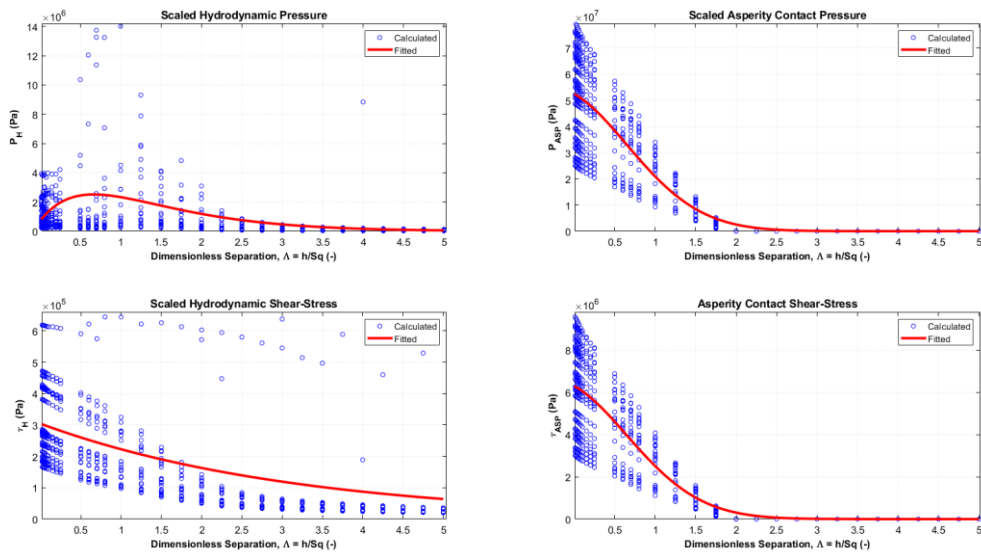


Figura B. 88 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

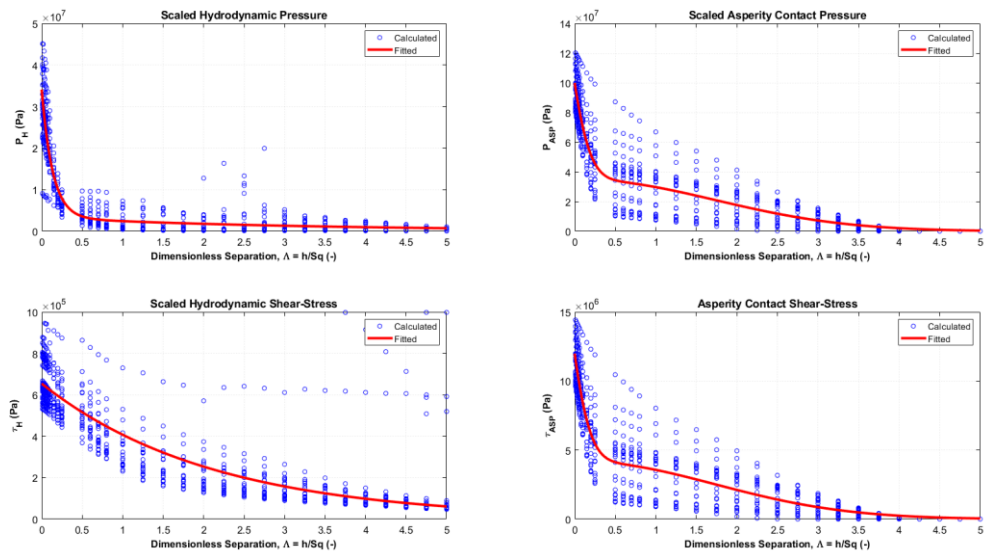


Figura B. 89 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e 10,241 m/s.

