

TÚLIO MIORINI VIEIRA ALVES RODRIGUES

EFEITO DA TEXTURIZAÇÃO E ABAULAMENTO
NO DESEMPENHO DE MANCAIS DE
DESLIZAMENTO RADIAL LUBRIFICADOS: UMA
ABORDAGEM COMPUTACIONAL



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2023

TÚLIO MIORINI VIEIRA ALVES RODRIGUES

**EFEITO DA TEXTURIZAÇÃO E ABAULAMENTO NO
DESEMPENHO DE MANCAIS DE DESLIZAMENTO RADIAL
LUBRIFICADOS: UMA ABORDAGEM COMPUTACIONAL**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de concentração: Materiais e Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr. Washington Martins da Silva Junior

Coorientador: Prof. Dr. Francisco José Profito

Uberlândia - MG

2023



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:	Tese de Doutorado Acadêmico, nº 362, PPGEM				
Data:	31/07/2023	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	17:10
Matrícula do Discente:	11823EMC014				
Nome do Discente:	Túlio Miorini Vieira Alves Rodrigues				
Título do Trabalho:	Efeito da texturização e abaulamento no desempenho de mancais de deslizamento radial lubrificados: uma abordagem computacional				
Área de concentração:	Materiais e Processos de Fabricação				
Linha de pesquisa:	Materiais e Tribologia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	"PROJETO, DESENVOLVIMENTO E CALIBRAÇÃO DE UM INTERFERÔMETRO ÓPTICO PARA A AVALIAÇÃO DA TOPOGRAFIA PRODUZIDA EM ENSAIOS DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO"				

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: José Daniel Biasoli de Mello - FEMEC/UFU; Arthur Alves Fiocchi - FEMEC/UFU; Roberto Martins de Souza - USP; Cherlio Scandian - UFES; Francisco José Profito (coorientador) - USP e Washington Martins da Silva Júnior - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Washington Martins da Silva Júnior, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, 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 Doutor.

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 31/07/2023, às 17:20, 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 **Arthur Alves Fiocchi, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2023, às 17:20, 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 31/07/2023, às 17:22, 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 **Cherlio Scandian, Usuário Externo**, em 31/07/2023, às 17:23, 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 **Roberto Martins de Souza, Usuário Externo**, em 31/07/2023, às 17:23, 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 **Jose Daniel Biasoli de Mello, Usuário Externo**, em 02/08/2023, às 11:59, 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, informando o código verificador **4662167** e o código CRC **32547C13**.

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

R696e
2023 Rodrigues, Túlio Miorini Vieira Alves, 1993-
Efeito da texturização e abaulamento no desempenho de mancais de deslizamento radial lubrificados [recurso eletrônico] : uma abordagem computacional / Túlio Miorini Vieira Alves Rodrigues. - 2023.

Orientador: Washington Martins da Silva Junior.

Coorientador: Francisco José Profito.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2023.7049>

Inclui bibliografia.

1. Engenharia Mecânica. I. Silva Junior, Washington Martins da , 1977-, (Orient.). II. Profito, Francisco José, 1984-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Glória Aparecida
Bibliotecária Documentalista - CRB-6/2047

"Você tem que ter uma atitude positiva e tirar o melhor da situação na qual se encontra."

Stephen Hawking

À minha amada esposa Adriany e aos meus queridos pais,
Liliane e Rubens

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este curso;

Aos Profs. Dr. Washington Martins da Silva Júnior e Dr. Francisco José Profito pela orientação e apoio, que foram de fundamental importância para o desenvolvimento deste trabalho;

Aos Profs. Dra. Henara Lillian Costa Murray e Dr. Jose Daniel Biasoli de Mello pela valiosa contribuição à minha formação;

Aos membros do Laboratório de Tribologia e Materiais - LTM, da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU, pela experiência e conhecimento adquiridos;

Aos órgãos de fomento CAPES, FAPEMIG e CNPQ pelo apoio, que possibilitaram a realização deste trabalho;

À todos que me apoiaram, mesmo que indiretamente na concretização desse sonho.

RODRIGUES, T. M. V. A., **Efeito da texturização e abaulamento no desempenho de mancais de deslizamento radial lubrificados: uma abordagem computacional** 2023. 120 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RESUMO

A melhoria da eficiência dos sistemas mecânicos tem atraído a atenção significativa da comunidade científica. Nesse sentido, diversos trabalhos demonstram que reduções nas dissipações de energia por atrito aumentam a eficiência dos sistemas mecânicos. Dentre as alternativas exploradas, as mudanças topográficas têm demonstrado grande potencial na redução do atrito e desgaste. Assim, este trabalho tem como objetivo investigar o efeito do controle topográfico no desempenho tribológico de mancais hidrodinâmicos desalinhados, operando sob altas cargas e baixas velocidades rotacionais. Neste caso, o presente trabalho simula uma finalidade específica: o sistema de transmissão de aerogeradores. Um método de volumes finitos baseado em elementos (EbFVM) foi usado para resolver a simulação de lubrificação de superfícies texturizadas considerando a ocorrência do fenômeno de cavitação em interfaces de contato. O foco principal do estudo foram os parâmetros: análise da influência do abaulamento do eixo e presença de texturas superficiais de geometria complexa na eficiência de contatos lubrificados. Além disso, os parâmetros do sistema ângulo de hélice da engrenagem e torque de entrada foram investigados. Os resultados da simulação revelaram a eficácia do abaulamento do eixo na redução da perda total de potência. Além disso, a presença de geometria de textura específica aplicada parcialmente na superfície do mancal melhorou a eficiência energética e a durabilidade do sistema. De fato, a geometria e a profundidade da textura apresentaram influência mínima nas condições simuladas. No entanto, o posicionamento da área texturizada na superfície do mancal provou ser o principal fator para melhorar o desempenho dos sistemas.

Palavras Chave: Tribologia verde, mancal de deslizamento radial, desalinhamento, texturas superficiais, eficiência energética, abaulamento.

RODRIGUES, T. A., **Effect of texturing and crowning on the performance of journal bearings: a computational approach** 2023. 120 f. PhD Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

ABSTRACT

The improvement of mechanical systems efficiency has garnered significant attention from the scientific community. In this sense, several works demonstrate that reductions in friction energy dissipations increase the efficiency of mechanical systems. Among the explored alternatives, topographical changes have demonstrated substantial potential for bearings efficiency improvement due to friction and wear reduction. Accordingly, this work aims to investigate the effect of topography control on the tribological performance of misaligned hydrodynamic journal bearings, operating under high loads and low rotational speeds. In this case, the present work simulates a specific purpose: the transmission system of wind turbines. An element-based finite volume method (EbFVM) was used to resolve the lubrication simulation of textured surfaces considering the occurrence of cavitation phenomenon in contact interfaces. This study focused on the influence of axis crowning shape and complex geometry surface textures on the efficiency of lubricated contacts. Additionally, the system parameters gear helix angle and input torque were investigated. The simulation results revealed the efficacy of axis crowning in reducing total power loss. Additionally, the presence of specific texture geometry partially applied on the bearing surface enhanced both the energy efficiency and durability of the system. In fact, texture geometry and depth presented minimal influence under the simulated conditions. However, the textured area positioning on the bearing surface proved to be the main factor in improving systems performance.

Keywords: Green tribology, journal bearings, misalignment, surface textures, energy efficiency, crowning.

Lista de Figuras

2.1	Regimes de lubrificação: (a) Hidrodinâmico; (b) Misto; (c) Limítrofe	7
2.2	Distribuição de pressão em um <i>dimple</i> ao longo da direção de movimento do fluido	12
2.3	Desenho esquemático de um mancal texturizado. Adaptado de (FOWELL et al., 2007)	12
2.4	Efeito da microcavidade agindo como reservatório de fluido lubrificante. Adaptado de (UEHARA et al., 2004)	13
2.5	Micrografias obtidas por MEV da superfície não texturizadas (a e ampliada a') e texturizada (b e um único dimple ampliado). Adaptado de (BORGHI et al., 2008)	15
2.6	Micrografias obtidas por MEV da uma trilha de desgaste de uma superfície texturizada (a e ampliada b). Adaptado de (RODRIGUES et al., 2020)	16
2.7	Campo de tensão de cisalhamento hidrodinâmico em um textura. Adaptado de (PUTIGNANO et al., 2020)	17
2.8	Seleção de diferentes formas base de textura: (a) circular, (b) elíptica, (c) triangular, (d) retangular, (e) sulco e (f) <i>chevron</i> (GROPPER; WANG; HARVEY, 2016)	18
2.9	Diferentes perfis internos de texturas (NANBU et al., 2008)	20
2.10	Desenho esquemático do contato entre asperezas desalinhadas considerado no modelo de contato de Greenwood e Tripp	27

3.1	Principais características e nomenclatura utilizada na modelagem matemática de um mancal de deslizamento radial com desalinhamento e texturizado	31
3.2	Fluxograma do método EbFVM com resolução do modelo térmico	36
3.3	Força normal (a) e momento (b) aplicados ao mancal em função do torque relativo transmitido e do ângulo de hélice das engrenagens planetárias	37
4.1	Esquema ilustrativo do sistema de engrenagem planetária da caixa de multiplicação de velocidades de uma turbina eólica. Adaptado de Hagemann et al. (2021)	40
4.2	Exemplos de malhas uniformes utilizadas no estudo de independência de malha para elementos com diferentes comprimentos: (a) 12 mm; (b) 1 mm.	41
4.3	Pressão de contato para malha com elemento de 1 mm de comprimento	43
4.4	Malha não uniforme, com refino nas extremidades axiais do mancal	44
4.5	Esquema ilustrativo mostrando o mancal com <i>crowning</i> na cor vermelha e o eixo na cor cinza: (a) vista fronta; (b) vista lateral esquerda	45
4.6	Perfis de abaulamento (<i>crowning</i>) das extremidades axial do mancal de deslizamento radial	46
4.7	Potência dissipada total para diversos valores de k para os torques relativos de (a) $0,2T_r$ e (b) $1,0T_r$	48
4.8	EMFL para diversos valores de k para os torques relativos de (a) $0,2T_r$ e (b) $1,0T_r$	48
4.9	Campos de pressão de contato entre asperezas na presença ou não de <i>crowning</i> . Sem <i>crowning</i> (a) $0,2T_r$ e (c) $1,0T_r$; com <i>crowning</i> (b) $0,2T_r$ e (d) $1,0T_r$	49
4.10	Campos de pressão de hidrodinâmica na presença ou não de <i>crowning</i> . Sem <i>crowning</i> (a) $0,2T_r$ e (c) $1,0T_r$; com <i>crowning</i> (b) $0,2T_r$ e (d) $1,0T_r$	50
4.11	Padrões de textura superficial utilizados no presente trabalho. (a) <i>dimple</i> (bolso circular); (b) <i>chevron</i> (bolso em formato de "V") e (c) textura em formato de peixe	51
4.12	Esquema ilustrativo do domínio mancal de deslizamento radial planejado texturizado	52

4.13	Posições de texturas simuladas: (a) $\theta_b = 33^\circ$; (b) $\theta_b = 55^\circ$; (c) $\theta_b = 78^\circ$; (d) $\theta_b = 101^\circ$; (e) $\theta_b = 115^\circ$; (f) $\theta_b = 128^\circ$; (g) $\theta_b = 138^\circ$; (h) $\theta_b = 147^\circ$; (i) $\theta_b = 156^\circ$; (j) $\theta_b = 165^\circ$; (k) $\theta_b = 170^\circ$; (l) $\theta_b = 174^\circ$; (m) $\theta_b = 183^\circ$; (n) $\theta_b = 193^\circ$; (o) $\theta_b = 202^\circ$; (p) $\theta_b = 210^\circ$; (q) $\theta_b = 225^\circ$; (r) $\theta_b = 239^\circ$; (s) $\theta_b = 261^\circ$; (t) $\theta_b = 284^\circ$	53
4.14	Malhas utilizadas para os tipos de texturas avaliadas: (a) <i>dimple</i> ; (b) <i>chevron</i> e (c) peixe	54
4.15	Espessura mínima de filme lubrificante para condições de 20 % e 100 % de torque: <i>dimple</i> (a), (b); <i>chevron</i> (c), (d) e peixe (e), (f)	56
4.16	Perfis de pressão hidrodinâmica na posição $z = 0$ mm: (a) 20 % torque e (b) 100 % torque.	57
4.17	Perfis de pressão hidrodinâmica na posição $z = 0$ mm para condição de superfície lisa e com textura do tipo <i>dimple</i> , com $h_w = 0,6$, localizada na posição $\theta_b = 147^\circ$: (a) 20 % torque e (b) 100 % torque.	58
4.18	Potência dissipada total para condições de 20 % e 100 % de torque: <i>dimple</i> (a), (b); <i>chevron</i> (c), (d) e peixe (e), (f)	59
4.19	Perfis de pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico na posição $z = 0$ mm para texturas do tipo <i>dimple</i> e <i>chevron</i> , com $h_w = 0,6$, localizada na posição $\theta_b = 156^\circ$: (a) Pressão hidrodinâmica e (b) Tensão de cisalhamento.	60
4.20	Potência dissipada total para condições de 20 % e 100 % de torque, para texturas posicionadas em $30^\circ < \theta_b < 100^\circ$: <i>dimple</i> (a), (b); <i>chevron</i> (c), (d) e peixe (e), (f)	62
4.21	Vazão lateral de fluido para condições de 20 % e 100 % de torque: <i>dimple</i> (a), (b); <i>chevron</i> (c), (d) e peixe (e) e (f)	64
4.22	Perfis de pressão hidrodinâmica para texturas do tipo <i>dimple</i> e <i>chevron</i> , nas posições: (a) $z = 0$ mm e $z = 110$ mm e (b) $x = 425$ mm	65

- 4.23 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 67
- 4.24 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de fluido lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 68
- 4.25 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 70
- 4.26 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 71
- 4.27 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 74

- 4.28 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 75
- 4.29 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 76
- 4.30 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmica para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 77
- 4.31 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 79
- 4.32 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 80

- 4.33 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *dimple* na posição $\theta_b = 101^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 82
- 4.34 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 101^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 83
- 4.35 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j) 85
- 4.36 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico 86

Lista de Tabelas

2.1	Coeficientes do polinômio de ajuste para as integrais do modelo de contato Greenwood e Tripp (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015)	29
3.1	Propriedades do material do mancal da engrenagem planetária	37
3.2	Parâmetros geométricos e de operação do mancal da engrenagem planetária	37
3.3	Propriedades do lubrificante	38
3.4	Parâmetros numéricos utilizados para as simulações	38
4.1	Parâmetros analisados no estudo de independência de malha para diversos tamanhos de elementos para malhas uniformes	42
4.2	Parâmetros analisados no estudo de independência de malha para malha não uniforme	44
4.3	Parâmetros analisados no estudo de influência do perfil de <i>crowning</i> no desempenho de um mancal de deslizamento radial	46
4.4	Características das malhas utilizadas, para as texturas do tipo: <i>dimple</i> ; <i>chevron</i> e peixe	55
8.1	Resultados simulados para mancal não texturizado	102
8.2	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>dimple</i> , profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	103

8.3	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>chevron</i> , profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	104
8.4	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	105
8.5	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>dimple</i> , profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	106
8.6	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>chevron</i> , profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	107
8.7	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	108
8.8	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>dimple</i> , profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	109
8.9	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>chevron</i> , profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	110
8.10	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$	111
8.11	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>dimple</i> , profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$	112
8.12	Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo <i>chevron</i> , profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$	113

- 8.13 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 114
- 8.14 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 115
- 8.15 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 116
- 8.16 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 117
- 8.17 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 118
- 8.18 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 119
- 8.19 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 1.0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$ 120

Lista de Símbolos

Siglas

- EbFVM* - Método dos volumes finitos baseado em elementos
EMFL - Espessura mínima de filme lubrificante

Operadores

- ∂ - Derivada parcial
 \int - Integral
 \log - Logarítmo
max - Máximo valor
 Σ - Somatório

Subscritos

- B* - Índice referente ao mancal no sistema de coordenadas global
c - Carregamentos
ext - Externo
J - Índice referente ao eixo no sistema de coordenadas global
 ∞ - Infinito

Sobescritos

- \cdot - derivada temporal
it - Iteração atual
p - Vetor projetado
t - Variável no tempo atual
 $\hat{}$ - Variável no espaço espectral de Fourier
* - Variável temporária

Letras gregas

β	- Ângulo de hélice da engrenagem planetária
β_s	- Raio médio de asperezas [m]
δ	- Desvio geométrico local em torno da cilindricidade do mancal
μ	- Viscosidade dinâmica do fluido lubrificante [Ns/m^2]
η_s	- Densidade de asperezas [m^{-2}]
ν	- Coeficiente de Poisson [m^2/s]
σ_s	- Desvio padrão combinado das alturas das asperezas [m]
Ω	- Velocidade angular
θ	- Fração de filme lubrificante
ϕ^*	- Função densidade de probabilidade da distribuição das alturas das asperezas
θ_b	- Coordenada angular
ρ	- Proporção da potência total dissipada convertida em energia interna do lubrificante

Letras latinas

A_0	- Área aparente de contato [m^2]
A_r	- Desalinhamento em torno do eixo x [rad]
B_r	- Desalinhamento em torno do eixo y [rad]
c	- Folga radial
c_p	- Calor específico do lubrificante [J/K]
E^*	- E Módulo de elasticidade reduzido [GPa]
h	- Espessura de filme lubrificante [m]
F	- Força estática [N]
\bar{h}_s	- Separação média entre as superfícies
h_w	- Razão de aspecto das texturas
m_i	- Coeficientes do polinômio de ajuste para as integrais do modelo de contato Greenwood e Tripp
M	- Momento resultante [Nm]
\dot{Q}	- Fluxo mássico axial de fluido lubrificante para fora do mancal [kg/s]
R	- Raio do mancal [m]
p	- Pressão hidrodinâmica [Pa]
p_{cav}	- Pressão de cavitação [Pa]
P_a	- Perda de potência devido ao contato entre asperezas [W]
P_h	- Perda de potência por dissipação viscosa [W]
t	- Tempo [s]
T_{ef}	- Temperatura efetiva do fluido lubrificante [$^{\circ}C$]
T_{ent}	- Temperatura de alimentação do fluido lubrificante [$^{\circ}C$]
T_r	- Torque transmitido [$^{\circ}C$]
U_i	- Velocidades das superfícies de contato na direção x [m/s]
X_r	- Coordenadas do deslocamento do eixo em relação ao mancal na direção x [m]
Y_r	- Coordenadas do deslocamento do eixo em relação ao mancal na direção y [m]
W	- Força resultante [N]
W_i	- Velocidades das superfícies de contato na direção z [m/s]
Z_s	- Altura média das asperezas [m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos gerais	3
1.1.1	Objetivos específicos	3
1.2	Estrutura do trabalho	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	Lubrificação	6
2.1.1	Regimes de lubrificação	6
2.2	Texturização superficial	9
2.2.1	Técnicas de texturização	9
2.2.2	Mecanismos associados aos efeitos de texturas superficiais	10
2.2.2.1	Micromancais hidrodinâmicos	11
2.2.2.2	Sucção de entrada (<i>inlet suction</i>)	12
2.2.2.3	Reservatório de lubrificante	13
2.2.2.4	Reservatório de partículas abrasivas	14
2.2.2.5	Redução da tensão de cisalhamento	16
2.2.3	Configurações geométricas de texturas superficiais	18
2.2.3.1	Geometrias	18
2.2.3.2	Disposição de texturas	21
2.3	Perfil de abaulamento do eixo (<i>Crowning</i>)	22
2.4	Modelagem hidrodinâmica	23

2.4.1	Equação de Reynolds	23
2.4.2	Cavitação	24
2.5	Modelagem do contato de asperezas	26
2.5.1	Modelo de contato rugoso de Greenwood e Tripp	26
3	METODOLOGIA	30
3.1	Modelagem matemática	30
3.1.1	Modelagem hidrodinâmica	31
3.1.1.1	Geometria do filme lubrificante	32
3.1.1.2	Modelo térmico global	32
3.1.1.3	Propriedades do lubrificante	33
3.1.2	Equações de equilíbrio	33
3.1.3	Parâmetros de desempenho	34
3.2	Solução numérica	35
3.3	Parâmetros do sistema	36
4	RESULTADOS	39
4.1	Análise da independência de malha	41
4.2	<i>Crowning</i>	44
4.3	Texturas superficiais	51
4.4	Mancal de deslizamento radial com desalinhamento	55
4.4.1	Parâmetros de desempenho	55
4.4.2	Avaliação detalhada do desempenho	65
4.4.2.1	Redução da potência dissipada	65
4.4.2.2	Aumento da espessura mínima de filme lubrificante	78
5	CONCLUSÕES	88
6	TRABALHOS FUTUROS	90

	1
7 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	92
8 APÊNDICES	102
8.1 APÊNDICE I	102
8.1.1 $\beta = 3^\circ$	102
8.1.1.1 Razão de aspecto $h_w = 0,6$	102
8.1.1.2 Razão de aspecto $h_w = 0,8$	106
8.1.1.3 Razão de aspecto $h_w = 1,0$	109
8.1.2 $\beta = 7^\circ$	112
8.1.2.1 Razão de aspecto $h_w = 0,6$	112
8.1.2.2 Razão de aspecto $h_w = 0,8$	115
8.1.2.3 Razão de aspecto $h_w = 1,0$	118

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Utilizar texturas superficiais com o objetivo de melhorar o desempenho de sistemas não é um conceito novo. Por exemplo, sua existência em alguns cenários, pode contribuir para a melhoria da adesão, permitindo, por exemplo, que rãs caminhem com segurança sobre superfícies molhadas (BHUSHAN, 2009), ou até mesmo reduzir o arrasto hidrodinâmico de tubarões na água, favorecendo assim seu movimento (DEAN; BHUSHAN, 2010).