### B.11 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de 27,277 m/s

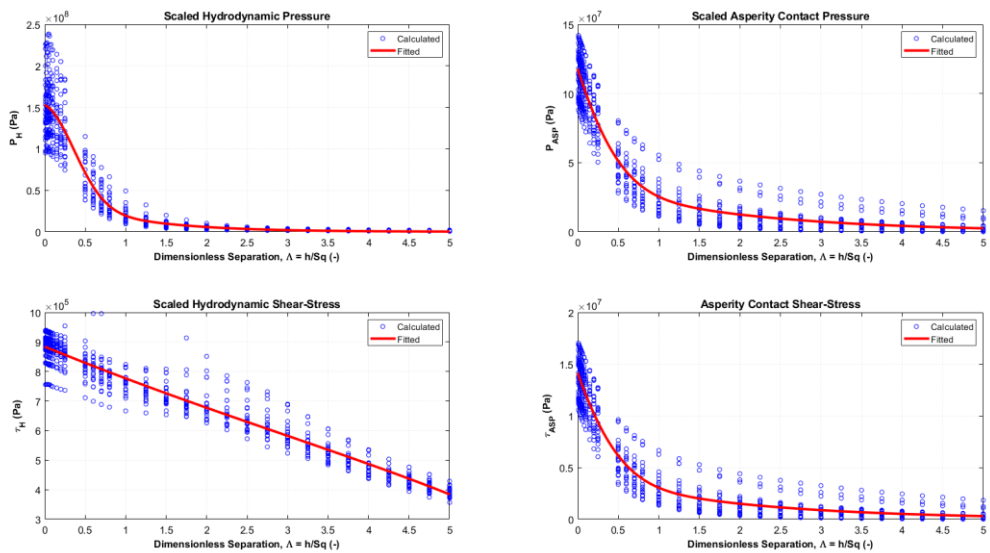


Figura B. 90 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

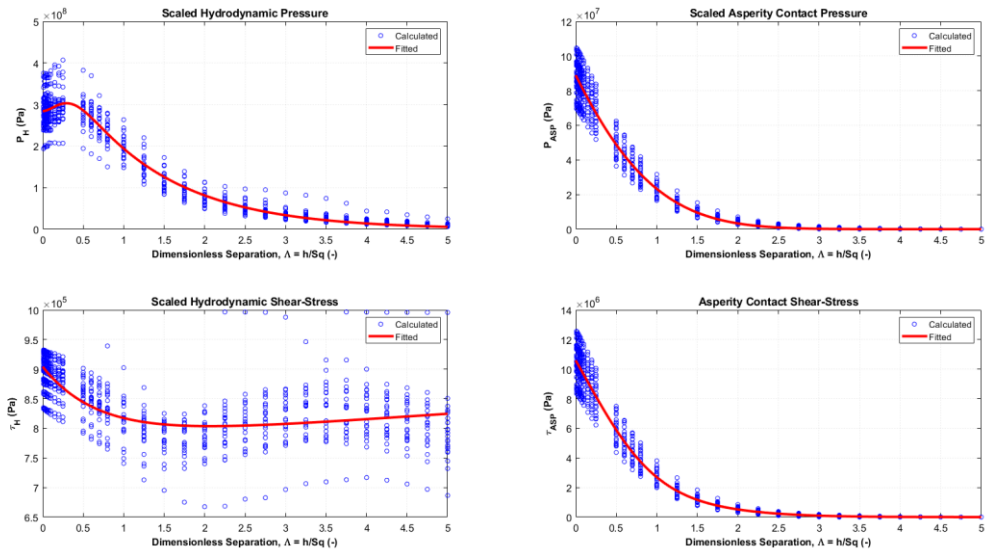


Figura B. 91 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