Na engenharia, a busca pela melhora do desempenho tribológico de superfícies por meio de alterações topográficas é algo que já vem sendo amplamente estudado e utilizado em várias aplicações. O brunimento foi uma das primeiras técnicas que deu início a esses estudos, aplicado especialmente a motores de combustão interna buscando melhorar a lubrificação e reduzir o atrito e o desgaste (TAYLOR, 1943; LEARY; JOVELLANOS, 1944; LIVENGOOD; WALLOUR, 1947).

Em 1966, Hamilton; Walowit e Allen verificaram a possibilidade de geração de pressão hidrodinâmica e aumento da capacidade de carga em selos mecânicos rotativos por meio da utilização de micro irregularidades superficiais. Utilizando rotores transparentes, os autores observaram a ocorrência de cavitação na região divergente das asperezas, e então propuseram que esse fenômeno poderia explicar o ganho na capacidade de carga dos rotores.

A texturização superficial, enquanto técnica de alteração topográfica visando melhorar o desempenho de sistemas mecânicos, começou a ganhar maior enfoque a partir da

1996, quando Etsion e seu grupo de pesquisa começaram a estudar mais detalhadamente o assunto por meio de abordagens teóricas e experimentais, visando identificar a influência texturas no desempenho tribológico de superfícies (ETSION; BURSTEIN, 1996). Recentemente a texturização superficial tem sido utilizada em uma grande variedade de aplicações como: selos mecânicos (ETSION; HALPERIN, 2002; GUIYUE et al., 2020); dispositivos de gravação magnética (ZHOU et al., 2003); embreagens úmidas (EL-SHERBINY; NEWCOMB et al., 1977); mancais de escora (ETSION; BURSTEIN, 1996; WANG et al., 2003; MARIAN; KILIAN; SCHOLZ, 2007); mancais de deslizamento radial (BRIZMER; KLIGERMAN, 2012; MENG et al., 2015); ferramentas de usinagem (KAWASEGI et al., 2009; SILVA et al., 2013) e componentes de motores de combustão interna (YIN et al., 2012; VLĂDESCU et al., 2019).

Em um levantamento, Gropper et al., (2016) identificaram que a maioria das pesquisas dessa área se concentram em análises teóricas que, aliadas aos modelos atuais que estão bem desenvolvidos, são capazes de incluir efeitos transientes, modelos de cavitação com conservação de massa, efeitos térmicos, deformação superficial e contato entre asperezas.

Apesar da texturização superficial ser um assunto conhecido na literatura, não se têm muitos trabalhos com aplicações de texturas em mancais de deslizamento radial com desalinhamento angular, sendo os existentes publicados recentemente (MANSER et al., 2019; ZHANG; GUODING; LIN, 2019; GU et al., 2020; SONG; WU, 2020). Com isso, não foram encontrados na literatura estudos aprofundados e detalhados para tais condições, avaliando-se de forma sistemática a influência da posição, geometria e profundidade de texturas sob tais circunstâncias.

Além da texturização, o perfil de *crowning* é uma medida utilizada para reduzir a ocorrência de regiões com pressões elevadas em mancais com desalinhamento angular. Apesar de estudos mostrarem sua aplicabilidade para mancais de rolos, dentes de engrenagens e mancais de deslizamento radial longos sujeitos a elevados carregamentos (ZHU et al., 2012; NAJJARI; GUILBAULT, 2014; HE et al., 2015; SHEN et al., 2018; BAI et al., 2020; HAGEMANN et al., 2021), não foram encontrados na literatura estudos detalhados para mancais de deslizamento radiais, com desalinhamento.

Jost (1966) fez um levantamento estimando a possibilidade de economia de até

1,39 % do PIB do Reino Unido se novas técnicas tribológicas fossem aplicadas anualmente. Holmberg e Erdemir (2019) realizaram cálculos semelhantes, porém analisando o cenário atual. Os autores identificaram que mesmo passados 50 anos e com todas as tecnologias empregadas, o potencial de economia permanece na mesma magnitude. Segundo eles, o aspecto energético é muito mais importante atualmente, onde estimam que é possível alcançar até 74 % de economia no consumo de energia reduzindo o atrito de sistemas. Nesse cenário a eficiência energética é fundamental e justifica a crescente busca por tecnologias e técnicas que permitam melhorar o desempenho de sistemas já utilizados.

1.1 Objetivos gerais

Tendo em vista os aspectos mencionados anteriormente, bem como a importância que a busca pelo aumento da eficiência energética e durabilidade de sistemas mecânicos tem atraído nas últimas décadas, o presente trabalho tem como objetivo principal avaliar o efeito do controle da topografia no desempenho tribológico de mancais de deslizamento radial com desalinhamento angular submetidos a elevados carregamentos e baixas velocidades de rotação. Nesse caso específico, será avaliada a forma do eixo (abaulamento) no desempenho do sistema.

A aplicação de texturas superficiais em mancais de deslizamento radiais do sistema de engrenagens planetárias da caixa de multiplicação de velocidades de uma turbina eólica é investigada em detalhes. Em particular, buscou-se determinar configurações de texturas que proporcionassem aumento de eficiência energética e durabilidade de caixas multiplicadoras de turbinas eólicas.

1.1.1 *Objetivos específicos*

Os objetivos específicos do trabalho são:

- avaliar a influência do perfil de abaulamento da superfície mancal, em seu desempenho;
- avaliar a influência da posição da textura no desempenho em um mancal de deslizamento radial;

- identificar, por meio de parâmetros de desempenho, como a razão de aspecto influencia o desempenho do mancal;
- avaliar a influência do ângulo de hélice da engrenagem da caixa multiplicadora, na eficiência do mancal de deslizamento radial com desalinhamento;
- avaliar como a texturização superficial, aliada ao abaulamento da superfície do mancal, pode influenciar na redução da potência dissipada e aumento da espessura de filme lubrificante.

1.2 Estrutura do trabalho

Neste capítulo inicial, contextualizou-se o tema abordado nesse trabalho, demonstrando sua importância e os objetivos desse estudo.

No **Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica**, são apresentados trabalhos da literatura que abordam os temas texturização superficial e lubrificação, para contextualizar o trabalho e auxiliar o leitor na compreensão do estudo realizado.

Para o **Capítulo 3 - Metodologia**, são abordadas a modelagem matemática e solução numérica de mancais de deslizamento radiais, com desalinhamento e texturas superficiais.

No **Capítulo 4 - Resultados**, são mostrados os principais resultados obtidos nesse trabalho, abordando de forma detalhada a influência de alterações topográficas do desempenho de mancais radiais, avaliando o desempenho do sistema por meio de parâmetros de desempenho.

As conclusões desse trabalho são apresentadas no **Capítulo 5 - Conclusões**, mostrando de forma concisa as principais contribuições do trabalho.

No **Capítulo 6 - Trabalhos futuros**, são enumerados pontos que foram identificados onde é possível avançar no estudo realizado neste trabalho.

O **Capítulo 7 - Referências**, mostra todas as referências utilizadas, que possibilitaram o desenvolvimento deste estudo.

No **Capítulo 8 - Apêndices**, são apresentados os resultados de todas as condições simuladas neste estudo.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Lubrificação

Quando duas superfícies estão em contato, a força externa aplicada sobre elas é sustentada pela interação entre as rugosidades presentes na região de contato. Nessas circunstâncias, as forças laterais necessárias para permitir o deslizamento entre as superfícies se tornam significativamente elevadas, resultando em valores mais altos para o coeficiente de atrito, desgaste e danos à superfície (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2013).

Para minimizar as forças de atrito entre as superfícies, são empregados lubrificantes, cuja função é inserir uma camada de material com menor resistência ao cisalhamento do que as superfícies em movimento relativo. Embora o filme lubrificante não possa eliminar completamente o contato entre as rugosidades em alguns sistemas lubrificados, sua função é reduzir sua incidência e diminuir as forças de resistência entre as superfícies (PROFITO, Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010).

2.1.1 Regimes de lubrificação

Ao determinar as condições de lubrificação de um sistema, é necessário considerar diversos fatores importantes. Entre eles, destacam-se o nível de carga aplicada, a geometria do contato entre as superfícies, a velocidade de deslizamento, as propriedades específicas do

fluido lubrificante utilizado e a rugosidade das superfícies envolvidas. Todos esses parâmetros desempenham um papel fundamental na definição adequada das condições de lubrificação para garantir um desempenho eficiente e duradouro do sistema. Para um contato conforme, Hamrock e Schmid (2004), pode-se definir três regimes de lubrificação: hidrodinâmico, misto e limítrofe, conforme ilustrado na Fig. 2.1. A seguir, esses três tipos serão apresentados e brevemente discutidos.

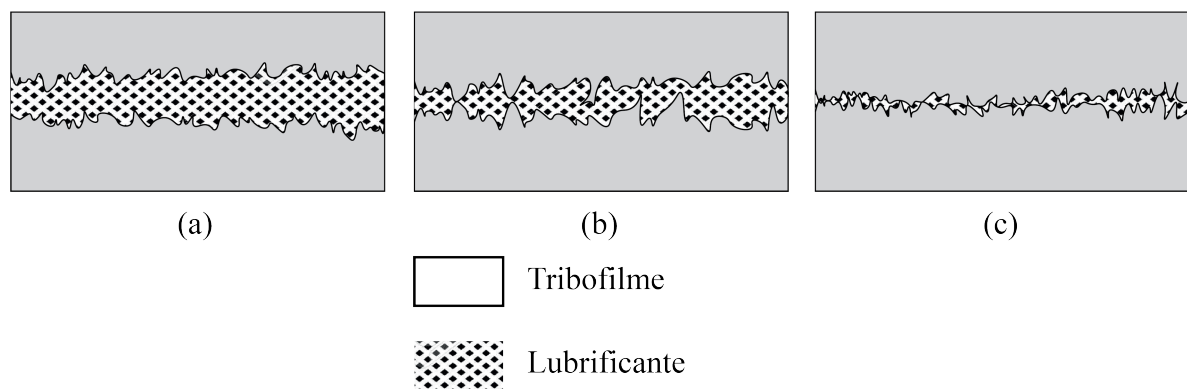


Figura 2.1 Regimes de lubrificação: (a) Hidrodinâmico; (b) Misto; (c) Limítrofe

No regime de lubrificação hidrodinâmica, as superfícies com movimento relativo, são separadas por uma fina camada de fluido lubrificante. Nesse regime, o suporte da carga normal ocorre devido à pressão hidrodinâmica gerada pelo fluido, resultante das forças viscosas decorrentes do movimento relativo a que o fluido está sujeito. Esse tipo de regime geralmente ocorre em superfícies conformes, com uma pequena separação entre elas, sendo esse espaço preenchido pelo fluido lubrificante (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Durante o projeto de elementos mecânicos, busca-se geralmente condições ideais, com o objetivo de prolongar a vida útil do equipamento. Ao se tratar de regimes de lubrificação, é aconselhável operar o sistema no regime hidrodinâmico, devido aos seus baixos níveis de atrito e elevada resistência ao desgaste (PROFITO, Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010). Como exemplo de sistemas que operam nesse regime, podem ser citados mancais radiais e de escora, que devido às suas superfícies convergentes e ao movimento relativo associado à viscosidade do fluido geram perfis de pressão positivos, responsáveis por separar as superfícies (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004).

O regime de lubrificação mista ocorre em condições onde a espessura do filme lubrificante não é suficiente para separar completamente o contato entre asperezas das superfícies. Nessa situação, o suporte a carga é partilhado entre o filme lubrificante e o contato direto entre as asperezas mais elevadas. Já o regime de lubrificação limite, ocorre em condições de elevadas pressões de contato ou baixas velocidades de deslizamento, resultando na incapacidade das forças hidrodinâmicas de manter um filme contínuo de fluido lubrificante entre as superfícies (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017). Nesse regime, ilustrado na Fig. 2.1(c), as superfícies não são separadas por um filme lubrificante e a carga é sustentada pelas asperezas em contato e em alguns casos, pelo filme tribológico molecular formado.

Tendo esse cenário em vista, busca-se aprimorar os efeitos do filme tribológico, por meio da aplicação de aditivos aos fluidos lubrificantes. Esses aditivos têm a finalidade de promover a formação de sulfetos, cloretos ou fosfatos na interface da superfície. Esses elementos são responsáveis aumentar a estabilidade dos filmes formados, tornando-os mais eficazes, protegendo assim as superfícies e evitando o contato direto entre elas, quando submetidas a condições de lubrificação extrema (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2013). Os valores do coeficiente de atrito nesse regime são geralmente maiores do que no regime hidrodinâmico e misto, porém menores do que em sistemas não lubrificados. No regime de lubrificação limítrofe, o atrito não depende da viscosidade do fluido lubrificante e sim das propriedades físico-químicas do filme molecular formado (PROFITO, Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010).

Para condições em que os contatos são não conformes, é possível obter um filme contínuo separando as superfícies, um regime misto ou um regime limítrofe, dependendo das condições operacionais. Porém, para esse tipo de contato, utiliza-se o termo lubrificação elastohidrodinâmica ao invés de misto, onde as deformações elásticas dos corpos em contato e as variações de viscosidade do fluido, resultantes das altas pressões e taxas de cisalhamento presentes no contato, possuem papel fundamental na compreensão do regime de lubrificação e dos fenômenos associados a ele (HAMROCK; SCHMID; JACOBSON, 2004; STACHOWIAK; BATCHELOR, 2013).

Porém, também é possível se ter lubrificação elastohidrodinâmica em contatos

conformes, para materiais que apresentem baixo módulo de elasticidade. Assim, diferencia-se elastohidrodinâmica moderada e severa. A moderada ocorre em corpos com módulo de elasticidade menor, o que resulta em menores pressões no contato, levando à não consideração da influência da mesma sobre a viscosidade do fluido, ou seja, leva-se em conta apenas a deformação elástica no contato das superfícies. Na severa, o aumento da viscosidade do fluido com a pressão e a deformação elástica das superfícies em contato podem garantir um filme completo entre as superfícies mesmo para as altas pressões de contato envolvidas (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

2.2 Texturização superficial

Texturas superficiais são micro cavidades regulares que possuem grande potencial em aplicações tribológicas (HOLMBERG; ERDEMIR, 2017). Geralmente são utilizadas para reduzir o atrito e o desgaste de superfícies em contato, com movimento relativo (BOIDI et al., 2020), e seus efeitos são amplamente dependentes das condições de contato e lubrificação (GACHOT et al., 2017). Elas podem ser determinísticas e não determinísticas, sendo a primeira o foco deste trabalho.

2.2.1 Técnicas de texturização

As principais técnicas de texturização foram levantados e sumarizadas por Costa e Hutchings (2015), onde foram classificados em quatro principais classes, que se diferenciam conforme a natureza física da modificação superficial proposta por cada um, conforme visto abaixo:

- adição de material: as texturas superficiais são criadas por meio da adição de material à superfície desejada, criando pequenas áreas em relevo;
- remoção de material: as texturas superficiais são formadas por meio da remoção de material da superfície do material, criando pequenas depressões;

- movimentação de material: a alteração da estrutura superficial ocorre devido à deformação plástica e redistribuição de material de algumas partes da superfície;
- auto formação por desgaste: em uma superfície, pode haver regiões com diferentes resistências ao desgaste, onde a formação de texturas ocorre através do desgaste das mesmas, sendo o material mais resistente deixado como protuberâncias acima do material circundante.

Dentre os inúmeros processos de texturização, a técnica de texturização a laser é amplamente utilizada (ETSION, 2005; YIN et al., 2012; GACHOT et al., 2017) e pode ser categorizado dentro da classe de texturização por remoção de material que envolve alta temperatura, na qual o material é submetido a altas quantidades de energia, sofrendo o processo ablação que consiste na passagem do material do estado sólido para vapor (KOVALCHENKO et al., 2004). Porém, apesar dos avanços nos últimos anos em termos de precisão, velocidade e custo, ela apresenta a desvantagem dos efeitos térmicos envolvidos. Estes efeitos, podem ser substancialmente reduzidos com o uso de lasers de pulsos muito curtos, em particular os lasers de femtossegundos (*fs*) (ROSENKRANZ et al., 2019), mas isso aumenta substancialmente o custo da técnica.

A necessidade de técnicas alternativas que podem texturizar grandes áreas de forma barata e rápida é um desafio atual para se difundir o uso da texturização superficial em aplicações industriais (COSTA; HUTCHINGS, 2015; GACHOT et al., 2017).

2.2.2 Mecanismos associados aos efeitos de texturas superficiais

Inúmeras teorias são abordadas na literatura a respeito dos benefícios da aplicação e utilização de texturas superficiais na busca de melhorar o desempenho tribológico. Há estudos para aplicações em superfícies não lubrificadas (GACHOT et al., 2013; WU et al., 2017) e lubrificadas, para os regimes de lubrificação limítrofe (ERDEMIR, 2005; KOVALCHENKO et al., 2004; ITO; TAKAHASHI; SASAKI, 2020; KHAEMBA et al., 2020; RODRIGUES et al., 2020); misto (BRAUN et al., 2014; ZHANG et al., 2016; SCHNEIDER; BRAUN; GREINER, 2017; ROSENKRANZ et al., 2021) e hidrodinâmico (COSTA; HUTCHINGS, 2007; CODRIG-

NANI et al., 2020). Vários estudos mostram que texturas superficiais podem reduzir o atrito, prevenir a ocorrência de adesão e melhorar a lubrificação, promovendo melhores características tribológicas (WU et al., 2021). Esta melhora de desempenho se deve basicamente à atuação de alguns mecanismo, responsáveis por melhorar o desempenho de superfícies, conforme será abordado de forma detalhada a seguir.

2.2.2.1 *Micromancais hidrodinâmicos*

O efeito hidrodinâmico é um dos efeitos mais estudados e analisados na literatura. Quando o fluido lubrificante entra na microcavidade, de acordo com a seta indicada na Fig. 2.2, que representa a direção de movimento da superfície, há uma queda de pressão na região próxima à borda da textura, devido ao aumento da área que separa as duas superfícies. Quando o fluido deixa a microcavidade, o processo inverso ocorre, ou seja, há a diminuição da área de escoamento entre as superfícies, aumentando a pressão hidrodinâmica na região.

Esse processo, por si só, não é suficiente para gerar sustentação e separar as superfícies, pois sem nenhum fator externo, a perturbação no campo de pressão é simétrica e se anula. Para que o efeito ocorra, é necessário que haja assimetria no campo de pressão, sendo essa gerada pelo processo de microcavitação localizada, possibilitando a ocorrência de pressões hidrodinâmicas maiores, responsável pela formação de filmes de lubrificantes mais espessos, resultando em menores tensões cisalhantes e coeficientes de atrito reduzidos (LU; KHONSARI, 2007).

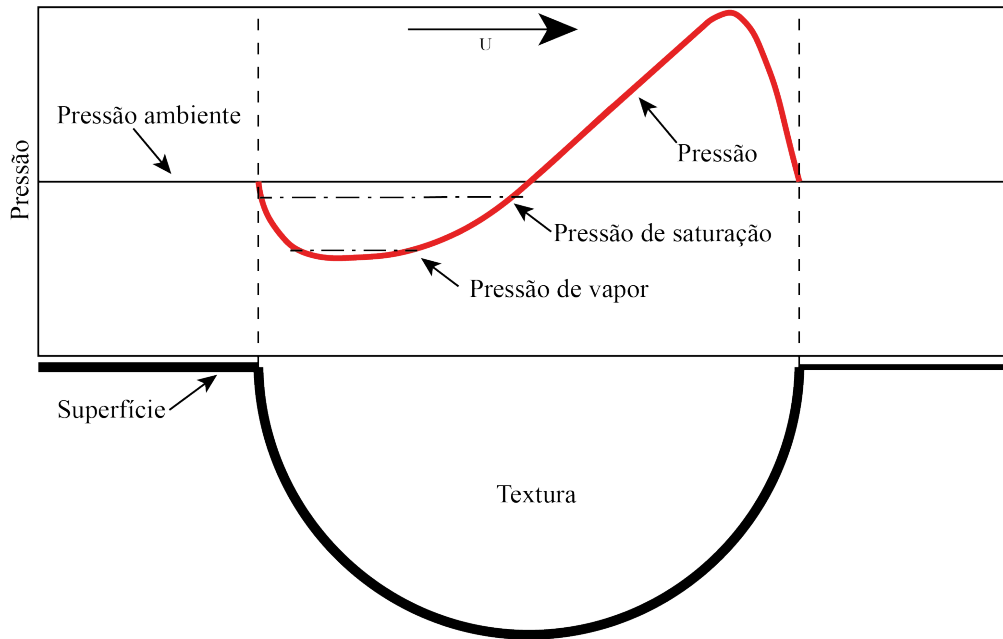


Figura 2.2 Distribuição de pressão em um *dimple* ao longo da direção de movimento do fluido

2.2.2.2 Sucção de entrada (*inlet suction*)

A introdução do conceito de sucção de entrada (*inlet suction*) na literatura, foi feita por Olvel e Fowell (2006, 2007), onde a região inicial da textura, por possuir pressão local inferior, que pode inclusive levar à ocorrência de cavitação, levando ao mecanismo de sucção, conforme ilustrado na Fig. 2.3. Ele faz com que o lubrificante entre na região de contato, melhorando o suprimento de lubrificante e aumentando a capacidade de carga do mancal.

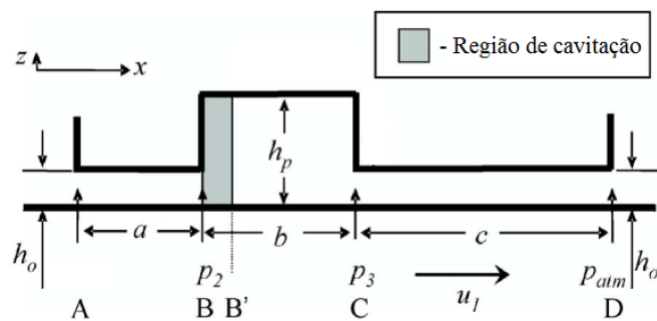


Figura 2.3 Desenho esquemático de um mancal texturizado. Adaptado de (FOWELL et al., 2007)

Evidências experimentais foram apresentadas por Profito et al. (2017), por meio da utilização de microscopia fluorescente que mostrou a formação de bolhas de cavitação na

borda de ataque de texturas feitas por meio da técnica de texturização a laser, a medida que eram arrastadas para região de contato. Esse mecanismo auxilia em condições de lubrificação onde o suprimento de lubrificante é limitado, conhecida por *starved lubrication*.

2.2.2.3 Reservatório de lubrificante

O efeito de atuar como reservatório de lubrificante é um mecanismo importante e que já é estudado desde a década de 80, com trabalhos que mostraram que depressões presentes em superfícies poderiam agir como reservatório de lubrificante (SAKA; TIAN; SUH, 1989; TIAN; SAKA; SUH, 1989), e desde de então, inúmeros trabalhos abordaram e discutiram o tema (BLATTER et al., 1999; PETTERSSON; JACOBSON, 2003; UEHARA et al., 2004; KOVALCHENKO et al., 2011; HU; HU; DING, 2012). Esses reservatórios podem ajudar na formação de um filme lubrificante que é puxado para área de contato devido ao fluxo viscoso do fluido, conforme ilustrado na Fig. 2.4.

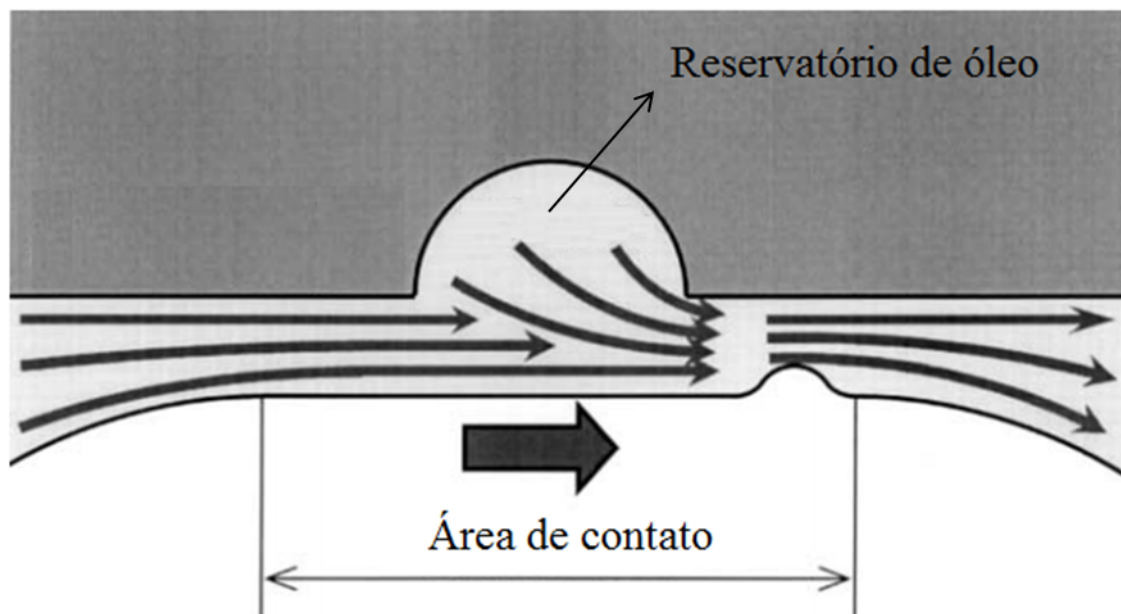


Figura 2.4 Efeito da microcavidade agindo como reservatório de fluido lubrificante. Adaptado de (UEHARA et al., 2004)

Segundo Uehara et al. (2004), apesar de poderem ter efeito benéfico agindo como reservatórios de fluido lubrificante, as microcavidades podem aumentar a pressão de contato

devido à redução de área de contato, sendo esse um efeito negativo. Em condições onde o filme lubrificante é fino, o efeito positivo supera o negativo e pode-se observar redução no coeficiente de atrito. Quando o filme é espesso, observa-se o oposto e não há ocorrência de redução do coeficiente de atrito.

2.2.2.4 *Reservatório de partículas abrasivas*

O mecanismo de retenção de partículas abrasivas consiste no armazenamento de partículas com potencial abrasivo presentes entre as superfícies lubrificadas, proporcionando assim melhora na resistência ao desgaste abrasivo do meio. Recentemente na literatura esse aspecto tem sido amplamente estudado devido aos ótimos resultados encontrados, conforme exemplificado abaixo.

Borghetti et al. (2008) estudaram os efeitos da texturização superficial em aços nitretados para aplicações em motores de alto desempenho. Nesse trabalho, foram estudadas situações com e sem textura para os três regimes de lubrificação limítrofe, misto e hidrodinâmico. Os autores utilizaram texturas no formato circular esférico, denominadas *dimples*, produzidas por meio da técnica de texturização a laser. Conforme apresentado pelos autores e mostrado na Fig. 2.5(b), é possível perceber claramente a presença de debris no interior das texturas, o que segundo os mesmos, resultou em menores coeficientes de atrito e desgaste, quando comparadas às superfícies sem texturas onde, além de apresentarem valores maiores dos mesmos, pôde-se perceber a presença de debris na interface das superfícies de contato (Figs. 2.5a e 2.5a') e diferenças nas marcas de desgaste provenientes dos ensaios, que demonstram diferentes níveis de severidade.

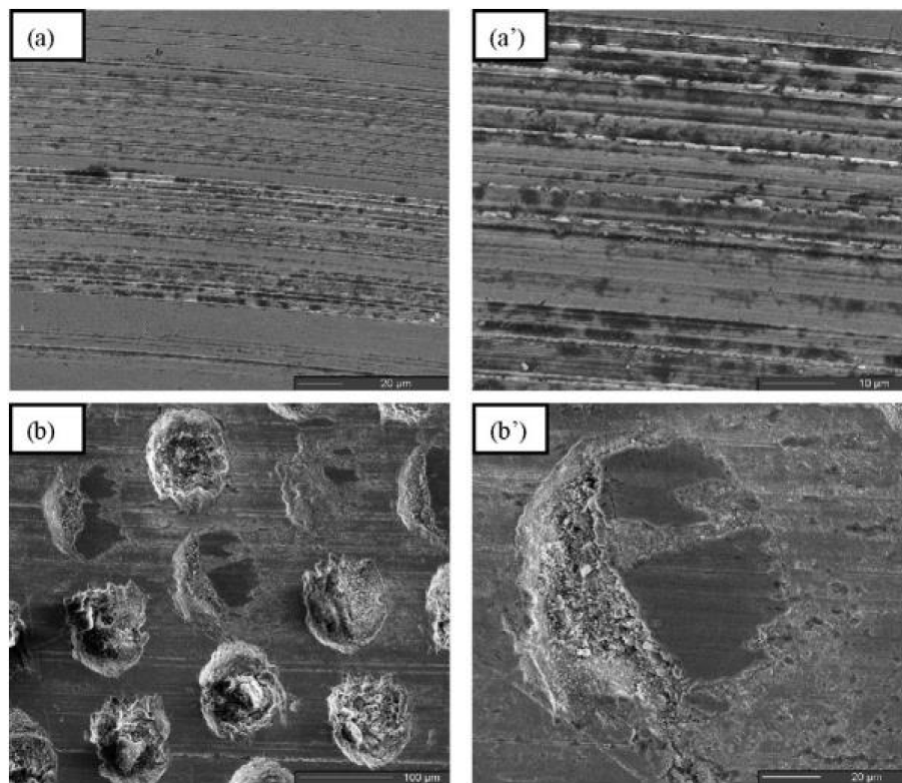


Figura 2.5 Micrografias obtidas por MEV da superfície não texturizadas (a e ampliada a') e texturizada (b e um único dimple ampliado). Adaptado de (BORGHI et al., 2008)

Rosenkranz et al. (2015) realizaram um estudo experimental sobre texturas em formatos de cruz denominados *cross-like* para diferentes comprimentos de onda estruturais em aço inox 304 no regime de lubrificação misto, com o objetivo de se avaliar a influência de microtexturas na vida do fluido lubrificante. Segundo seus resultados, pôde-se perceber que, partículas abrasivas foram retiradas da área de contato graças às texturas superficiais, que auxiliaram na redução do desgaste abrasivo e prolongaram a vida do fluido lubrificante consideravelmente, já que as mesmas estavam armazenadas nas texturas.

Rodrigues et al. (2020) estudaram a rugosidade de superfícies texturizadas, por meio da técnica de texturização eletroquímica sem mascaramento, analisando o efeito no atrito e desgaste. Nesse estudo, foram realizados ensaios do tipo bloco sobre anel, sendo as texturas confeccionadas em blocos de aço ABNT 1045. Os autores identificaram que para condições de baixa carga, a texturização superficial não se mostrou efetiva, pois houve aumento de rugosidade fora das regiões texturizadas, afetando a espessura de filme e razão de aspecto das texturas. Para condições de maiores cargas, a texturização se mostrou efetiva, melhorando

o desempenho do sistema. Em ambas as condições de carga analisadas, foram encontradas partículas abrasivas, dentro das texturas superficiais, conforme mostrado na Fig. 2.6. O aprisionamento de partículas, segundo os autores, auxiliou removendo partículas abrasivas do contato e também contribuiu para redução do atrito e desgaste.

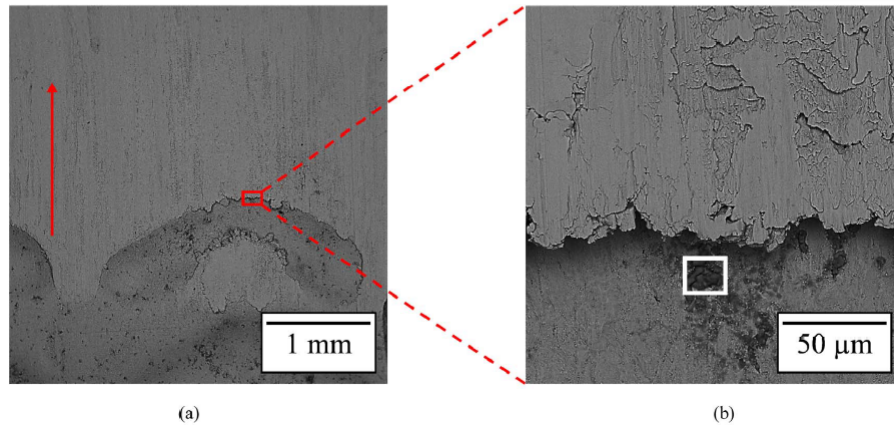


Figura 2.6 Micrografias obtidas por MEV da uma trilha de desgaste de uma superfície texturizada (a e ampliada b). Adaptado de (RODRIGUES et al., 2020)

2.2.2.5 Redução da tensão de cisalhamento

A tensão de cisalhamento, resultado da aplicação de texturas superficiais, é um mecanismo pouco abordado na literatura. Johnston et al. (2015) estudaram as características da tensão de cisalhamento em superfícies texturizadas, observando que há redução da tensão de cisalhamento, juntamente com o atrito em superfícies texturizadas, para as condições estudadas pelo autor. Também observaram que a redução no cisalhamento apresenta comportamento independente, para $Re < 10$.

Schuh et al. (2016) estudaram perfis assimétricos de texturas superficiais, para condições de lubrificação hidrodinâmica, onde as superfícies estavam totalmente separadas pelo filme lubrificante. Em seu estudo, foram observados que, os perfis assimétricos de texturas levaram a redução da tensão de cisalhamento, resultando em redução no coeficiente de atrito efetivo.

Putignano et al. (2020) investigaram a influência do padrão de texturas no desempenho do sistema estudado. Em seus resultados, os autores mostraram que a razão de

vazios é um parâmetro fundamental, quando se trata de superfícies texturizadas, pois um grande número de texturas oferece, em baixa velocidade, reservatórios para partículas abrasivas, enquanto que em altas velocidades, devido à expansão do fluido em cada microcavidade, promove uma queda de pressão hidrodinâmica, o consequente surgimento de microcavitação e, em última instância, a redução das tensões de cisalhamento, conforme ilustrado na Fig. 2.7.

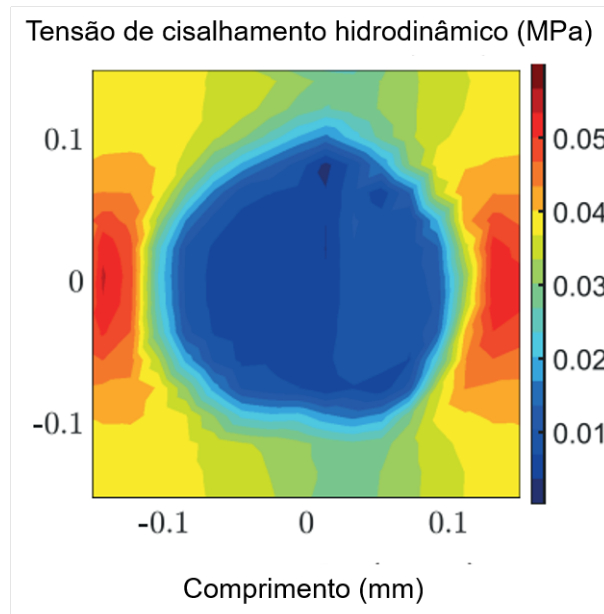


Figura 2.7 Campo de tensão de cisalhamento hidrodinâmico em um textura. Adaptado de (PUTIGNANO et al., 2020)

A redução na tensão de cisalhamento hidrodinâmico se dá pelo aumento da separação entre as superfícies e devido a região cavitada, que reduz a viscosidade média local. Para auxiliar na compreensão, pode-se tomar por base a Lei da viscosidade de Newton $\tau = \mu u/h$, sendo τ a viscosidade hidrodinâmica, μ viscosidade, u velocidade da superfície e h separação das superfícies. Por meio dela, é possível observar que a tensão de cisalhamento hidrodinâmico é diretamente proporcional a viscosidade e inversamente proporcional a separação das superfícies. Conforme mostrado na Fig. 2.7, a textura superficial leva a redução localizada na tensão de cisalhamento devido ao efeito combinado do aumento da área transversal entre as superfícies e redução da viscosidade média local.

2.2.3 Configurações geométricas de texturas superficiais

2.2.3.1 Geometrias

Os dois formatos mais comuns de serem estudados segundo (GROPPER; WANG; HARVEY, 2016) são os de formato circular Fig. 2.8(a) e retangular Fig. 2.8(d), devido a facilidade de fabricação dos mesmos, porém com o avanço das principais técnicas utilizadas atualmente, novos formatos estão sendo explorados e estudados (ver Fig. 2.8).

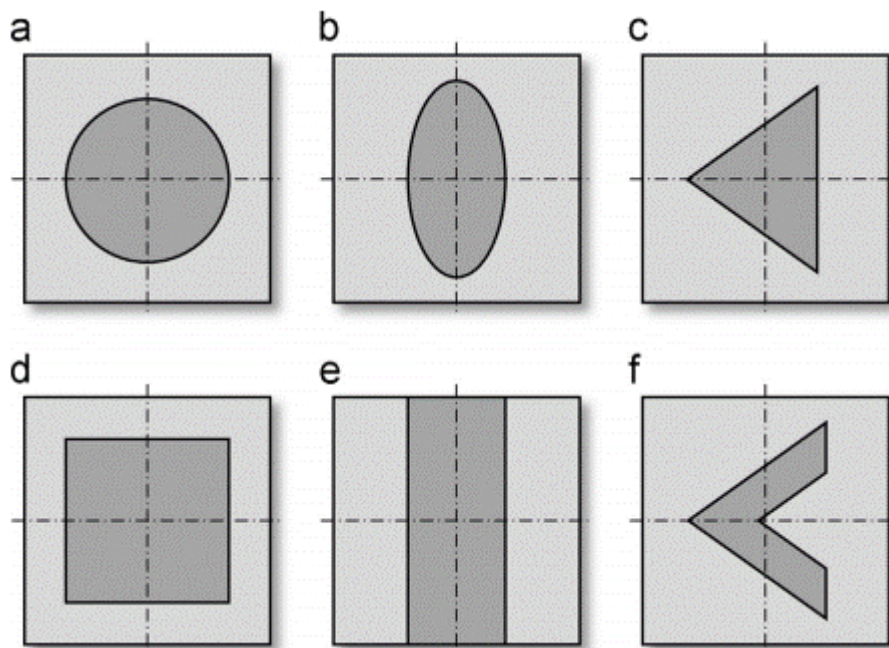


Figura 2.8 Seleção de diferentes formas base de textura: (a) circular, (b) elíptica, (c) triangular, (d) retangular, (e) sulco e (f) *chevron* (GROPPER; WANG; HARVEY, 2016)

Costa e Hutchings (2007) realizaram um estudo experimental, sobre a influência do formato da textura no desempenho tribológico de superfícies sujeitas a deslizamento. Nesse estudo, observou-se influência direta do formato da mesma sobre a espessura de filme lubrificante formado, além de uma densidade máxima ideal de microcavidades. Dentre os formatos analisados, observou-se que o padrão *chevron* é o mais susceptível a orientação em relação a direção de movimento.

Morris et al. (2015) realizaram um estudo numérico experimental analisando profundidade, ângulo de abertura dos *chevrons*, orientação e distância entre os padrões geométri-

cos, observando em todos os casos redução significativa no coeficiente de atrito, com valores superiores a 27 %. Em um trabalho subsequente (MORRIS et al., 2016), os autores mostraram numericamente que *chevrons* rasos, com profundidade de 1 μm , apesar de não apresentarem ganhos relevantes em relação ao coeficiente de atrito (ganhos de 1 %), reduziram a perda de óleo lubrificante que seria uma preocupação com reservatórios profundos de lubrificante na superfície do revestimento na posição de reversão do anel.

Wos, Koszela e Pawlus (2020) realizaram um estudo em um tribômetro do tipo pino-disco, com texturas confeccionadas por jateamento abrasivo. Nesse estudo, foi-se analisado a influência do ângulo de abertura dos *chevrons*, orientação angular em relação a direção de deslizamento do contracorpo e a assimetria geométrica dos *chevrons* (comprimento diferente das abas do padrão). Foi observado que os *chevrons* são sensíveis à sua posição angular em relação à direção de deslizamento. Os melhores desempenhos tribológicos foram alcançados para os padrões inclinados para os lados externos dos discos rotativos.

Além do padrão geométrico, também se estuda a influência do perfil interno no desempenho de contatos lubrificadas, conforme abordado em alguns estudos (NANBU et al., 2008; ALLEN; RAEYMAEKERS, 2021). Nanbu et al. (2008) avaliaram a influência deste para diversos perfis (ver Fig. 2.9), onde a letra *U* representa o perfil semi esférico, a letra *R* representa o perfil plano e as letras *T* e *W* representam perfis triangulares simples e duplos, respectivamente. Nesse estudo foram analisados tais perfis para o regime elastohidrodinâmico de contatos concentrado e conformes. Eles concluíram que texturas com a presença de micro-cunhas e micro-degraus em seu interior são capazes de incrementar a espessura de filme lubrificante. Shen e Khonsari (2013) também realizaram um estudo numérico e experimental, acerca da influência de perfis internos de texturas em mancais de escora, observando que maiores capacidades de carga foram obtidas com o perfis planos no fundo das texturas, o que mostra que na literatura não há um consenso acerca do tema.

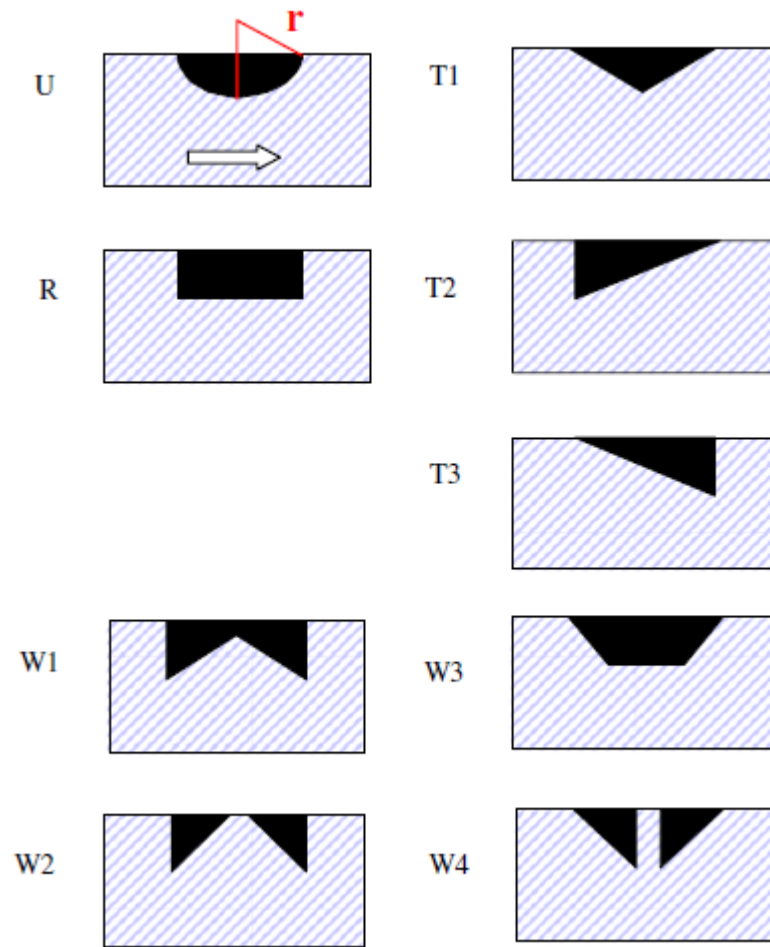


Figura 2.9 Diferentes perfis internos de texturas (NANBU et al., 2008)

Apesar de mais utilizados, as geometrias aplicadas não ficam restritas apenas às formas já citadas, havendo trabalhos na literatura utilizando diferentes abordagens para se obter padrões de texturas superficiais. Dentre estes grupos de pesquisas, podemos destacar principalmente duas linhas: texturas biomiméticas (SINGH; SUH, 2013; HOU et al., 2020) e geradas por algoritmos de otimização (ZHANG et al., 2017; WU et al., 2020).