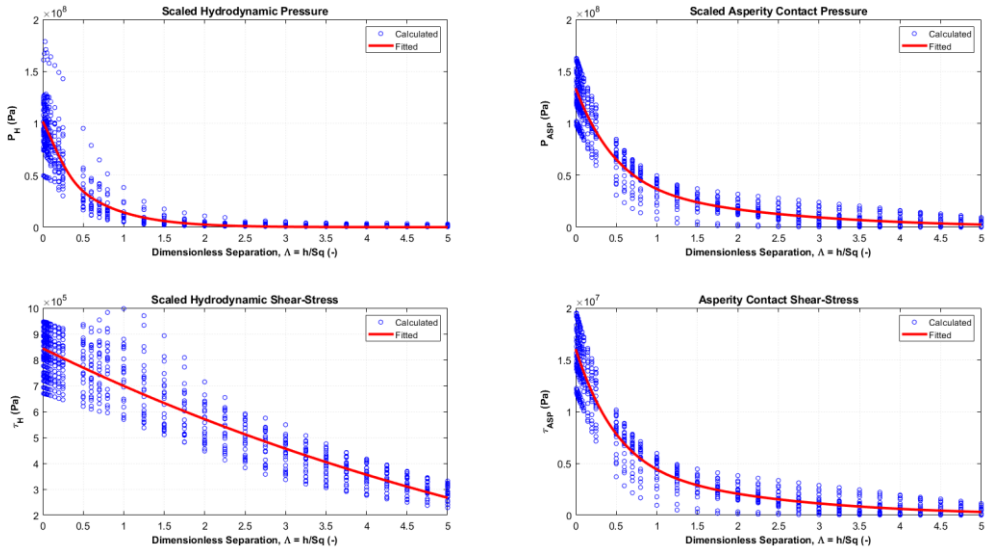


Figura B. 92 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

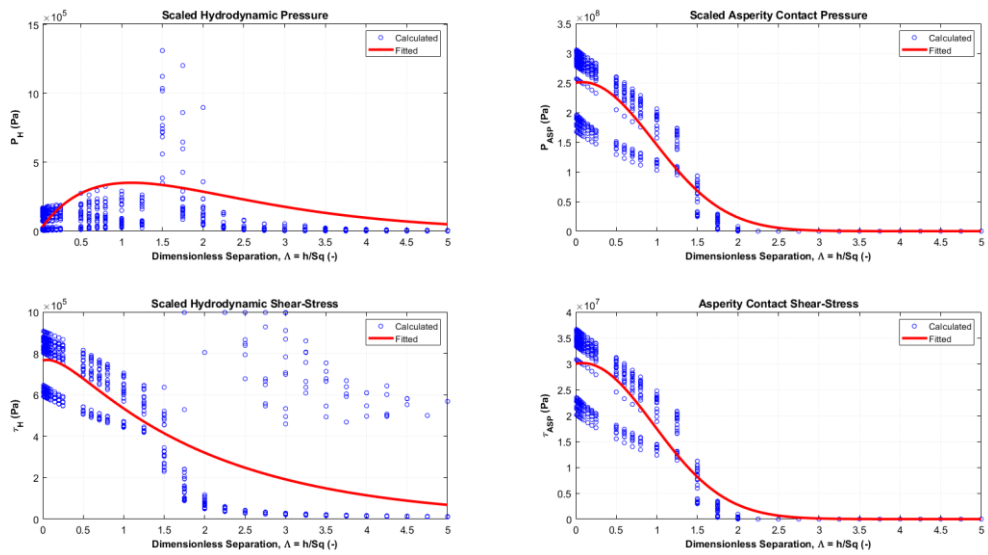


Figura B. 93 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

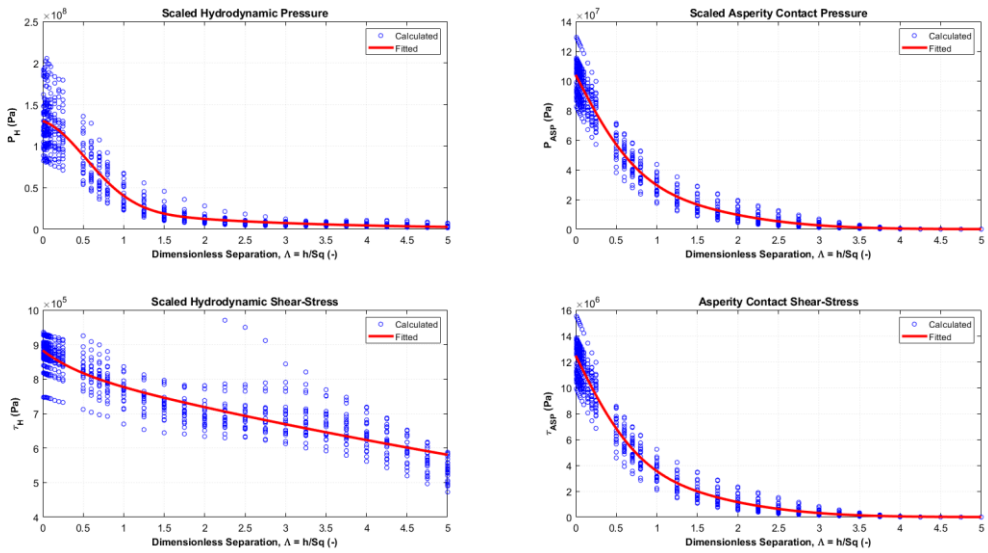