Biomimética é uma área de pesquisa que busca desenvolver tecnologias baseadas em funções e estruturas de organismos vivos, à Tribologia (FURUKAWA et al., 2020). Neste estudo, os autores se inspiraram em libélulas, que podem planar sobre o mar por até 7 100 km (TROAST et al., 2016) graças a presença de microespinhos de até 100 μm . A partir disso, os autores buscaram aplicar microespinhos em mancais hidrodinâmicos lubrificados e observaram que a presença dos mesmos resultou a expansão da região de cavitação, possibilitando a redução do coeficiente de atrito, influenciando a região de fase gasosa, porém o torque viscoso

aumentou significativamente para baixas velocidades de rotação.

Métodos de otimização multiobjetivo para obtenção de soluções ótimas é algo amplamente utilizado (KRAMER, 2017), porém poucos trabalhos aplicaram tal metodologia para otimização de texturas superficiais, devido a três principais fatores (ZHANG et al., 2017): (i) formas complexas são geralmente descritas por uma série de parâmetros geométricos, que podem ser difíceis de caracterizar e/ou caros de fabricar; (ii) a relação funcional entre suas características geométricas e comportamentos tribológicos, como capacidade de carga e atrito, geralmente é não linear e complexa e (iii) a tensão de contato nas bordas das geometrias complexas é geralmente complicada na natureza.

Zhang et al. (2017) desenvolveram uma abordagem numérica baseada em algoritmo genético para otimização da forma geométrica de texturas superficiais aplicadas à condição de deslizamento unidirecional. Os resultados mostraram que as geometrias em formato de projétil ou de peixe foram os contornos com melhores desempenhos, com redução do coeficiente de atrito, comparado ao formato circular. Análises realizadas nos campos de pressão hidrodinâmicos mostraram que o empuxo hidrodinâmico gerado pelas texturas foi responsável pela melhora tribológica dos sistemas estudados.

Na próxima subseção, serão abordadas as principais disposições de texturas superficiais.

2.2.3.2 *Disposição de texturas*

A texturização superficial é uma técnica de alteração topográfica que pode trazer inúmeros benefícios, porém quando dispostas em regiões inadequadas, podem prejudicar o desempenho do sistema mecânico estudado, reduzindo seu desempenho. Tala-Ighil e Fillon (2011) realizaram um estudo detalhado acerca da influência da área texturizada no desempenho de mancais hidrodinâmicos radiais. Em seu estudo, os autores identificaram que texturizar toda a superfície do mancal não é uma prática eficiente e inefetiva, quando se busca melhorar a capacidade de carga do mancal por meio dos efeitos de cavitação. Em seus resultados, foi possível observar que a texturização parcial conseguiu trazer benefícios para o desempenho

hidrodinâmicos do conjunto, quando as mesmas foram posicionadas na região divergente do mancal.

Em outro trabalho, Tala-Ighil e Fillon (2015), também analisaram a influência da disposição das texturas superficiais no desempenho de mancais radiais. De forma análoga à observada em seu trabalho anterior, identificaram que a texturização total não necessariamente traz benefícios hidrodinâmicos ao sistema (redução no atrito e aumento na espessura mínima de filme). Nesse estudo, observaram que para baixas velocidades de deslizamento, a texturização total pode aumentar a espessura mínima de filme e inclusive reduzir o coeficiente de atrito. Com isso, os autores identificaram que, para baixas velocidades de deslizamento, é aconselhável posicionar texturas na primeira metade do mancal, ou seja, dispostas entre $0 < \theta < 180^\circ$, que é a região de máxima pressão, enquanto que, para altas velocidades de deslizamento, a texturização superficial é indicada para a segunda metade do mancal, $180^\circ < \theta < 360^\circ$, onde é a região de decaimento da pressão hidrodinâmica.

Com isso, o objetivo desse trabalho é avaliar o efeito da texturização e abaulamento no desempenho de mancais de deslizamento radial lubrificadas, aplicados em condições de alto carregamento e baixa velocidade de deslizamento com desalinhamento. Espera-se observar os efeitos benéficos do abaulamento da superfície do mancal e texturização superficial, buscando melhorar tanto a eficiência energética do sistema, quanto sua durabilidade, reduzindo a potência dissipada e aumentando a espessura mínima de fluido lubrificante, respectivamente.

2.3 Perfil de abaulamento do eixo (*Crowning*)

A utilização de perfis axiais de *crowning* é uma medida amplamente utilizada para reduzir a ocorrência de regiões com pressões elevadas em mancais com desalinhamento angular. Exemplos comuns desta aplicação são encontrados em mancais de rolos, dentes de engrenagens e mancais de deslizamento radial longos sujeitos a elevados carregamentos (ZHU et al., 2012; NAJJARI; GUILBAULT, 2014; HE et al., 2015; SHEN et al., 2018; BAI et al., 2020; HAGEMANN et al., 2021).

Hagemann et al. (2021) mostram em seu estudo que a aplicação de *crowning* axial

reduz significativamente a pressão de contato nas extremidades axial do mancal, comparando dois perfis distintos. Com base nisso, no presente estudo, buscou-se avaliar de forma mais detalhada a influência do perfil de *crowning* no desempenho dos mancais de deslizamento radial das engrenagens planetárias da caixa de multiplicação de velocidades de uma turbina eólica.

2.4 Modelagem hidrodinâmica

2.4.1 Equação de Reynolds

Osborne Reynolds (REYNOLDS, 1885) foi o primeiro a estabelecer um modelo matemático específico para descrever os efeitos hidrodinâmicos em contatos lubrificados em 1883. Nesse trabalho, Reynolds define as hipóteses fundamentais da teoria de lubrificação moderna, que possibilita o cálculo da pressão hidrodinâmica desenvolvida na interface lubrificada (PROFITO et al., 2015).

Em 1962, Duncan Dowson (DOWSON, 1962) estendeu os conceitos da teoria da lubrificação clássica proposta por Reynolds, incluindo a possibilidade de variação das propriedades do fluido lubrificante (e.g. massa específica e viscosidade) ao longo da espessura do filme. Essa nova formulação deu origem à Equação de Reynolds Generalizada, que é de fundamental importância para a realização de análises detalhadas dos efeitos térmicos em contatos lubrificados (termohidrodinâmica). Berthe e Godet (BERTHE; GODET, 1974) generalizaram ainda mais o modelo de Dowson, levando em conta a existência de defeitos localizados e/ou perturbações geométricas em ambas as superfícies em contato, obtendo assim a Equação Generalizada da Mecânica de Filmes Finos Viscosos (FRENE et al., 1997).

A equação de Reynolds é derivada a partir das equações de Navier-Stokes e da continuidade, assumindo as seguintes hipóteses (FRENE et al., 1997):

1. O fluido é admitido como um meio contínuo;
2. O fluido lubrificante é Newtoniano;

3. As dimensões ao longo da espessura do filme lubrificante são muito menores $O(10^{-6})$ quando comparadas com as outras dimensões do contato $O(10^{-3})$;
4. O escoamento é considerado laminar;
5. Condição de não deslizamento entre o fluido e as superfícies do contato;
6. Forças externas de volume são negligenciadas;
7. As superfícies em contato são consideradas perfeitamente lisas.

Neste trabalho, não serão trabalhadas as equações generalizadas, pois os efeitos térmicos locais não serão tratados em detalhes.

A equação de Reynolds em coordenadas cartesianas é expressa pela Eq. (2.1) (FRENE et al., 1997; PROFITO, Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015) :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \left(\frac{U_2 + U_1}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho h \left(\frac{W_2 + W_1}{2} \right) \right] + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (2.1)$$

sendo p a pressão hidrodinâmica [Pa]; x_i são as coordenadas cartesianas locais [m]; t é o tempo [s]; μ é a viscosidade dinâmica do fluido lubrificante [$Pa \cdot s$]; ρ é a massa específica do fluido lubrificante kg/m^3 ; (U_1, U_2) são as velocidades das superfícies de contato na direção x [m/s]; (W_1, W_2) são as velocidades das superfícies de contato na direção z [m/s] e h a espessura do filme lubrificante [m].

2.4.2 Cavitação

As pressões hidrodinâmicas calculadas pela Eq. 2.1 dependem das propriedades físicas do lubrificante, bem como das características geométricas, cinemáticas e operacionais do mancal (PROFITO, Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010). Em algumas regiões da interface lubrificada, o fluido pode estar submetido a pressões inferiores a pressão atmosférica, que fisicamente representa a condição de fluido sob tração. Entretanto, a capacidade de fluidos lubrificantes em suportar tração é bastante reduzida em contatos tribológicos

reais, devido às altas taxas de cisalhamento e dissipação viscosa envolvidas (PROFITO et al., 2015). Com base nisso, quando a pressão hidrodinâmica atinge valores inferiores à pressão de saturação de algum gás dissolvido no fluido (cavitação gasosa), ou abaixo da pressão de vapor do fluido lubrificante a uma dada temperatura (cavitação de vapor), o filme lubrificante é rompido, e o espaço formado é ocupado por uma mistura bifásica de líquido e gás/vapor (DAVIES, 1964; BRAUN; HANNON, 2010; PROFITO et al., 2015).

Um forma de se considerar os efeitos da cavitação na modelagem matemática de contatos lubrificadas é através do modelo $(p - \theta)$ proposto por Elrod-Adams (1981). Esse modelo é baseado na definição do parâmetro θ , definido como a fração de filme lubrificante, levando em conta a existência de uma mistura bifásica na equação de Reynolds. Essa variável representa a proporção de líquido (fluido lubrificante) em cada ponto da interface. Assumindo que nas regiões de cavitação a mistura bifásica se comporta como um meio contínuo, e levando em consideração as regras de mistura por massa específica e que $\rho_{gas/vapor} \ll \rho_{liquido}$, a massa específica do lubrificante pode ser descrita em todo o domínio lubrificado em termos de θ como (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015):

$$\rho \rightarrow \rho\theta \quad \text{com} \quad \begin{cases} 0 \leq \theta \leq 1, & \text{regiões cavitadas,} \\ \theta = 1, & \text{regiões pressurizadas} \end{cases} \quad (2.2)$$

onde a massa específica do fluido nas regiões pressurizadas ($\theta = 1$) é a mesma do fluido lubrificante, no estado líquido ρ . Por outro lado, para as regiões com cavitação ($0 \leq \theta \leq 1$), a massa específica da mistura é reduzida a uma fração da massa específica do lubrificante, proporcional a quantidade de líquido na fração. Para o caso de $\theta = 0$, considera-se que a região com cavitação está totalmente preenchida por gás/vapor.

Com base nisso, tem-se na Eq. (2.3) a equação de Reynolds modificada considerando o modelo de cavitação com conservação de massa $(p - \theta)$ Elrod-Adams, com as condições de contorno complementares apresentadas em Eq. (2.4):

$$\left(\frac{1}{R^2}\right) \frac{\partial}{\partial \theta_b} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta_b}\right) + \frac{\partial}{\partial z_b} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z_b}\right) = \frac{1}{2} \frac{\partial (\rho\theta\omega h)}{\partial \theta_b} + \frac{\partial (\rho\theta h)}{\partial t} \quad (2.3)$$

$$(p - p_{cav})(1 - \theta) = 0 \rightarrow \begin{cases} p > p_{cav}, & \theta = 1, \text{ Na região pressurizada,} \\ p = p_{cav}, & 0 \leq \theta < 1, \text{ Nas regiões com cavitação} \end{cases} \quad (2.4)$$

2.5 Modelagem do contato de asperezas

O contato direto entre superfícies se dá por meio da interação entre os picos de rugosidade presentes na interface das superfícies. Tendo isso em vista, Zum Gahr (1987), separa em duas formas a região de contato, como área real de contato, que corresponde à soma das áreas dos picos de rugosidade que participam efetivamente do contato e área aparente, sendo a região visível e percebida pelo observador.

Um modelo clássico utilizado para o cálculo da pressão entre asperezas é o modelo proposto por Greenwood e Williamson (1966) para contatos elásticos. Ele assume que os picos de rugosidade (asperezas) possuem o mesmo raio de curvatura e que as alturas dos mesmos são estatisticamente distribuídas em torno de um valor médio, estendendo a teoria elástica de Hertz aplicada a uma aspereza individual para asperezas agrupadas. Posteriormente, Greenwood e Tripp (1970) melhoraram o modelo proposto por Greenwood e Williamson, considerando o contato entre duas superfícies rugosas e a interação entre asperezas não alinhadas.

2.5.1 Modelo de contato rugoso de Greenwood e Tripp

Na formulação de Greenwood e Williamson, o contato é idealizado entre um plano rígido liso, contra uma superfície rugosa, sendo consideradas apenas as interações normais entre os picos das asperezas (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015).

Na realidade, ambas as superfícies são rugosas e o contato não ocorre necessariamente nos picos das asperezas, conforme mostrado na Fig. 2.10. Pensando nisso, Greenwood e Tripp (1970) propuseram uma generalização do modelo de Greenwood e Williamson, admitindo ambas as superfícies como rugosas. Nele, as asperezas foram admitidas como paraboloidais

e as forças tangenciais geradas localmente pelas interações de asperezas não alinhadas foram ignoradas devido a pequena inclinação das asperezas.

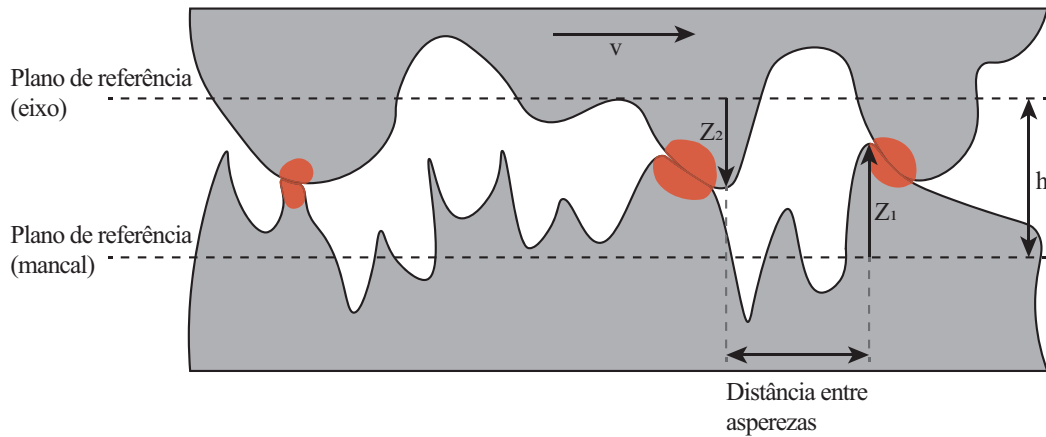


Figura 2.10 Desenho esquemático do contato entre asperezas desalinhadas considerado no modelo de contato de Greenwood e Tripp

As expressões para o número total de asperezas em contato, a proporção da área real de contato e a pressão de contato, podem ser escritas de forma normalizada conforme mostrado a seguir:

$$n_{asp}(\bar{h}_{asp}) = 4\pi (\eta_s \beta_s \sigma_s) \eta A_0 F_0(\bar{h}_{asp}) \quad (2.5)$$

$$\bar{A}_{asp}(\bar{h}_{asp}) = \pi^2 (\eta_s \beta_s \sigma_s)^2 F_1(\bar{h}_{asp}) \quad (2.6)$$

$$p_{asp}(\bar{h}_{asp}) = \frac{16\pi\sqrt{2}}{15} E^* (\eta_s^2 \beta_s^{5/2} \sigma_s^{5/2}) F_{5/2}(\bar{h}_{asp}) \quad (2.7)$$

$$F_m(\bar{h}_{asp}) = \int_{\bar{h}_{asp}}^{\infty} [(s - \bar{h}_{asp})^m \phi^*(s)] ds \quad (2.8)$$

onde A_0 é a área aparente de contato [m]; η_s densidade de asperezas [m^{-2}]; Z_s altura média das asperezas [m]; σ_s desvio padrão combinado das alturas das asperezas [m]; E^* é o módulo de elasticidade reduzido [GPa], conforme mostrado na Eq. (2.9); $\phi^*(s)$ representa a função densidade de probabilidade da distribuição das alturas das asperezas e \bar{h}_{asp} é a separação média entre as superfícies. Conforme pode ser observado nas Eqs. 2.5 à 2.8, o modelo de Greenwood e Tripp depende indiretamente da distribuição estatística das alturas das asperezas por meio das integrais representada pela integral F_m , cujos valores são aproximados por curvas

polinomiais.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \quad (2.9)$$

$$\bar{h}_{asp} = \frac{h - Z_s}{\sigma_s} \quad (2.10)$$

Para se calcular a pressão de contato, além de se levar em conta a distribuição estatística da altura das asperezas, deve-se também considerar a distância de separação entre as superfícies em contato. A função de densidade de probabilidade normalizada, de uma distribuição Gaussiana, é expressa da seguinte forma (GREENWOOD; WILLIAMSON, 1966):

$$\phi^*(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{s^2}{2}} \quad (2.11)$$

Substituindo a Eq. 2.11 na Eq. 2.8, tem-se:

$$F_m(\bar{h}_{asp}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\bar{h}_{asp}}^{\infty} \left[(s - \bar{h}_{asp})^m e^{-\frac{s^2}{2}} \right] ds \quad (2.12)$$

Esta integral não possui solução analítica para os coeficientes $m = 0$, $m = 1$ e $m = 5/2$. Logo, a avaliação da integral das funções \bar{h}_{asp} , é avaliada numericamente e obtida pela seguinte curva polinomial (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015) .

$$F_m(\bar{h}_{asp}) = \begin{cases} a_i \bar{h}_{asp}^i & i = 0, 1, 2, \dots, 9 \quad , \quad -3 \leq \bar{h}_{asp} \leq 7 \\ 0 & , \quad \bar{h}_{asp} > 7 \end{cases} \quad (2.13)$$

onde a_i são os coeficientes mostrados na Tab. 2.1.

Além disso, o efeito do contato de asperezas também é influenciado pelas propriedades mecânicas do material, como módulo de elasticidade (E_i) e coeficiente de Poisson (ν_i) e também pelas características topográficas das superfícies representadas pelos parâmetros

Tabela 2.1 Coeficientes do polinômio de ajuste para as integrais do modelo de contato Greenwood e Tripp (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015)

	m = 0	m = 1	m = 5/2
a_0	$4,983 \times 10^{-1}$	$4,015 \times 10^{-1}$	$6,160 \times 10^{-1}$
a_1	$-3,843 \times 10^{-1}$	$-4,923 \times 10^{-1}$	$-1,086 \times 10^{-1}$
a_2	$7,063 \times 10^{-3}$	$1,909 \times 10^{-1}$	$7,720 \times 10^{-1}$
a_3	$4,984 \times 10^{-2}$	$-7,11 \times 10^{-3}$	$-2,576 \times 10^{-1}$
a_4	$-3,690 \times 10^{-3}$	$-1,116 \times 10^{-2}$	$3,057 \times 10^{-2}$
a_5	$-3,910 \times 10^{-3}$	$1,590 \times 10^{-3}$	$3,549 \times 10^{-3}$
a_6	$5,730 \times 10^{-4}$	$3,230 \times 10^{-4}$	$-1,050 \times 10^{-3}$
a_7	$1,050 \times 10^{-4}$	$-9,930 \times 10^{-5}$	$-1,240 \times 10^{-5}$
a_8	$-2,710 \times 10^{-5}$	$8,600 \times 10^{-6}$	$1,840 \times 10^{-5}$
a_9	$1,540 \times 10^{-6}$	$-2,370 \times 10^{-7}$	$-1,190 \times 10^{-6}$

Z_S , σ_S , β_S e η_S , sendo eles altura média das asperezas, desvio padrão das alturas das asperezas, raio médio das asperezas e densidade de asperezas respectivamente, obtidos conforme mostrado a seguir.

$$Z_S = \sqrt{Z_{S_1}^2 + Z_{S_2}^2} \quad (2.14)$$

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_{S_1}^2 + \sigma_{S_2}^2} \quad (2.15)$$

$$\frac{1}{\beta_S} = \sqrt{\frac{1}{\beta_{S_1}^2} + \frac{1}{\beta_{S_2}^2}} \quad (2.16)$$

$$\eta_S = \sqrt{\eta_{S_1}^2 + \eta_{S_2}^2} \quad (2.17)$$

onde o subíndice i denota cada uma das superfícies.

CAPÍTULO III

METODOLOGIA

Neste capítulo é explicada a metodologia empregada para o desenvolvimento desse estudo, ou seja, estão explicados com maiores detalhes: equação de Reynolds geral e modificada para mancais de deslizamento radiais, geometria do filme lubrificante, cavitação, modelo térmico global e cálculo das propriedades do fluido lubrificante. Além disso, será abordado em mais detalhes o método dos volumes finitos baseado em elementos (EbFVM), utilizado neste estudo estudo para a solução da equação de Reynolds em malhas não-estruturadas.