Figura B. 94 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

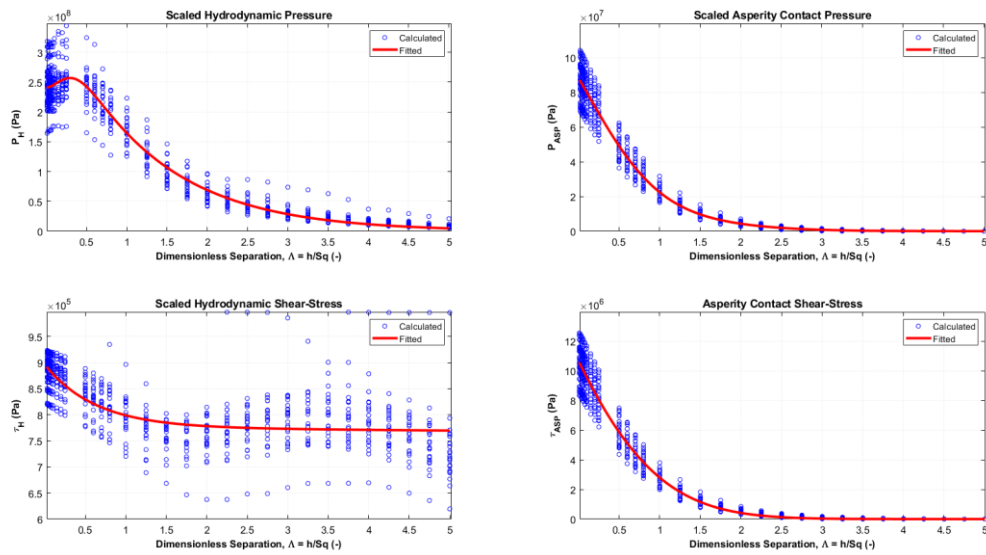


Figura B. 95 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

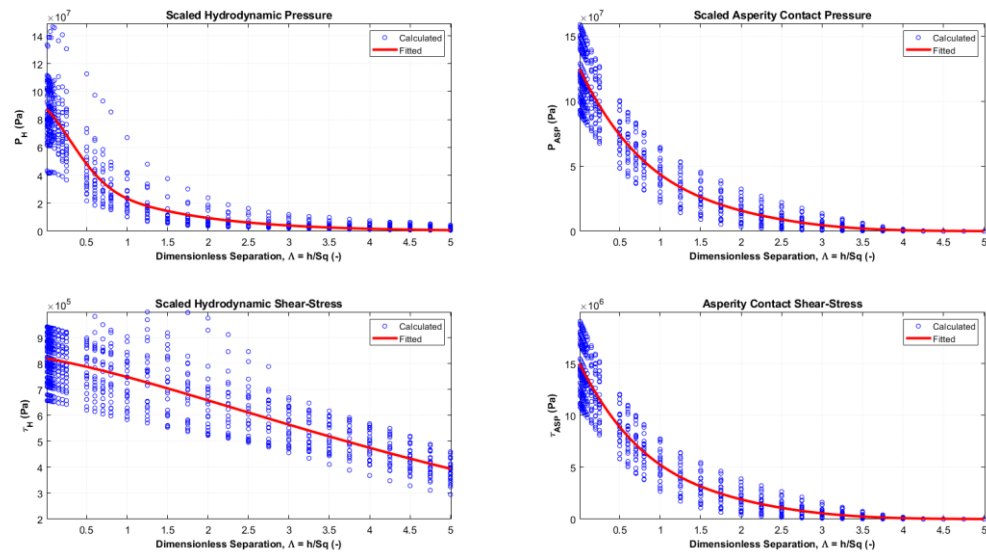


Figura B. 96 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.



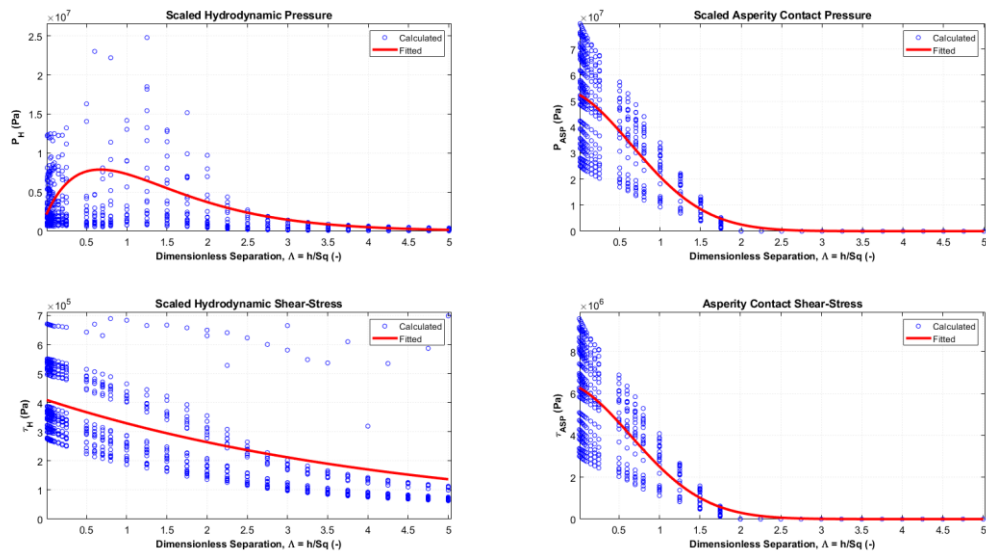


Figura B. 97 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

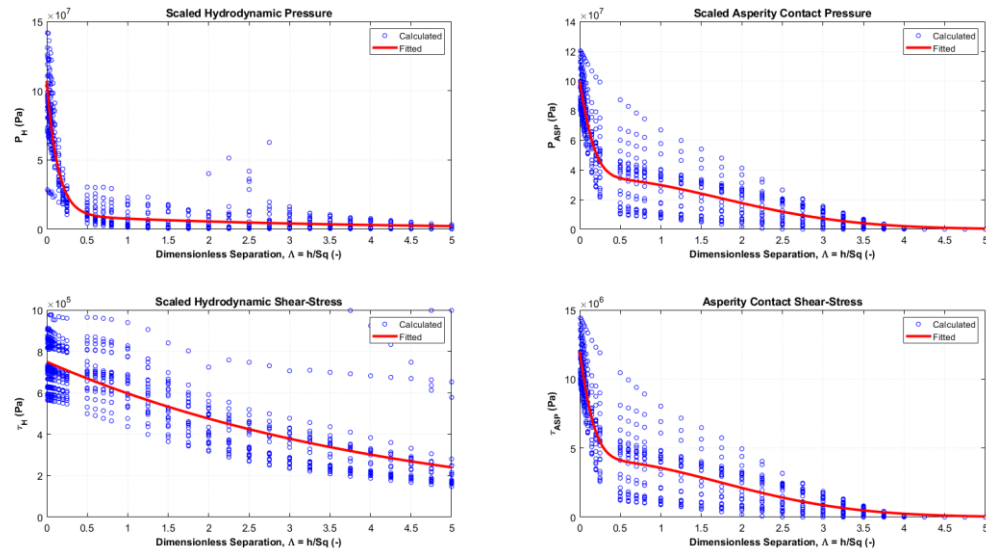


Figura B. 98 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e 27,277 m/s.

## B.12 – Rotação de 13.500 RPM e velocidade de 0,212 m/s

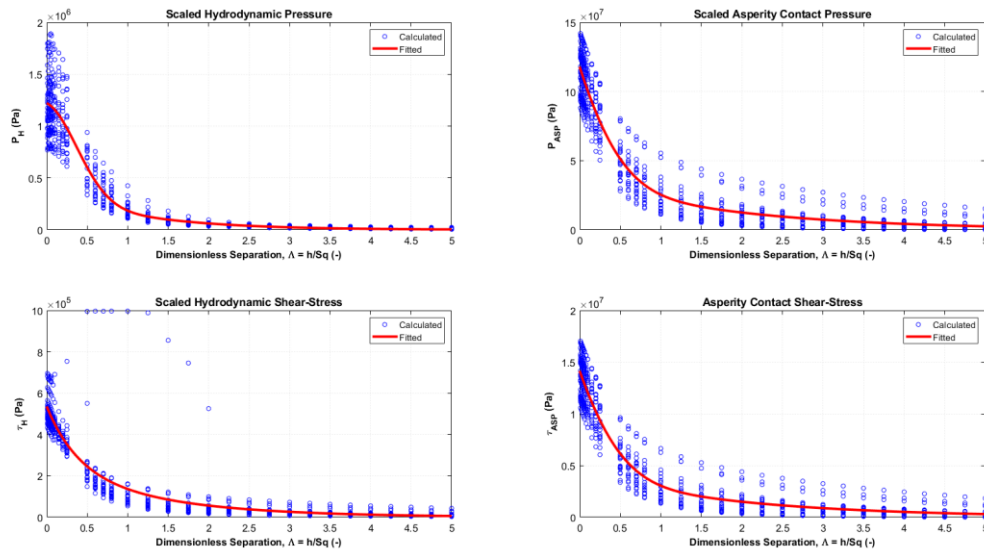


Figura B. 99 - Curvas de ajustes da  $S_B$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