3.1 Modelagem matemática

Nesta seção, são apresentados os aspectos básicos do modelo teórico utilizado para a investigação do desempenho de mancais de deslizamento radiais. Esse tipo de mancal é amplamente utilizados como suporte para elementos de equipamentos rotativos de engenharia (VLĂDESCU et al., 2019). Sua geometria e características geométricas são exemplificadas no esquema mostrado na Fig. 3.1, com uma vista frontal, planificada e em corte, onde C_B é o centro do mancal; C_J o centro do eixo; P_B e P_J são pontos do mancal e do eixo respectivamente, utilizados para a determinação da a espessura do filme; ω é a velocidade angular do eixo; xyz representa o sistema de coordenadas locais (onde o filme lubrificante é descrito); XYZ representa o sistema de coordenadas globais; (X_r, Y_r) são as coordenadas do

centro do eixo em relação ao centro do mancal; e e representa a excentricidade do eixo em relação ao mancal, calculada por $e = \sqrt{X_r^2 + Y_r^2}$.

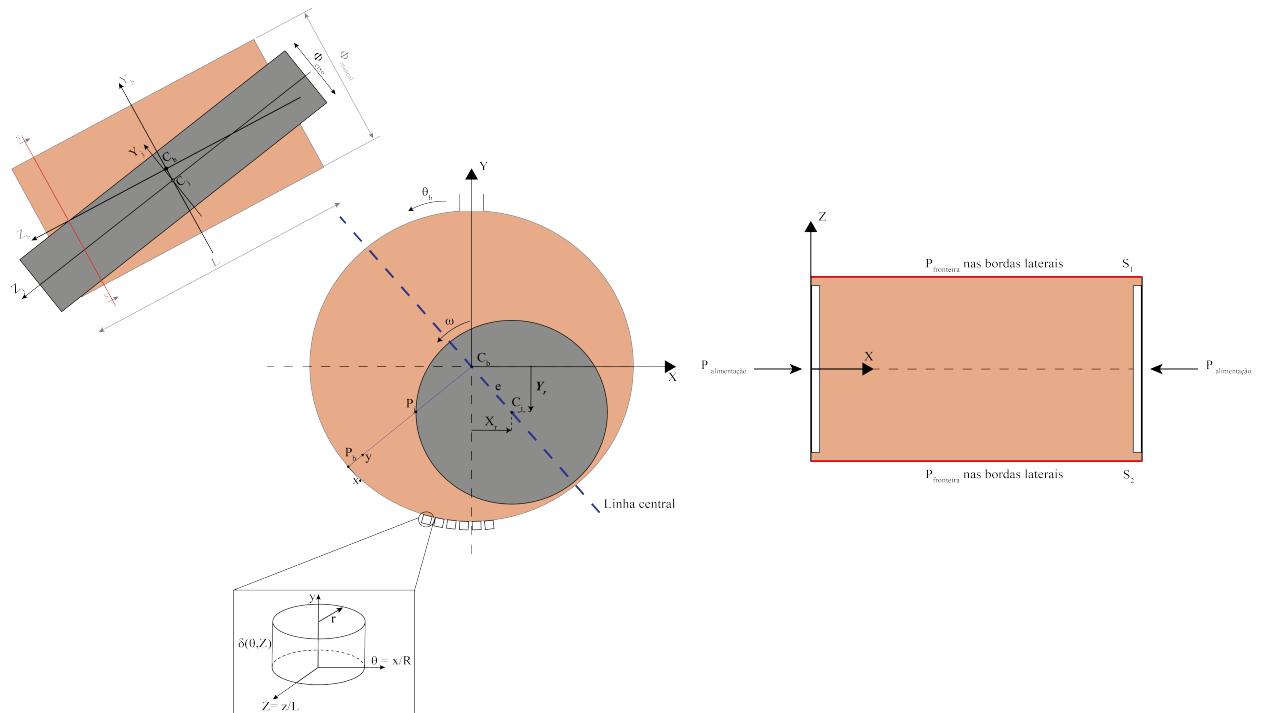


Figura 3.1 Principais características e nomenclatura utilizada na modelagem matemática de um mancal de deslizamento radial com desalinhamento e texturizado

3.1.1 Modelagem hidrodinâmica

Para obter-se a equação de Reynolds específica para as características do mancal de deslizamento radial estudado neste trabalho, foram consideradas as seguintes hipóteses:

1. $W_1 = 0$ e $W_2 = 0$, pois não se tem velocidade axial;
2. $x = R \cdot \theta_b$, sendo R o raio do mancal;
3. $U_1 = 0$, pois o mancal é admitido estacionário, e $U_2 = \omega R$.

Obtem-se a equação de Reynolds específica para mancais de deslizamento radial, conforme mostrado a seguir:

$$\left(\frac{1}{R^2}\right) \frac{\partial}{\partial \theta_b} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta_b}\right) + \frac{\partial}{\partial z_b} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z_b}\right) = \frac{1}{2} \frac{\partial(\rho \omega h)}{\partial \theta_b} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (3.1)$$

3.1.1.1 Geometria do filme lubrificante

A geometria do filme de lubrificante é definida como sendo a distância entre cada ponto do mancal e seu respectivo ponto projetado no eixo, sendo matematicamente definida para mancais radiais com desalinhamento angular da seguinte forma (PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015):

$$h(\theta_b, z_b) = c - (Y_r - A_r z_b) \cos \theta_b + (X_r - B_r z_b) \sin \theta_b + \delta(\theta_b, z_b) \quad (3.2)$$

sendo c a folga radial, representada pela diferença entre os raios do mancal e eixo; δ é o desvio geométrico local em torno da cilindricidade do mancal e do eixo; $\delta(\theta_b, z_b)$ o desvio geométrico local (obtido em cada ponto no filme, vide Fig.3.1), que engloba desvios de ondulação, forma e rugosidade, sendo inclusive responsável por incorporar a geometria da textura no modelo hidrodinâmico; (X_r, Y_r) são as coordenadas do deslocamento do eixo em relação ao mancal nas direções \vec{I}_b e \vec{J}_b ; (A_r, B_r) são os desalinhamentos angulares do eixo em relação ao mancal, em torno dos eixos $\vec{C}_b \vec{I}_b$ e $\vec{C}_b \vec{J}_b$; θ_b é a coordenada angular, definida como positiva no sentido anti-horário em relação ao eixo $\vec{C}_b \vec{J}_b$; \vec{z}_b é a coordenada axial do mancal.

3.1.1.2 Modelo térmico global

O aumento da temperatura média do lubrificante, devido à dissipação viscosa do fluido durante a operação do mancal é considerado na análise através de um balanço global de energia do sistema. Nesse caso, supõe-se que parte da potência dissipada devido ao cisalhamento do fluido é convertida em energia interna do fluido, o que resulta em um aumento da temperatura média do lubrificante. Assumindo o regime permanente, a temperatura efetiva média do lubrificante pode ser calculada usando a seguinte expressão (FRENE et al., 1997; KHONSARI; BOOSER, 2017).

$$T_{ef} = T_{ent} + \gamma \frac{P}{c_p \dot{Q}} \quad (3.3)$$

onde T_{ef} é a temperatura efetiva do lubrificante [$^{\circ}C$]; T_{ent} é a temperatura de alimentação do lubrificante [$^{\circ}C$]; P é a potência dissipada devido cisalhamento do fluido (dissipação viscosa) [W]; c_p é o calor específico do lubrificante [J/K]; \dot{Q} é o fluxo mássico axial de fluido lubrificante para fora do mancal [kg/s], e γ é a proporção da potência total dissipada convertida em energia interna do lubrificante.

3.1.1.3 Propriedades do lubrificante

A variação da viscosidade dinâmica do lubrificante com a temperatura é obtida utilizando a equação viscosidade-temperatura da ASTM (KHONSARI; BOOSER, 2017), mostrada na Eq. 3.4 a seguir:

$$\log \log (10^{-3} \mu + 0,7) = b - c \log (T + 273) \quad (3.4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica [$Pa \cdot s$]; T é a temperatura do lubrificante [$^{\circ}C$]; b e c são coeficientes determinados a partir de valores de viscosidade em duas temperaturas de referência. Neste estudo, a massa específica será considerada constante.

3.1.2 Equações de equilíbrio

A condição de equilíbrio estático do mancal considerado na análise é obtida por meio do balanço de esforços (forças e momentos) expressos no sistema de coordenadas global OXYZ.

$$\vec{F}_c(X_r, Y_r, A_r, B_r) = \vec{F}_{ext} \quad (3.5)$$

onde \vec{F}_c é o vetor de carregamentos associados aos efeitos hidrodinâmicos e de contato de asperezas e \vec{F}_{ext} é o vetor de esforços externos aplicados no eixo. A seguir, são mostradas as definições particulares para o modelo de mancal de deslizamento radial utilizado neste estudo.

$$\vec{F}_c = \begin{bmatrix} W_H^x + W_{asp}^x \\ W_H^y + W_{asp}^y \\ M_H^x + M_{asp}^x \\ M_H^y + M_{asp}^y \end{bmatrix} \vec{F}_{ext} = \begin{bmatrix} F_{ext}^x \\ F_{ext}^y \\ M_{ext}^x \\ M_{ext}^y \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

onde W e M denotam as forças e momentos resultantes.

As componentes da força e momento hidrodinâmicos são calculadas integrando o campo de pressão no domínio do mancal:

$$\begin{cases} W_H^X(X_r, Y_r) = \int_{-L/2}^{-L/2} \int_0^{2\pi} p(x, y) \cos(x/R) dx dz \\ W_H^Y(X_r, Y_r) = \int_{-L/2}^{-L/2} \int_0^{2\pi} p(x, y) \sin(x/R) dx dz \end{cases} \quad (3.7)$$

3.1.3 Parâmetros de desempenho

Os parâmetros de desempenho relacionados ao mancal de deslizamento radial são indicados a seguir. Todos os vetores são expressos no sistema de coordenadas do mancal.

- Perda de potência por dissipação viscosa:

$$P_H^{(j,b)} = \left(\frac{2\pi}{|\omega_j|} \right) \left| \omega_j \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left[\bar{\tau}_{H\theta by}^{(j,b)}(\theta_b, \bar{z}_b) \right] d\theta_b d\bar{z}_b \right| \quad (3.8)$$

- Perda de potência por contato de asperezas:

$$P_{APS}^{(j,b)} = \left(\frac{\pi}{2} \right) \left| \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} \left(\frac{\tau_{asp}}{p_{asp}} \right) d\theta dz \right| \quad (3.9)$$

- Vazão lateral de fluido:

$$\dot{Q}_s = \gamma \frac{P}{c_p (T_{eff} - T_{ent})} \quad (3.10)$$

- Excentricidade ($\bar{z}_b = 0$):

$$\epsilon = \frac{1}{c} \sqrt{X_r^2 + Y_r^2} \quad (3.11)$$

3.2 Solução numérica

A solução numérica da Eq. (2.3) foi realizada utilizando o método dos volumes finitos baseado em elementos (EbFVM) proposto por Profito et al. (2015), que permite a solução de problemas de lubrificação com cavitação em interfaces de contato com geometrias complexas. A solução do sistema de equações lineares obtidas após a discretização da Eq. 2.3 foi realizada por meio do método de Gauss-Seidel com Sobre-Relaxação Sucessiva (*Successive Over-Relaxation - SOR*), que é introduzido para a solução da equação de Reynolds modificada pelo modelo de cavitação com conservação de massa ($p-\theta$) proposto por Elrod-Adams (1981).

Para se determinar a posição de equilíbrio estático do sistema para uma dada condição de carregamento externo aplicado, foi utilizado o método de Newton-Raphson com busca linear de Armijo, para a solução da equação não linear de equilíbrio Eq. (3.5), cujos detalhes podem ser consultados na literatura (FLOBERG, 1974; EL-SHERBINY; NEWCOMB et al., 1977; PROFITO et al., 2015, 2017). Na Fig. 3.2 é mostrado o fluxograma que esquematiza a solução completa para a determinação da posição de equilíbrio estático do sistema.

Uma vez convergido para o equilíbrio estático, o algoritmo avança então para a parte térmica, onde se é calculada a temperatura média do lubrificante, por meio da resolução da Eq. 3.3. Obtida a temperatura média, realiza-se a relaxação da mesma, utilizando o método de relaxação de Gauss-Seidel com aceleração de Aitken, cujos detalhes podem ser consultados na literatura (IRONS; TUCK, 1969; KÜTTLER; WALL, 2008; PROFITO, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015). Conforme mostrado na Fig. 3.2, caso não se obtenha a convergência da temperatura média, o algoritmo retorna então à etapa de equilíbrio estático, a partir da etapa de cálculo das propriedades do lubrificante, reiniciando assim o processo. Para a condição em que há a convergência da temperatura média, o algoritmo é finalizado, entregando como resultado tanto a pressão hidrodinâmica, quando a temperatura

média convergidas.

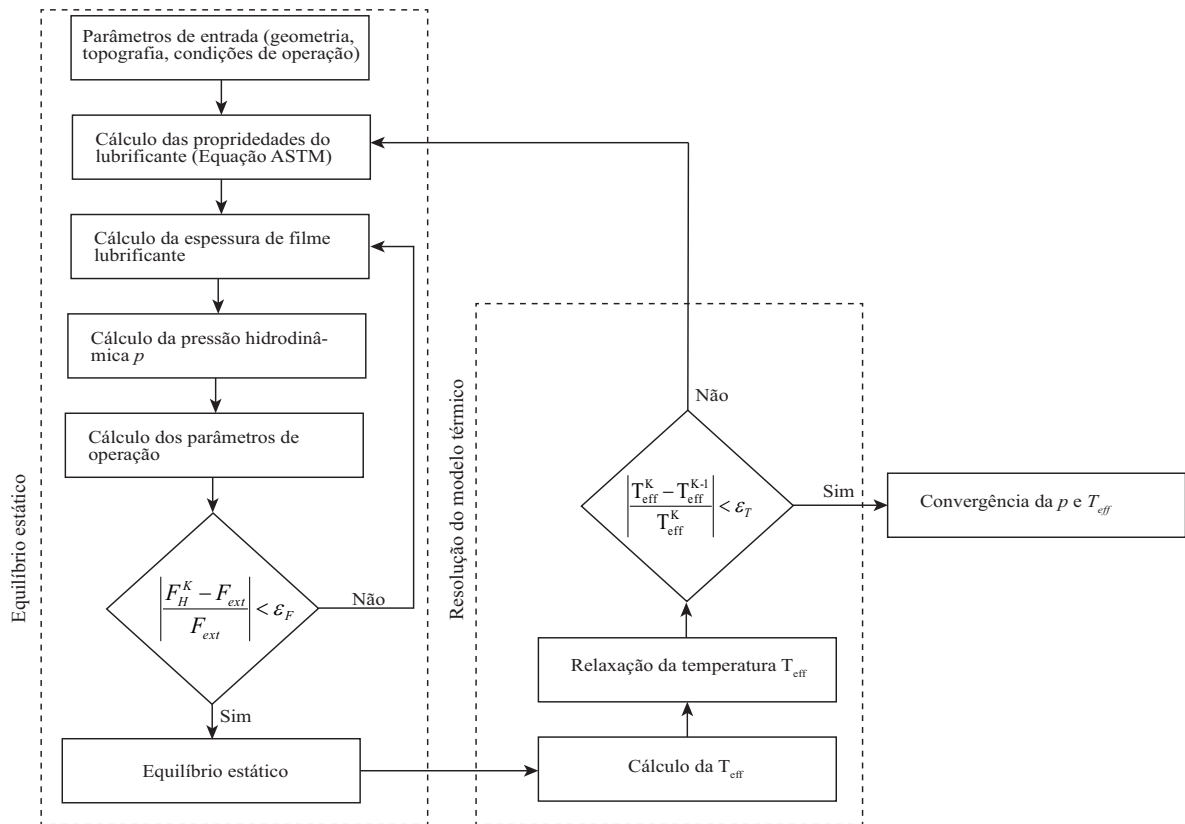


Figura 3.2 Fluxograma do método EbFVM com resolução do modelo térmico

3.3 Parâmetros do sistema

Os parâmetros do sistema utilizados nas simulações foram obtidos do trabalho de Hagemann et al. (2021). Como os autores não especificam o material do mancal, apenas citam que se trata de um material comum de mancais de deslizamento, foi simulado como material a liga bronze utilizada por Prölß e tal (2018), conforme mostradas as propriedades na Tab. 3.1 .

Na Tab. 3.2 são apresentados os parâmetros geométricos e de operação do mancal da engrenagem planetária.

A força normal e momento aplicados no mancal provenientes do torque transmitido (T_r) e do ângulo de hélice (β) das engrenagens planetárias são apresentados na Fig. 3.3 (HAGEMANN et al., 2021). Percebe-se na Fig. 4.1(b) que, conforme o ângulo de hélice aumenta, maior será o momento aplicado no mancal, levando a maior severidade a qual o

Tabela 3.1 Propriedades do material do mancal da engrenagem planetária

Parâmetro	Valor
Massa específica [kg/m^3]	8830
Calor específico [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$]	380
Condutividade térmica [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$]	68
Coefficiente de expansão térmica [K^{-1}]	18×10^{-6}
Módulo de elasticidade [GPa]	101
Z_s [m]	$0,90 \times 10^{-6}$
σ_s [m]	$0,50 \times 10^{-6}$
β_s [m]	26,0
η_s [m^{-2}]	$2,70 \times 10^9$

Tabela 3.2 Parâmetros geométricos e de operação do mancal da engrenagem planetária

Parâmetro	Valor
Diâmetro [mm]	250
Largura [mm]	300
Folga radial [μm]	138
Rotação [RPM]	30

sistema é submetido.

Neste trabalho, foram utilizadas duas condições de torque relativo T_r , 20 % e 100 %, o que significa em termos de força normal aplicada 180 kN e 900 kN, respectivamente. Em relação aos momentos aplicados, para $\beta = 3^\circ$, têm-se 2,4 kNm e 11,8 kNm, e para $\beta = 7^\circ$, têm-se 5,6 kNm e 27,6 kNm.

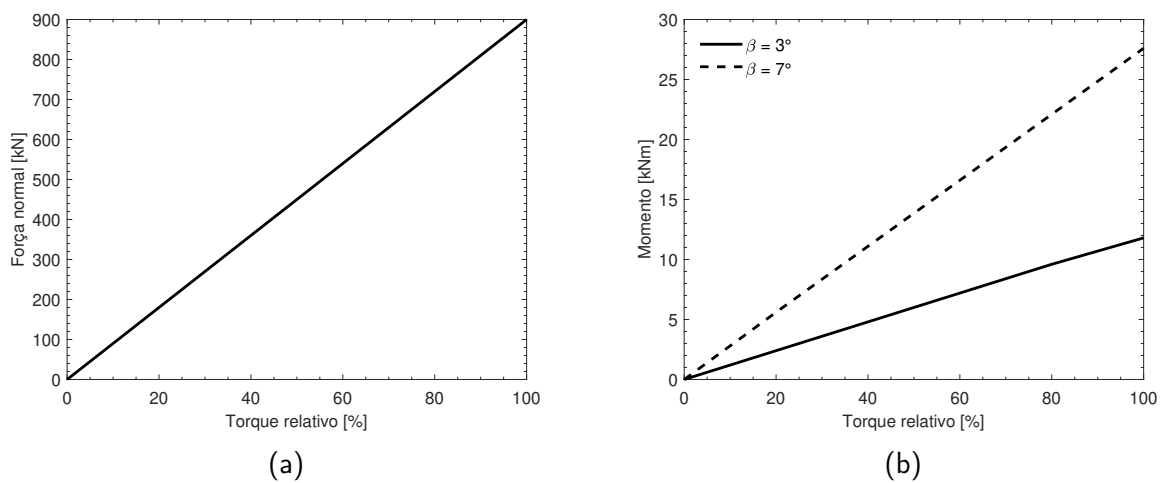


Figura 3.3 Força normal (a) e momento (b) aplicados ao mancal em função do torque relativo transmitido e do ângulo de hélice das engrenagens planetárias

Na Tab. 3.3 são apresentadas as propriedades do lubrificante, sendo os valores

tratados como constantes nas análises numéricas.

Tabela 3.3 Propriedades do lubrificante

Propriedade	Valor
Lubrificante	ISO VG 320
Massa específica [kg/m ³]	865
Calor específico [kJ/(kg·K)]	2
Condutividade térmica [W/(m·K)]	0,13
Viscosidade 40°C [cSt]	320
Viscosidade 100°C [cSt]	26,3

Os parâmetros numéricos, erros de tolerância e parâmetros específicos associados aos algoritmos utilizados para as simulações dos casos estudados são mostrados na Tab. 3.4.