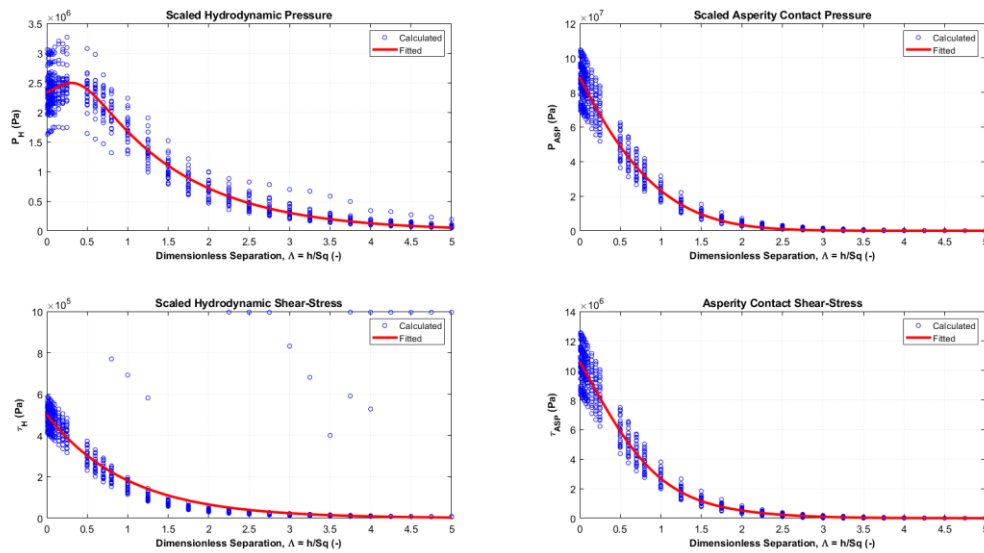


Figura B. 100 - Curvas de ajustes da  $S_P$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

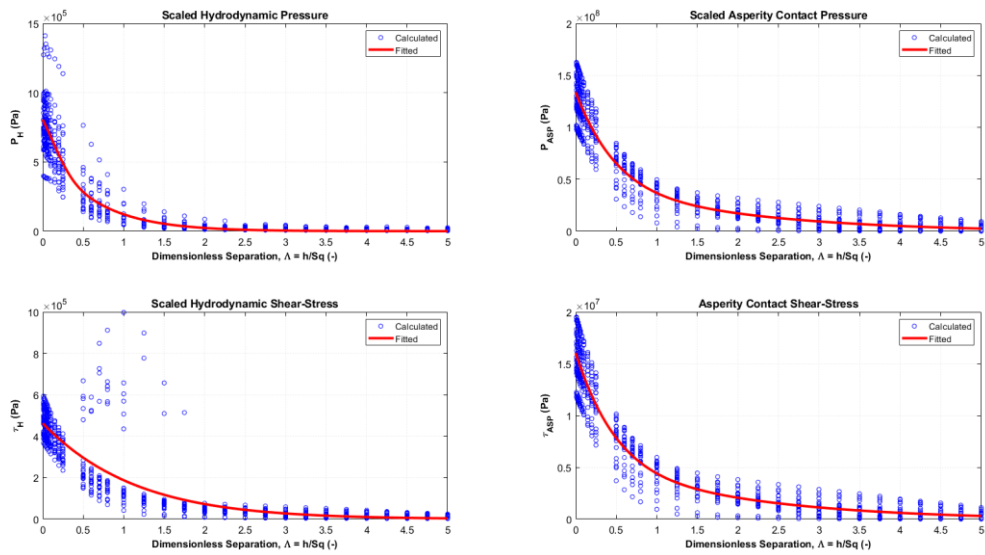


Figura B. 101 - Curvas de ajustes da  $S_0$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

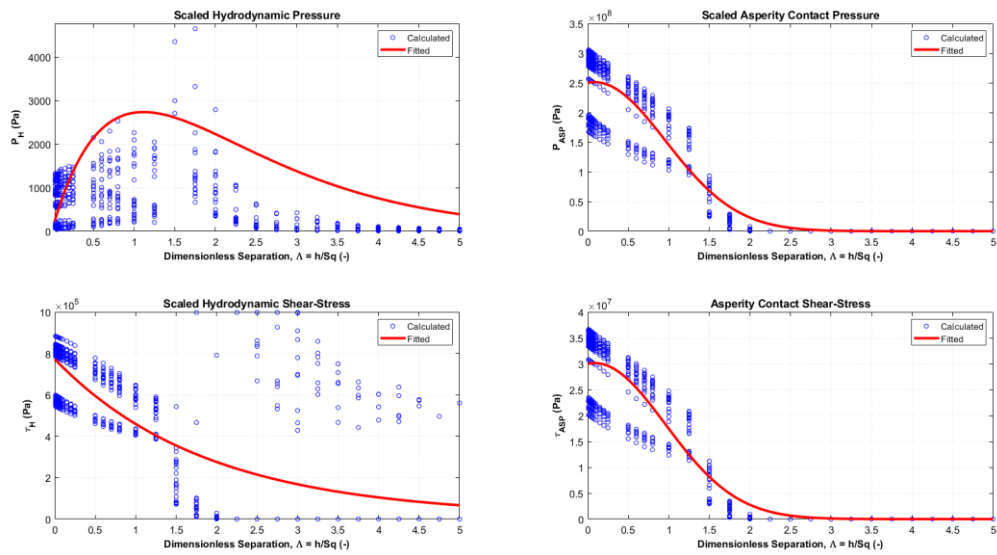


Figura B. 102 - Curvas de ajustes da  $S_V$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

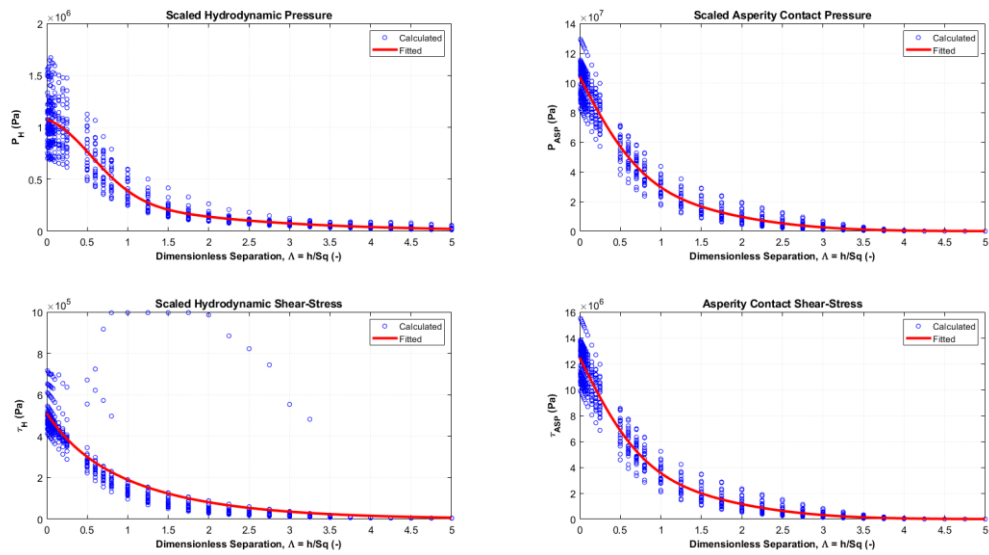


Figura B. 103 - Curvas de ajustes da  $S_{BR}$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

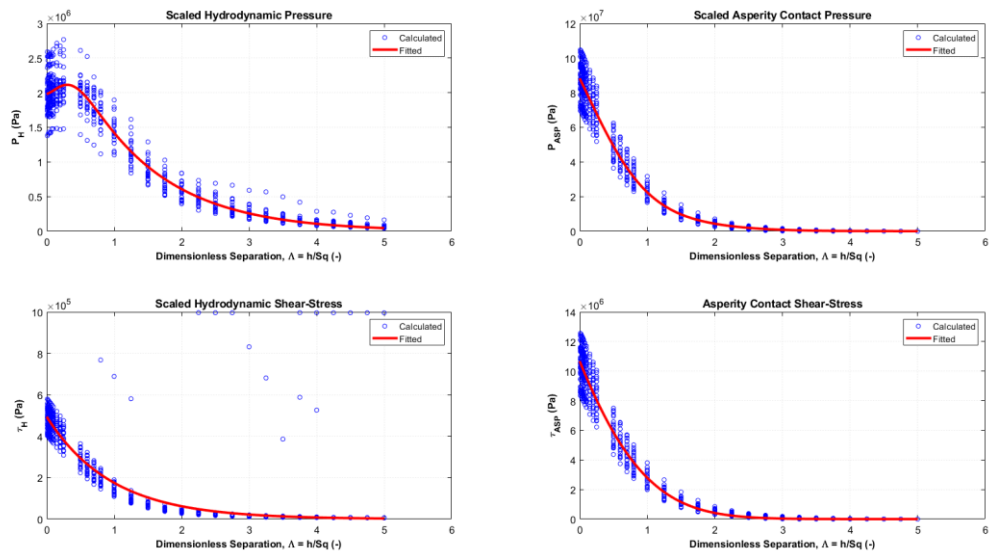


Figura B. 104 - Curvas de ajustes da  $S_{PR}$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