Tabela 3.4 Parâmetros numéricos utilizados para as simulações

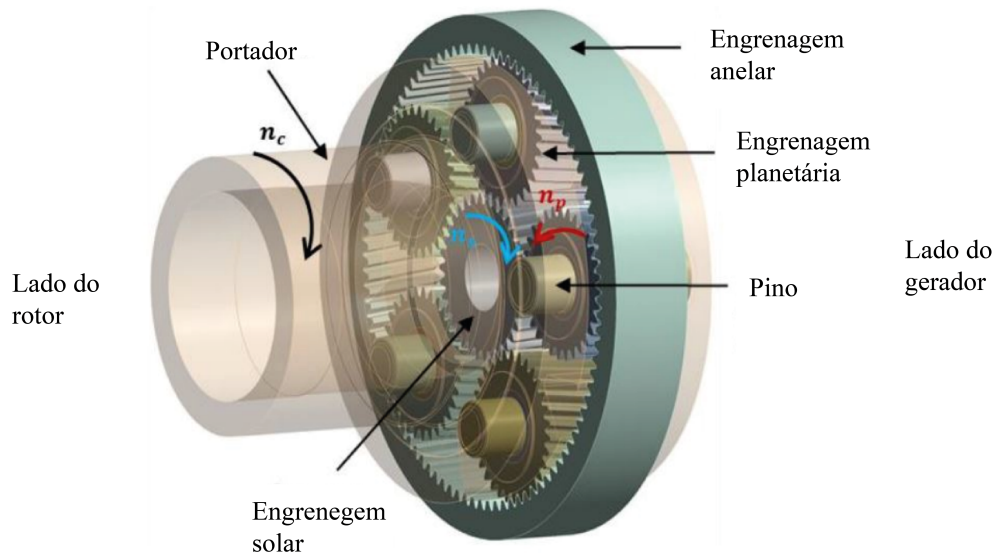
Parâmetro	Valor
Cálculo da pressão hidrodinâmica (equação de Reynolds)	
Tipo	SOR
Fator de relaxação (pressão)	1,5
Fator de relaxação (fração de filme)	1,0
Número máximo de iterações	20 000
Tolerância do erro	10 ⁻⁴
Cálculo do equilíbrio estático	
Tipo	Newton-Raphson
Passo diferenças finitas	10 ⁻⁶
Máximo de avaliações da função	20
Máximo de iterações	20
Tolerância para variáveis	10 ⁻³
Tolerância para função	10 ⁻²

CAPÍTULO IV

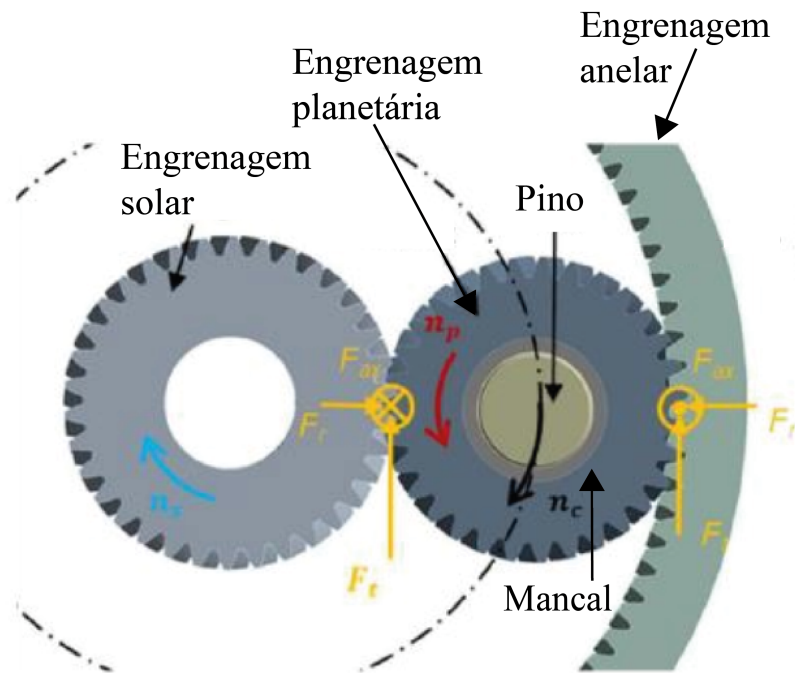
RESULTADOS

No presente trabalho, buscou-se estudar os mancais de deslizamento do sistema de engrenagens planetárias de uma caixa de multiplicação de velocidades, analisados por Hagemann et al. (2021), conforme mostrado na Fig. 4.1. Neste estudo, foram propostas soluções para melhorar o desempenho dos mancais citados, que possuem desalinhamento devido ao ângulo de hélice das engrenagens planetárias e opera em condições de alta carga e baixa velocidade de deslizamento.

Nas próximas seções, serão abordados a influência de alterações topográficas no desempenho do mancal citado, buscando melhorar seu desempenho. Dentre as alterações, serão analisadas a presença de *crowning* (abaulamento) e texturas superficiais no mancal, variando o ângulo de hélice da engrenagem, tipo, profundidade e posicionamento de texturas e o torque ao qual a caixa multiplicadora é submetida.



(a)



(b)

Figura 4.1 Esquema ilustrativo do sistema de engrenagem planetária da caixa de multiplicação de velocidades de uma turbina eólica. Adaptado de Hagemann et al. (2021)

4.1 Análise da independência de malha

Antes de se iniciar os estudos propostos neste trabalho, foi necessário definir quais as configurações de malha no mancal que proporcionariam resultados independentes da mesma. Para isso, calculou-se o erro, definido como a diferença entre valores obtidos entre duas configurações de malha dos seguintes parâmetros: perda de potência por dissipação viscosa (P_h), perda de potência devido ao contato entre asperezas (P_a), espessura mínima de filme lubrificante ($EMFL$) e tempo de simulação. Determinou-se 5 % como limite para o erro, ou seja, foi arbitrado que para valores de erro inferiores a 5 %, a influência da malha nos resultados pode ser desconsiderada.

No estudo de malha, utilizou-se como referência, a condição de operação com maior carregamento, ou seja, $\beta = 7^\circ$, $F = 900$ kN e $M = 27,6$ kNm. Na Tab. 4.1, têm-se os valores dos parâmetros analisados obtidos nas simulações e na Fig. 4.2 são exemplificadas duas malhas utilizadas no estudo, uma de elementos com 12 mm de comprimento (Fig. 4.2(a)) e outra de elementos com 1 mm de comprimento (Fig. 4.2(b)).

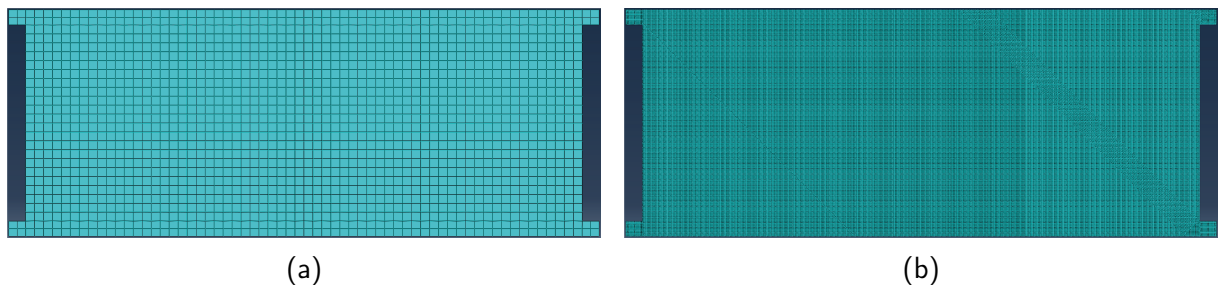


Figura 4.2 Exemplos de malhas uniformes utilizadas no estudo de independência de malha para elementos com diferentes comprimentos: (a) 12 mm; (b) 1 mm.

Tabela 4.1 Parâmetros analisados no estudo de independência de malha para diversos tamanhos de elementos para malhas uniformes

Tamanho dos elementos [mm]	Elementos	Nós	P_h [W]	P_a [W]	EMFL [m]	Tempo [s]
12,0	1628	1725	284,85	3635,01	$1,99 \times 10^{-7}$	10
9,0	2722	2846	282,26	3390,45	$2,29 \times 10^{-7}$	11
6,0	6075	6264	272,28	1917,57	$1,93 \times 10^{-7}$	17
4,0	13995	14280	262,47	756,38	$2,27 \times 10^{-7}$	48
3,0	25143	25520	259,05	415,10	$2,60 \times 10^{-7}$	88
2,0	55940	56505	256,87	263,52	$2,84 \times 10^{-7}$	269
1,0	223760	224889	254,91	159,49	$3,11 \times 10^{-7}$	1197

Analisando-se os dados da Tab. 4.1, é possível observar que à medida que se refina a malha, ou seja, se reduz o tamanho dos elementos, o custo computacional aumenta. Além disso, pode-se observar que o refino diminui os valores obtidos de P_h e P_a , o que é esperado, pois com malhas mais finas, é possível descrever de forma mais fiel e exata os fenômenos simulados.

Foi calculado o erro da P_h , por meio da variação percentual em função do tamanho do elemento da malha, para o tamanho de elemento de 4 mm, sendo encontrado o valor de 4 %, porém ao se analisar a P_a , esse comportamento não se repetiu, com erro encontrado sendo de 60 %. Para o tamanho de elemento de 1 mm, foi encontrado erro de 1 % para P_h e 40 % para P_a . Este comportamento pode ser explicado pelo fato de o contato ser concentrado nas extremidades axial do mancal (vide Fig. 4.3) devido ao desalinhamento do sistema, e devido a isso, quanto mais fina for a malha, melhor descrita será a região que está em contato efetivamente, influenciando assim diretamente os valores obtidos de P_a e $EMFL$, tendo em vista que as regiões críticas de contato, são as que apresentam menores valores de espessura de filme lubrificante.

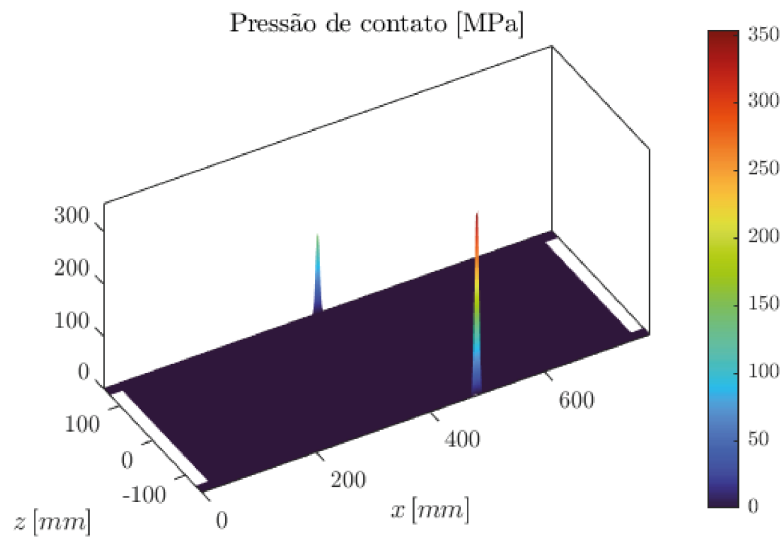


Figura 4.3 Pressão de contato para malha com elemento de 1 mm de comprimento

Identificada a região crítica de contato e com base no erro calculado para P_h , seguindo o critério adotado uma malha com elementos de 4 mm, propondo-se utilizar uma malha não uniforme para atender tanto a necessidade de elevado refinamento de malha nas regiões propensas à ocorrência de contato (i.e., extremidades axial do mancal) e refinamento moderado nas regiões pouco propensas ao contato. Dessa forma, optou-se por utilizar nas regiões menos propensas ao contato, elementos de 4 mm e nas regiões críticas de contato elementos de 1 mm, conforme mostrado na Fig. 4.4. Na Tab. 4.2 são mostrados os parâmetros analisados para a malha não uniforme.

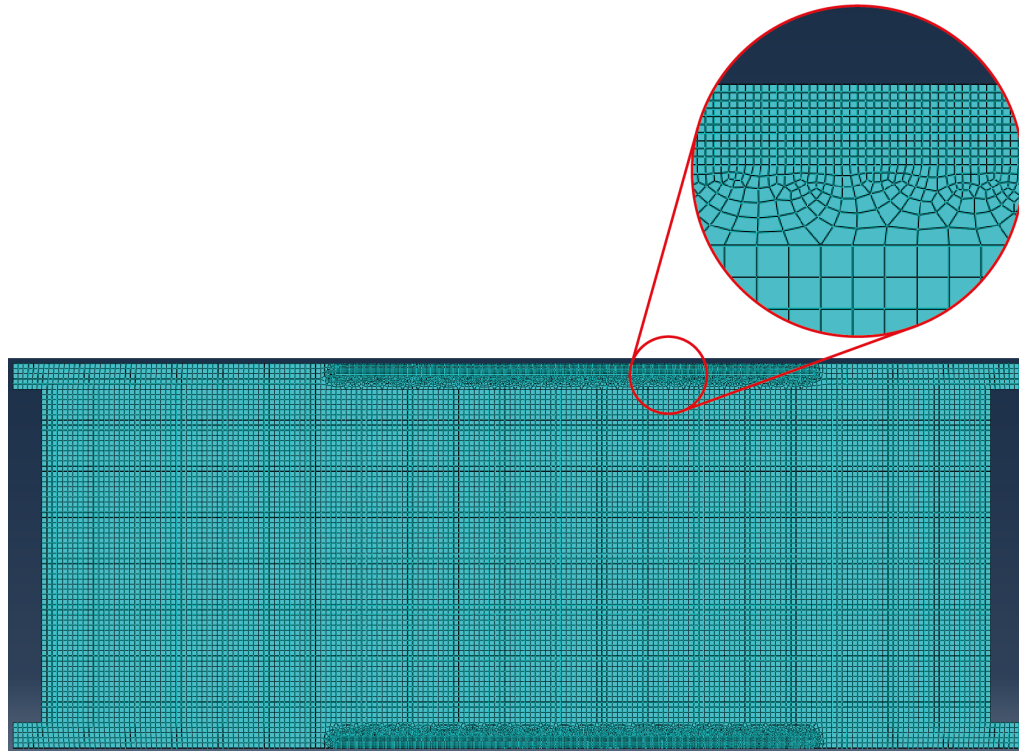


Figura 4.4 Malha não uniforme, com refino nas extremidades axiais do mancal

Percebe-se que a malha não uniforme apresentou valores de P_h e $P_a b$ intermediários aos obtidos para os tamanhos de elementos de 1,0 mm e 2,0 mm, com redução de 95,24 % no tempo de simulação.

Tabela 4.2 Parâmetros analisados no estudo de independência de malha para malha não uniforme

Tamanho dos elementos [mm]	Elementos	Nós	P_h [W]	P_b [W]	EMFL [m]	Tempo [s]
1,0 e 4,0	19294	19862	256,22	189,97	$2,73 \times 10^{-7}$	57

Com base nos resultados acima, a malha não uniforme com tamanhos de elementos de 1,0 mm e 4,0 mm foi definida como base para as simulações a serem realizadas nas próximas seções.

4.2 *Crowning*

Para o estudo do perfil de *crowning*, utilizou-se a seguinte expressão para variar seu perfil ao longo da direção axial do mancal (ZHU et al., 2012):

$$f(x, y) = R - \sqrt{D^2 - z^2} \quad (4.1)$$

sendo $D = \sqrt{R_y^2 - x^2} - (R_y - R)$, para $|x| \leq L/2$, onde R_y é o raio de abaulamento do mancal, R o raio do mancal e L o comprimento do mancal, conforme mostrado na Fig. 4.5 que exemplifica na Fig. 4.5(a) e Fig. 4.5(b) o mancal com e sem o perfil *crowning* respectivamente. Na borda do mancal, é destacada a região de *crowning* onde há alívio de tensão, para um caso com eixo desalinhado.

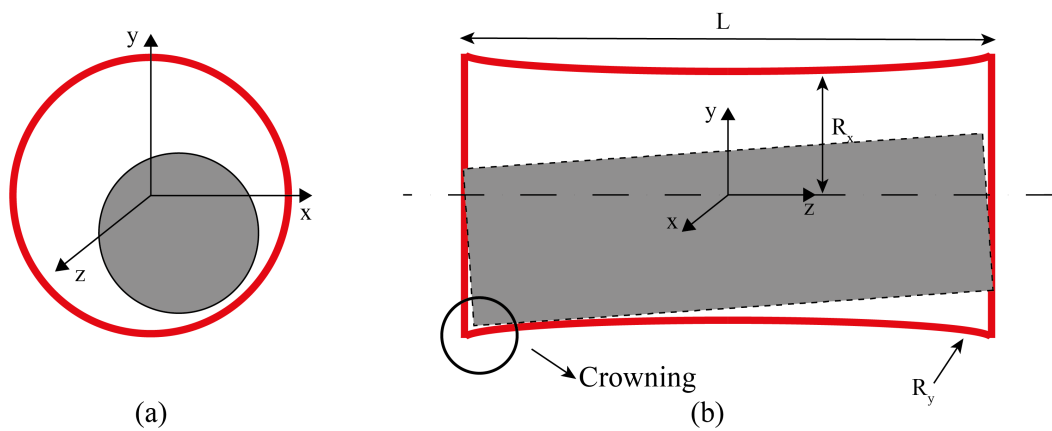


Figura 4.5 Esquema ilustrativo mostrando o mancal com *crowning* na cor vermelha e o eixo na cor cinza: (a) vista frontal; (b) vista lateral esquerda

Para o estudo da influência do perfil de *crowning* no desempenho do mancal, definiu-se um parâmetro, denominado multiplicador de *crowning*, $k = R_y/R$, responsável por alterar o valor do raio de abaulamento, flexibilizando assim a expressão utilizada por Zhu et al. (2012). Para $k = 0$, têm-se a condição sem *crowning*, conforme ilustrado na Fig. 4.5(a). Na Fig. 4.6 são apresentados os perfis analisados neste estudo, para diversos valores de k . Por meio dela, é possível observar que quanto menor o valor de k , mais acentuado será o abaulamento e, conseqüentemente, maior o desvio nas extremidades.

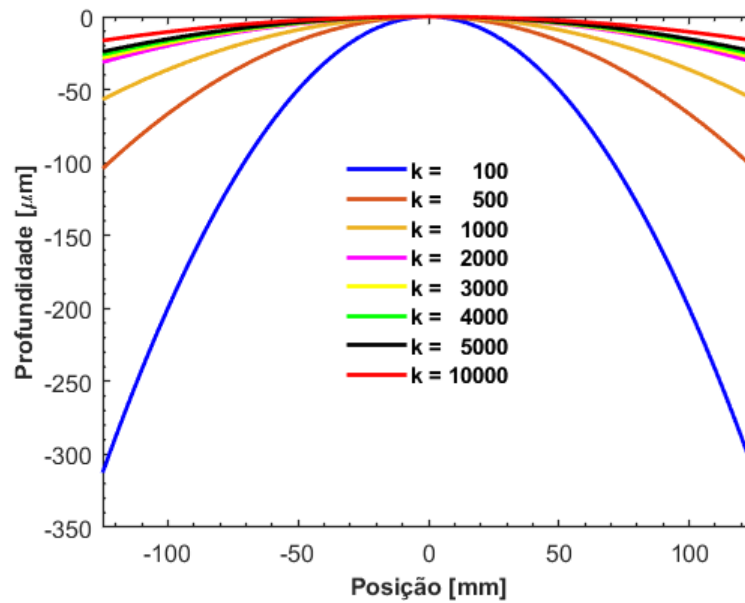


Figura 4.6 Perfis de abaulamento (*crowning*) das extremidades axial do mancal de deslizamento radial

Para se analisar a influência do perfil de *crowning*, buscou-se analisar o cenário mais crítico, variando o torque relativo em 20 % e 100 %, para o ângulo de hélice da engrenagem de 7°. Na Tab. 4.3 são apresentadas as perdas de potência por dissipação viscosa (P_h) e contato de asperezas (P_a), bem como a espessura mínima de filme lubrificante ($EMFL$) para os diversos valores de k .

Tabela 4.3 Parâmetros analisados no estudo de influência do perfil de *crowning* no desempenho de um mancal de deslizamento radial

k	P_h [W]		P_a [W]		EMFL [m]	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
0	72,15	303,31	5,30	2316,37	$2,80 \times 10^{-7}$	$1,00 \times 10^{-9}$
100	10628,96	91002,80	8976,25	56226,34	$1,00 \times 10^{-9}$	$1,00 \times 10^{-9}$
500	80,51	151,90	0,45	7895,11	$2,06 \times 10^{-6}$	$1,32 \times 10^{-7}$
1000	76,74	157,05	0	2407,33	$4,76 \times 10^{-6}$	$6,79 \times 10^{-7}$
2000	74,36	157,90	0	148,23	$7,27 \times 10^{-6}$	$1,42 \times 10^{-6}$
3000	73,50	155,97	0	30,07	$6,68 \times 10^{-6}$	$1,69 \times 10^{-6}$
4000	73,26	154,18	0	62,28	$5,02 \times 10^{-6}$	$1,52 \times 10^{-6}$
5000	72,81	152,76	0	194,19	$4,39 \times 10^{-6}$	$1,10 \times 10^{-6}$
10000	72,42	147,84	0	1136,00	$2,77 \times 10^{-6}$	$3,77 \times 10^{-7}$
50000	70,67	172,43	0	2249,84	$3,46 \times 10^{-6}$	$1,00 \times 10^{-9}$
100000	71,18	191,79	0	2240,14	$2,72 \times 10^{-6}$	$1,00 \times 10^{-9}$

Conforme pode ser observado, para a condição de $0,2T_r$, a partir de $k = 100$, a

potência dissipada devido ao contato de asperezas se tornou nula, ou seja, não houve mais contato entre as duas superfícies. Para o caso com $1,0T_r$, não foi possível eliminar o contato, porém pôde-se encontrar um valor ótimo de $k = 3\ 000$, que apresentou o menor valor de $P_a = 30,07\text{ W}$. Em relação as perdas de potência por dissipação viscosa, para a condição menos severa de $0,2T_r$, é possível observar que a mesma diminui conforme k aumenta, ao contrário do que pode ser observado para a condição de $1,0T_r$, que alcança valor mínimo para $k = 10\ 000$.

Para auxiliar a análise da influência do perfil de *crowning*, na Fig. 4.7 são mostradas a potência dissipada total, que é a soma das parcelas devido a dissipação viscosa e ao contato de asperezas. Na Fig. 4.7(a), é possível observar que a potência dissipada total tende a estabilidade para valores $k > 3\ 000$. O erro calculado a partir deste valor foi inferior a 1 %, corroborando assim para sua escolha. Na Fig. 4.7(b), para $k = 3\ 000$, a potência total assume valor mínimo, apresentando assim valor ótimo para as condições avaliadas.