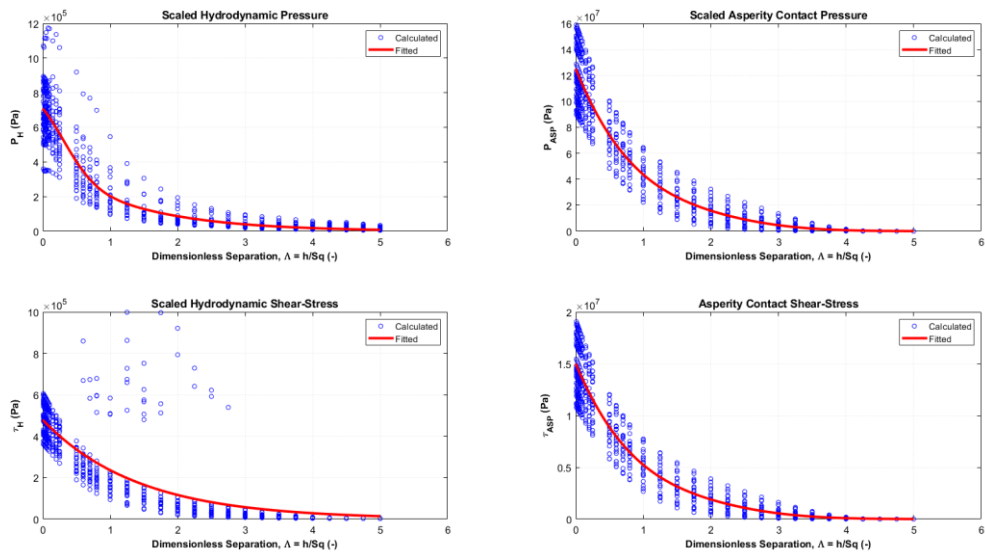


Figura B. 105 - Curvas de ajustes da  $S_{OR}$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

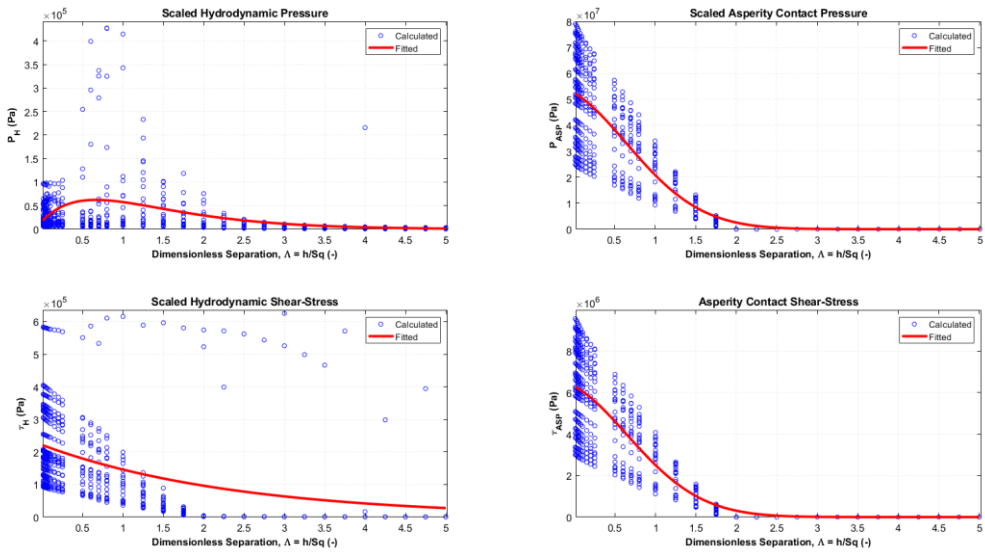


Figura B. 106 - Curvas de ajustes da  $S_{VR}$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.

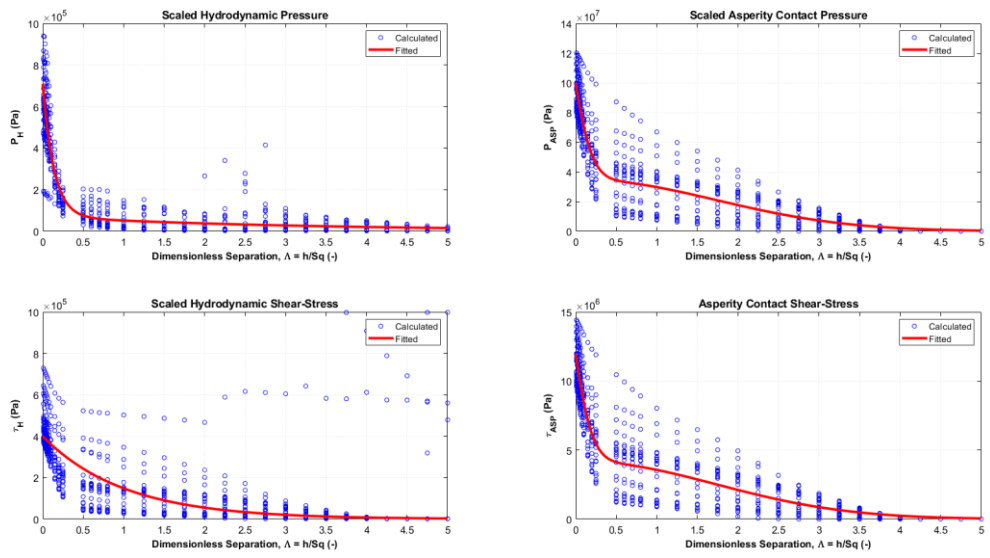


Figura B. 107 - Curvas de ajustes da  $S_{VM}$  para rotação de 13.500 RPM e 0,212 m/s.