Ainda em relação à Tab. 4.3, são mostrados os valores de espessura mínima de filme lubrificante. É possível observar que, para a condição de $0,2T_r$, a EMFL alcança valor máximo para $k = 2\ 000$. Como para essa condição de torque não há contato entre as superfícies, optou-se por manter a escolha de $k = 3\ 000$, onde o sistema alcança estabilidade em relação as perdas por dissipação viscosa. Para a condição de $1,0T_r$, o valor máximo da EMFL é alcançado para $k = 3\ 000$. Para auxiliar na análise, a Fig. 4.8 apresenta os valores da EMFL em função de k , para as duas condições de torque relativo.

Na Fig. 4.9, são apresentados os campos de pressão de contato entre asperezas, para as as condições sem *crowning* Fig.4.9(a) ($0,2T_r$) e Fig.4.9(c) ($1,0T_r$), e com *crowning* Fig.4.9(b) ($0,2T_r$) e Fig.4.9(d) ($1,0T_r$).

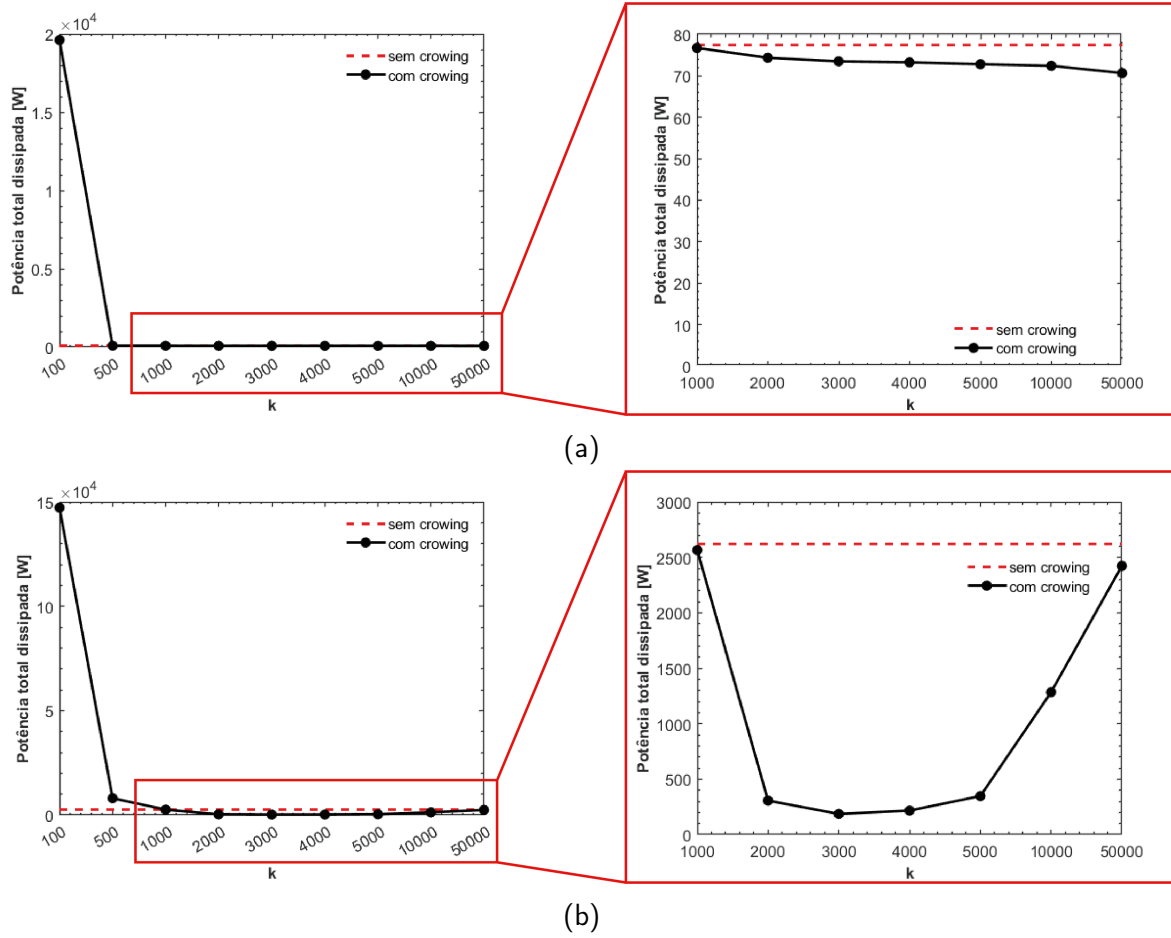


Figura 4.7 Potência dissipada total para diversos valores de k para os torques relativos de (a) $0,2T_r$ e (b) $1,0T_r$

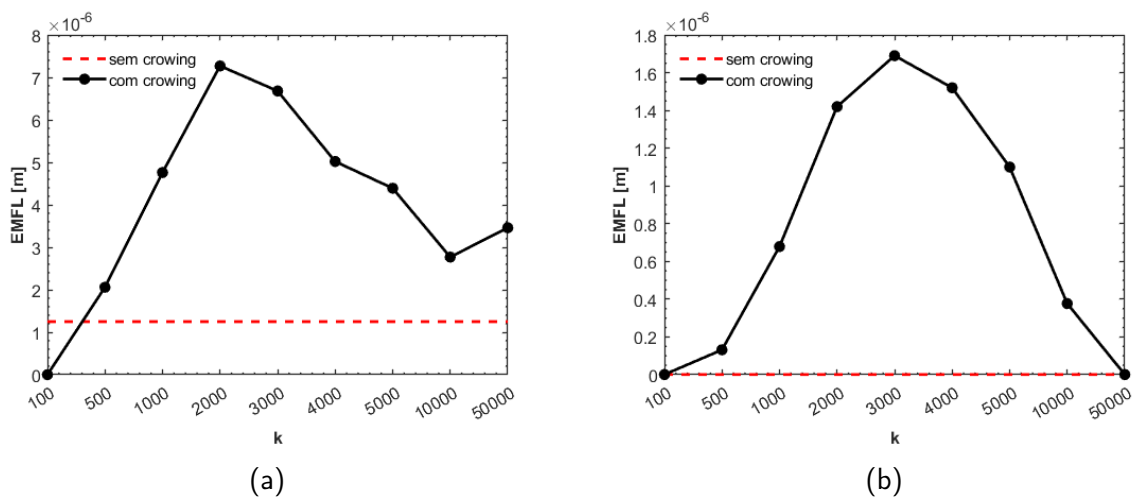


Figura 4.8 EMFL para diversos valores de k para os torques relativos de (a) $0,2T_r$ e (b) $1,0T_r$

Analisando especificamente os campos para o caso com $0,2T_r$, na Fig.4.9(a), é possível perceber que a região crítica se concentra nas extremidades axial do mancal, não existindo contato entre as superfícies em nenhuma das demais regiões. Conforme mostrado na Tab. 4.3, para $k = 3\ 000$ o contato foi removido totalmente (vide Fig.4.9(b)), por isso a cor verde em todo o domínio do mancal.

Realizando a mesma análise para o caso com $1,0T_r$, na Fig.4.9(c), é possível perceber que a região crítica, também se concentra nas extremidades axial do mancal, não existindo contato entre as superfícies em nenhuma das demais regiões. Como também mostrado na Tab. 4.3, para $k = 3\ 000$ a maior parte do contato entre as superfícies foi removido (vide Fig.4.9(b)), reduzindo-se consideravelmente a pressão máxima de contato em 99,4 %, passando de $1,8 \times 10^8$ MPa para $1,1 \times 10^6$ MPa, e em relação a potência dissipada total, houve redução de 98,7 %, passando de 2 316,37 W para 30,07 W.

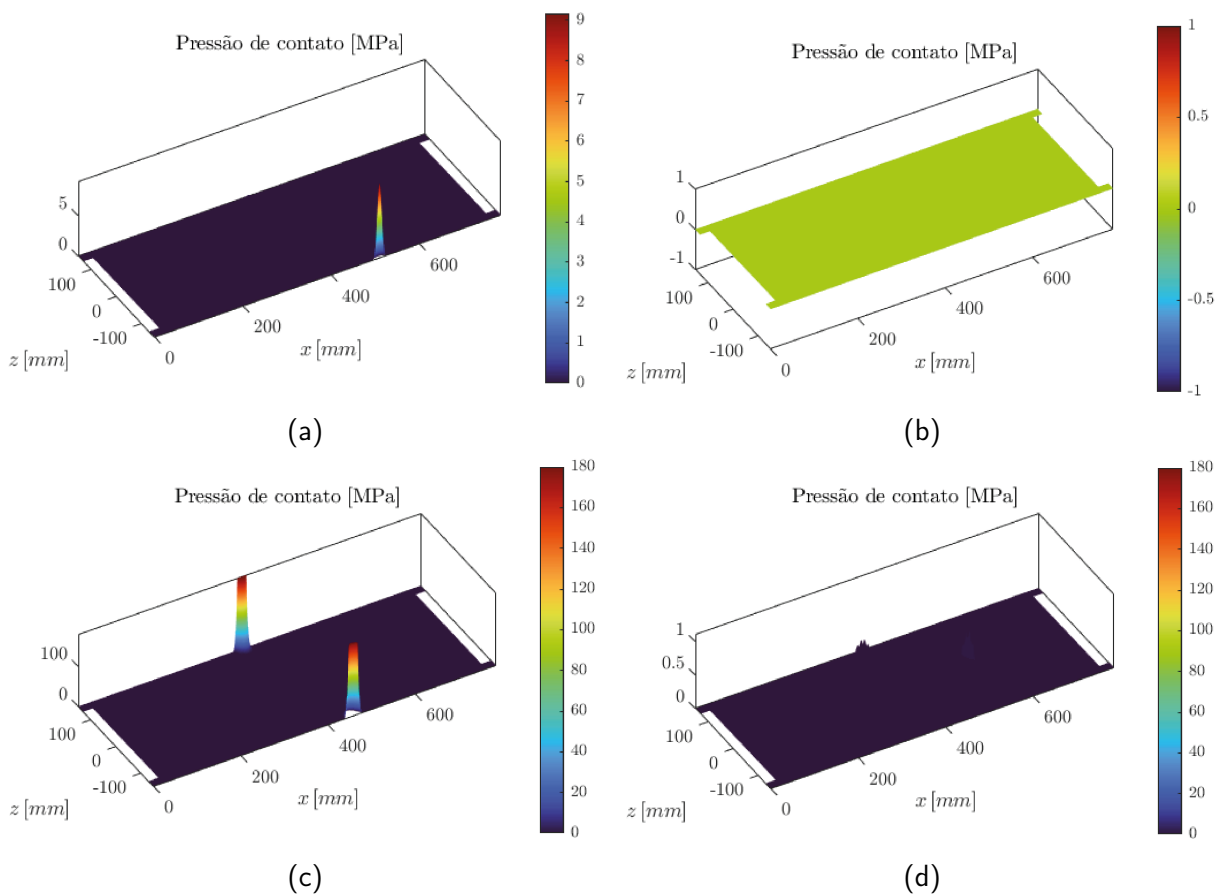


Figura 4.9 Campos de pressão de contato entre asperezas na presença ou não de *crowning*. Sem *crowning*(a) $0,2T_r$ e (c) $1,0T_r$; com *crowning* (b) $0,2T_r$ e (d) $1,0T_r$

Na Fig. 4.10 são mostrados os campos de pressão hidrodinâmica para os casos

com (Figs. 4.10(b) e 4.10(d)) e sem (Figs. 4.10(c) e 4.10(d)) *crowning*. De forma análoga à discutida anteriormente para os campos de pressão de contato, percebe-se que a pressão hidrodinâmica também apresenta valores elevados nas extremidades axial do mancal, ficando mais evidente a distorção do campo devido ao desalinhamento do mancal, causado pelo ângulo de hélice da engrenagem da caixa de multiplicação. Comparando-se os campos após a presença do *crowning*, é possível observar uma redução acentuada nos picos dos valores de pressão hidrodinâmica e a suavização das curvas. Comportamento semelhante foi observado pelos autores Hagemann et al. (2021).

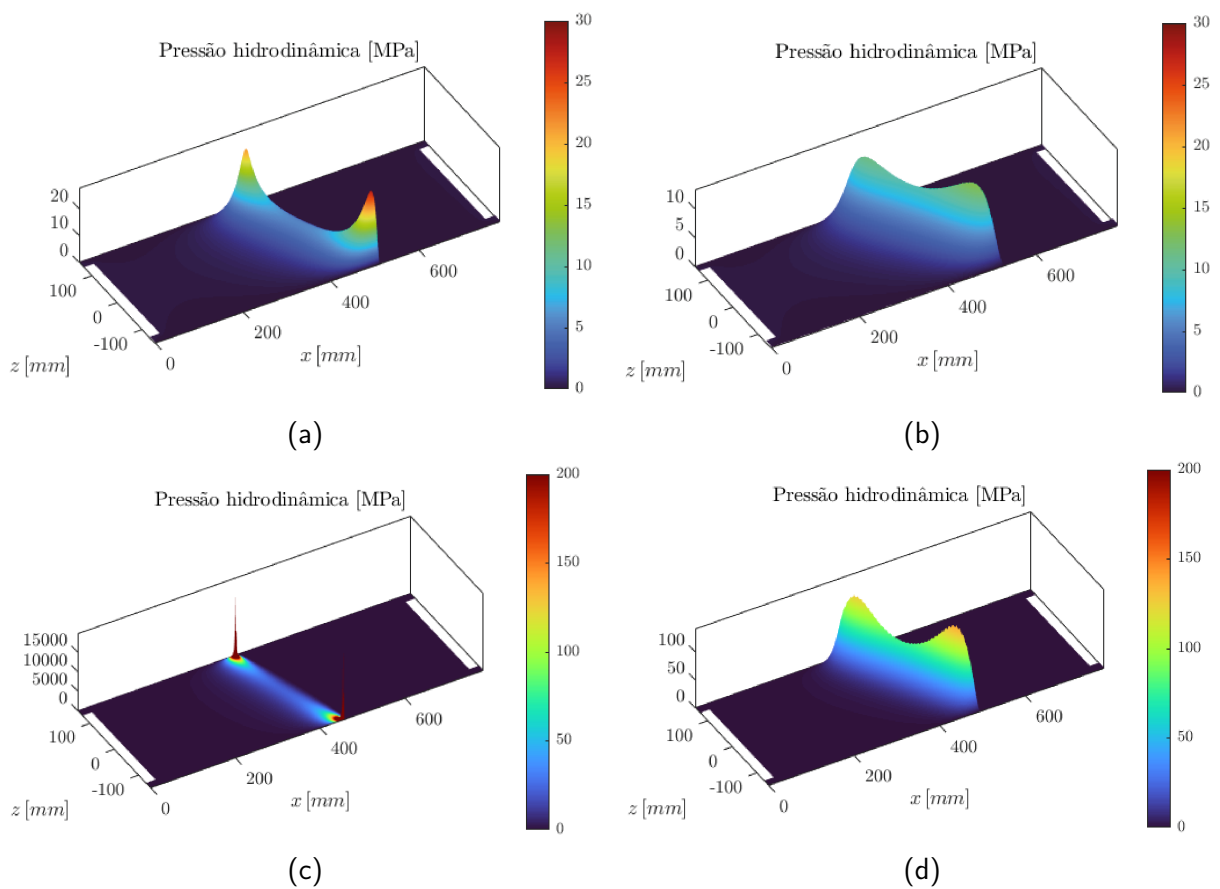


Figura 4.10 Campos de pressão de hidrodinâmica na presença ou não de *crowning*. Sem *crowning* (a) $0,2T_r$ e (c) $1,0T_r$; com *crowning* (b) $0,2T_r$ e (d) $1,0T_r$

Com base nos resultados apresentados nesta seção, definiu-se o valor de $k = 3\ 000$ para todas as simulações que serão apresentadas nas próximas seções.

4.3 Texturas superficiais

A texturização superficial é uma forma de alteração topográfica amplamente conhecida e utilizada na literatura, com o objetivo de melhorar o desempenho tribológico de sistemas mecânicos. Conforme mostrado na Seção 2.2, ela pode apresentar vários benefícios, porém estes dependerão da aplicação e condições as quais o sistema mecânico é submetido. Tendo isso em vista, foram selecionados 3 tipos de texturas superficiais que se destacam na literatura, sendo elas: *dimple* (bolso circular); *chevron* (bolso em formato de "V") e uma textura não convencional em formato de peixe, conforme mostrado na Fig. 4.11

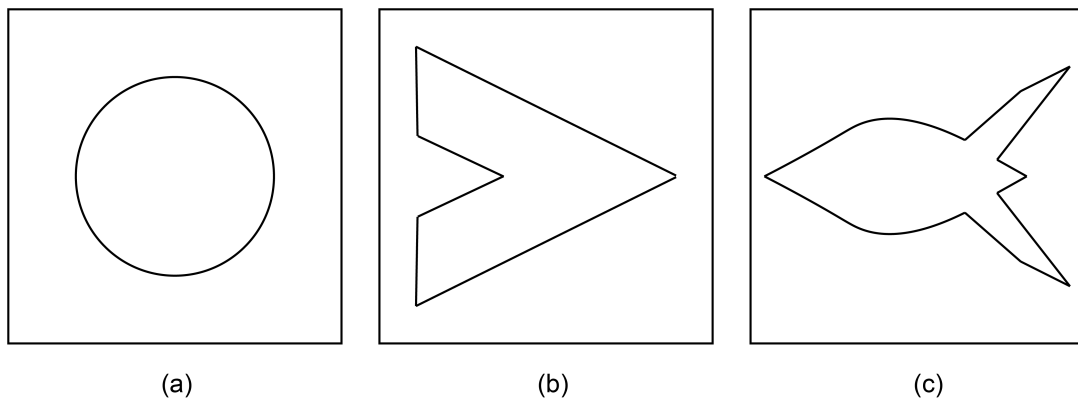


Figura 4.11 Padrões de textura superficial utilizados no presente trabalho. (a) *dimple* (bolso circular); (b) *chevron* (bolso em formato de "V") e (c) textura em formato de peixe

Definidos os padrões, foi necessário definir as demais características das texturas, como raio, densidade, profundidade e posição na superfície do mancal. Para isso, foi utilizado o trabalho de Tala-Ighil et al., (2011) que utiliza uma razão entre o diâmetro da textura e o diâmetro do mancal, no valor de 0,032. Com base nessa referência e levando em conta que o mancal utilizado neste estudo possui 250 mm de diâmetro nominal, obteve-se o diâmetro de textura de 8 mm. Os mesmos autores também definiram a razão de aspecto da textura, ou seja, razão entre a profundidade e raio da textura como 0,1.

Com base nisso, este estudo utilizou como referência a razão de aspecto h_w de 0,1, propondo mais dois valores de razões de aspecto, 0,06 e 0,08, buscando identificar qual a influência da profundidade da textura no desempenho do sistema. Além disso, foi definida a densidade de 0,3, o que leva a uma célula unitária de textura de 13 mm de dimensão lateral.

Outro parâmetro fundamental quando se estuda a aplicação de texturas superficiais é a posição em que elas são aplicadas na superfície do mancal. Segundo Tala-Ighil e Fillon, (2015), para condições de baixa velocidade de deslizamento (< 500 RPM), é recomendado posicionar as texturas na primeira metade do mancal ($0^\circ - 180^\circ$). Com base nisso, no presente trabalho as texturas foram dispostas ao longo de toda a superfície do mancal, com região texturizada de 104 mm de largura ($47,69^\circ$) e 273 mm de comprimento. As extremidades axial do mancal não foram texturizadas, por se tratar de regiões de potencial concentração de pressões devido a presença de desalinhamento angular, conforme ilustrado nas Figs. 4.12 e 4.13, onde são ilustrados o esquema do mancal radial planificado texturizado e todas as posições simuladas neste trabalho, respectivamente.

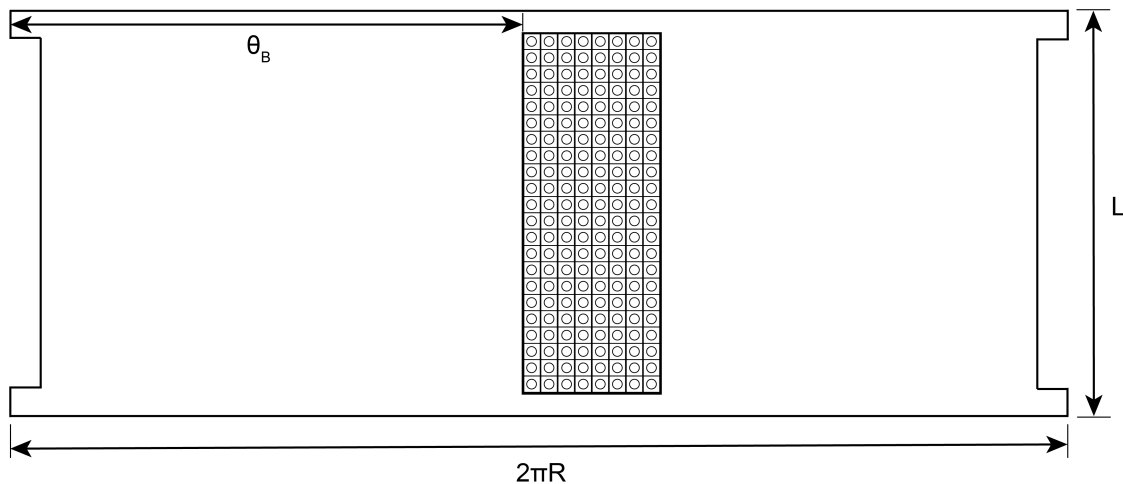


Figura 4.12 Esquema ilustrativo do domínio mancal de deslizamento radial planificado texturizado

Para os três tipos de texturas avaliados, foram utilizadas malhas não uniformes, conforme abordado na Seção 4.1, formada por elementos quadrangulares. As regiões não texturizadas possuem malha estruturada com elementos de 4 mm, enquanto as regiões texturizadas possuem malha não estruturada, com elementos de 1 mm, cujos detalhes são apresentados na Tab. 4.4. Na Fig. 4.4 são mostradas as malhas utilizadas para os três tipos de texturas avaliadas.

Além dos parâmetros de desempenho do mancal, serão analisados os campos de espessura de filme lubrificante, pressão hidrodinâmica, pressão de contato, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico.

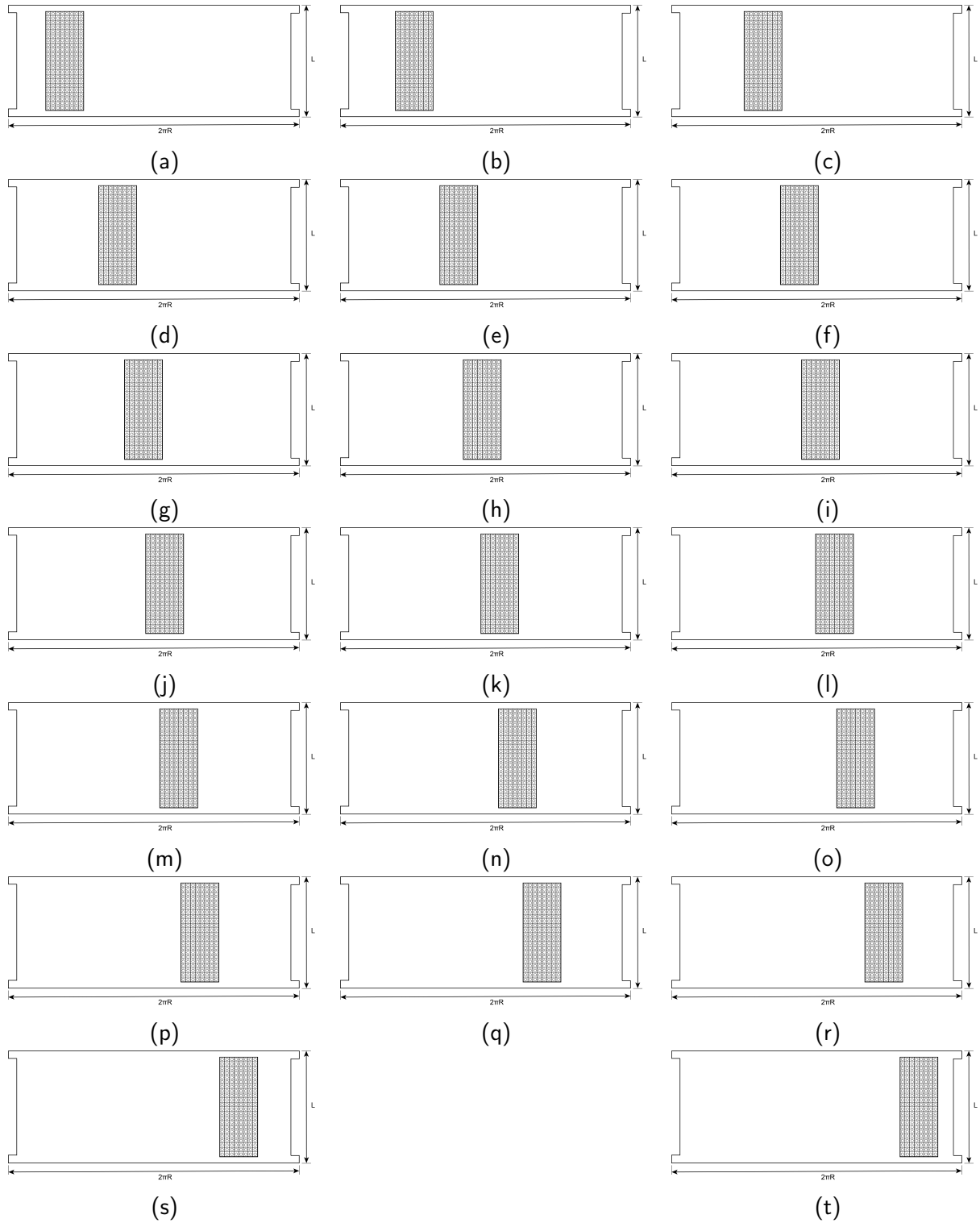
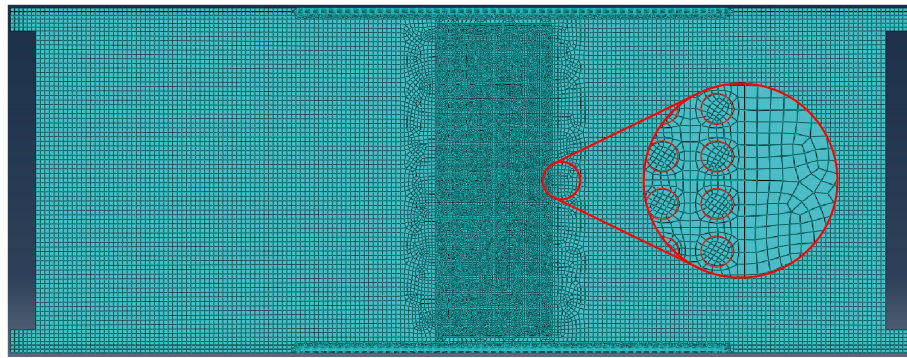
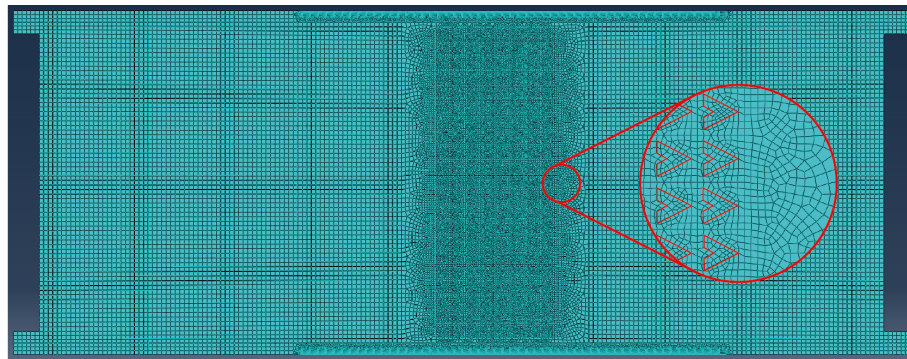


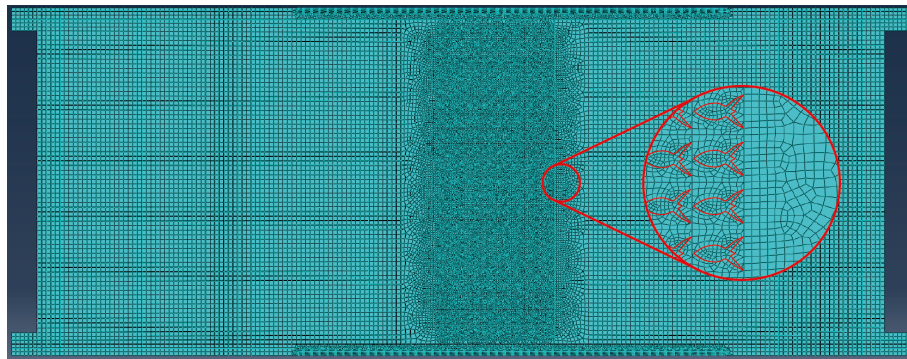
Figura 4.13 Posições de texturas simuladas: (a) $\theta_b = 33^\circ$; (b) $\theta_b = 55^\circ$; (c) $\theta_b = 78^\circ$; (d) $\theta_b = 101^\circ$; (e) $\theta_b = 115^\circ$; (f) $\theta_b = 128^\circ$; (g) $\theta_b = 138^\circ$; (h) $\theta_b = 147^\circ$; (i) $\theta_b = 156^\circ$; (j) $\theta_b = 165^\circ$; (k) $\theta_b = 170^\circ$; (l) $\theta_b = 174^\circ$; (m) $\theta_b = 183^\circ$; (n) $\theta_b = 193^\circ$; (o) $\theta_b = 202^\circ$; (p) $\theta_b = 210^\circ$; (q) $\theta_b = 225^\circ$; (r) $\theta_b = 239^\circ$; (s) $\theta_b = 261^\circ$; (t) $\theta_b = 284^\circ$



(a)



(b)



(c)

Figura 4.14 Malhas utilizadas para os tipos de texturas avaliadas: (a) *dimple*; (b) *chevron* e (c) *peixe*

Tabela 4.4 Características das malhas utilizadas, para as texturas do tipo: *dimple*; *chevron* e *peixe*

Textura	Tamanho dos elementos [mm]	Elementos	Nós
<i>Dimple</i>	1,0 e 4,0	44 050	49 993
<i>Chevron</i>	1,0 e 4,0	42 656	43 599
Peixe	1,0 e 4,0	50 871	51 814

4.4 Mancal de deslizamento radial com desalinhamento

Nesta seção serão apresentados os resultados da influência de texturas superficiais no desempenho dos mancais de deslizamento do sistema de engrenagens planetárias da caixa de multiplicação de velocidades de uma turbina eólica. Para isso, serão utilizados os parâmetros de desempenho apresentados na seção 3.1.3, sendo eles: potência dissipada total, que consiste na soma das perdas de potência por dissipação viscosa e contato de asperezas; vazão lateral de fluido e a EMFL. Também serão analisados os campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato.

4.4.1 Parâmetros de desempenho

Os parâmetros de desempenho são fatores fundamentais no projeto de mancais, pois por meio deles é possível identificar condições de aplicação adequadas para o que se busca em determinada aplicação. Na Fig. 4.15 são apresentadas as espessuras mínimas de filme lubrificante para os três tipos de texturas analisadas em função da posição da região texturizada (θ_b) e da profundidade da textura.

De forma geral, é possível observar que tanto o torque quanto o ângulo de hélice das engrenagens planetárias influenciam diretamente a espessura mínima de filme lubrificante. Para a condição de aplicação de 20 % de torque, percebe-se que o aumento do ângulo de hélice levou a redução da espessura de filme lubrificante em 82,15 %. Para a condição de 100 % de torque, o comportamento foi o oposto, sendo o aumento no ângulo de hélice responsável por aumentar a espessura de filme lubrificante em 35,71 %. A princípio, estes comportamentos opostos não são esperados, pois aumentar o ângulo de hélice da engrenagem implica em aumentar o momento a qual ao mancal é submetido, elevando assim o desalinhamento do

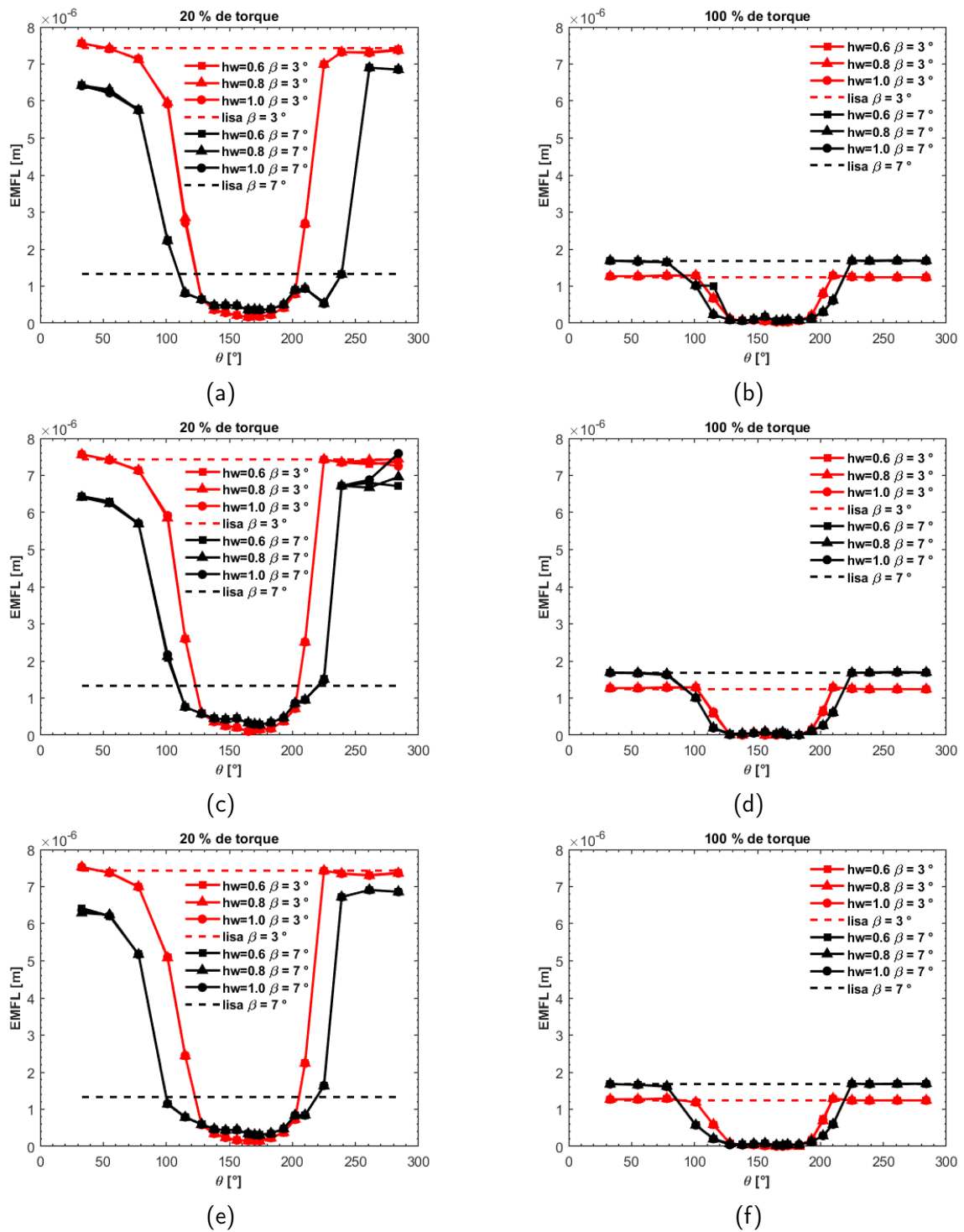


Figura 4.15 Espessura mínima de filme lubrificante para condições de 20 % e 100 % de torque: *dimple* (a), (b); *chevron* (c), (d) e *peixe* (e), (f)

conjunto. Para justificar tal comportamento, é necessário analisar os campos de pressão hidrodinâmica, cujos perfis para $z = 0$ mm são apresentados na Fig. 4.16.

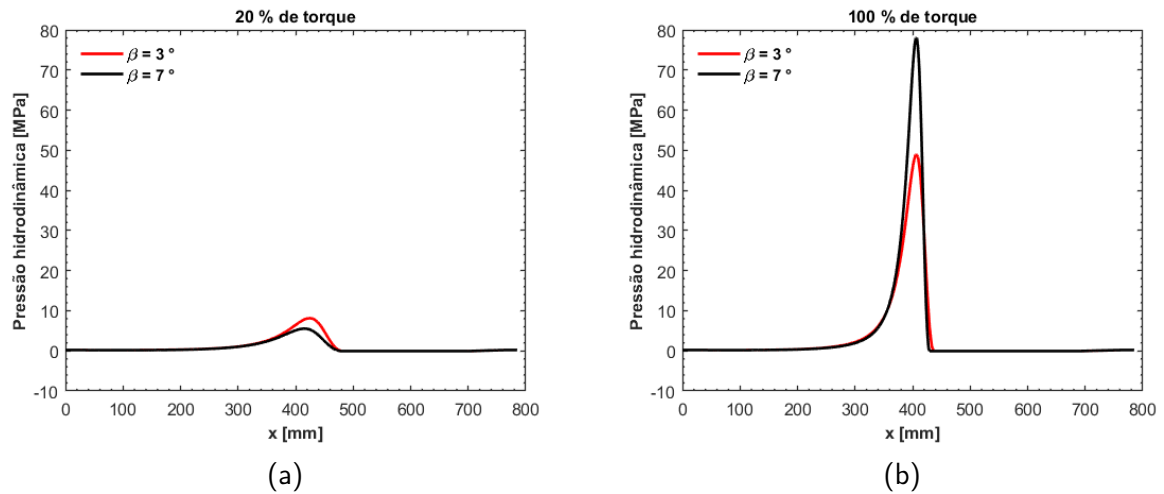


Figura 4.16 Perfis de pressão hidrodinâmica na posição $z = 0$ mm: (a) 20 % torque e (b) 100 % torque.

Para a condição de 20 % de torque e $\beta = 3^\circ$, não há contato entre as superfícies, que será melhor discutido na próxima seção, onde serão mostrados os campos de pressão de contato. Devido a isso, os mecanismos atuantes são apenas hidrodinâmicos, o que justifica a maior espessura de filme lubrificante. Para $\beta = 7^\circ$, o momento aplicado no mancal aumenta 57,25 %, passando de 2,4 kNm para 5,6 kNm. Esse incremento é responsável por aumentar a severidade a qual o sistema é submetido, podendo ser observada por meio da excentricidade, que aumenta 10,40 %, levando as superfícies ao contato efetivo. Conforme observado na Fig. 4.16(a), para 20 % de torque, a pressão hidrodinâmica máxima foi 46,88 % maior para ângulo de hélice $\beta = 3^\circ$ quando comparado a $\beta = 7^\circ$, aumentando assim a capacidade de sustentação de carga, observada na espessura de filme lubrificante.

Para a condição de 100 % de torque, existe contato entre as superfícies para ambos os ângulos de hélice, porém analisando a Fig. 4.15, percebe-se que a condição com $\beta = 7^\circ$ possui espessura mínima de filme 35,71 % maior do que a condição $\beta = 3^\circ$. Para justificar isso, é necessário analisar os campos de pressão hidrodinâmica. Conforme observado na Fig. 4.16(b), a pressão hidrodinâmica máxima foi 59,38 % maior para $\beta = 7^\circ$ quando comparado a $\beta = 3^\circ$, aumentando assim a capacidade de sustentação de carga, observada na espessura de filme lubrificante.

Ainda em relação a Fig. 4.15, é possível observar que para ambas as condições de torque e ângulos de hélice, o tipo e a profundidade de textura não influenciaram no comportamento do sistema. Também é possível perceber que, para todas as condições simuladas, a região central do mancal apresenta as menores espessuras de filme lubrificante. Isso se deve à posição das texturas, que neste caso não são benéficas para o desempenho do mancal, pois atrapalham a geração de pressão hidrodinâmica na interface. Na Fig. 4.17 são mostrados os perfis de pressão hidrodinâmica para $z = 0$ mm, das condições de superfície lisa e texturizada. Como o tipo e profundidade não se mostraram influentes em relação a EMFL, escolheu-se a condição de textura do tipo *dimple*, com $h_w = 0,6$ posicionada em $\theta_b = 147^\circ$.

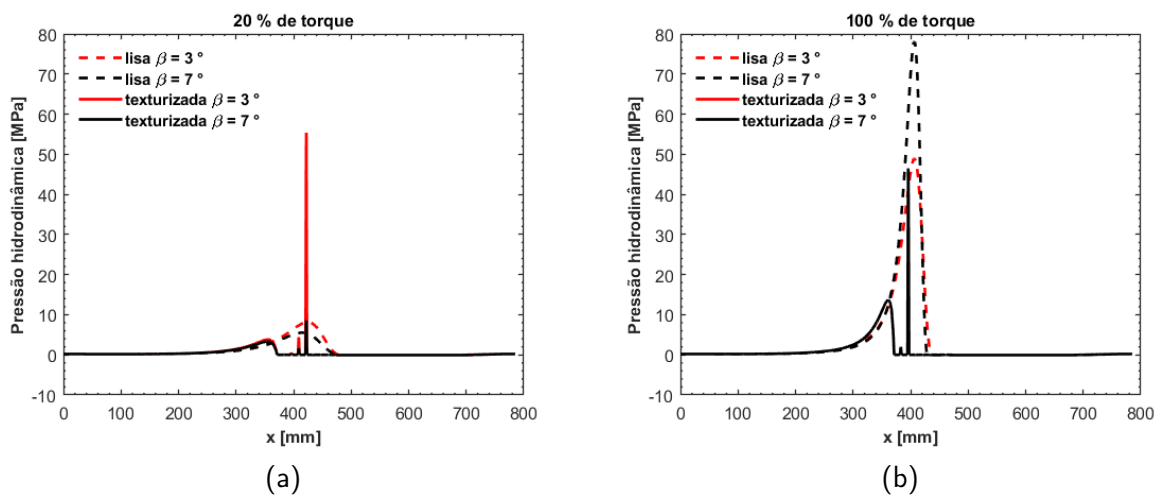


Figura 4.17 Perfis de pressão hidrodinâmica na posição $z = 0$ mm para condição de superfície lisa e com textura do tipo *dimple*, com $h_w = 0,6$, localizada na posição $\theta_b = 147^\circ$: (a) 20 % torque e (b) 100 % torque.

Analisando a Fig. 4.17, é possível perceber que o perfil do campo de pressão hidrodinâmica foi alterado. Para as condições não texturizadas, o campo possui formato parabólico, enquanto que para condições texturizadas, o perfil parabólico é interrompido pela presença de texturas, que transformam o campo em perfil de linha vertical concentrada.

Outro parâmetro analisado é a potência dissipada total, que consiste na soma das perdas de potência por dissipação viscosa e contato de asperezas, mostrada na Fig. 4.18.

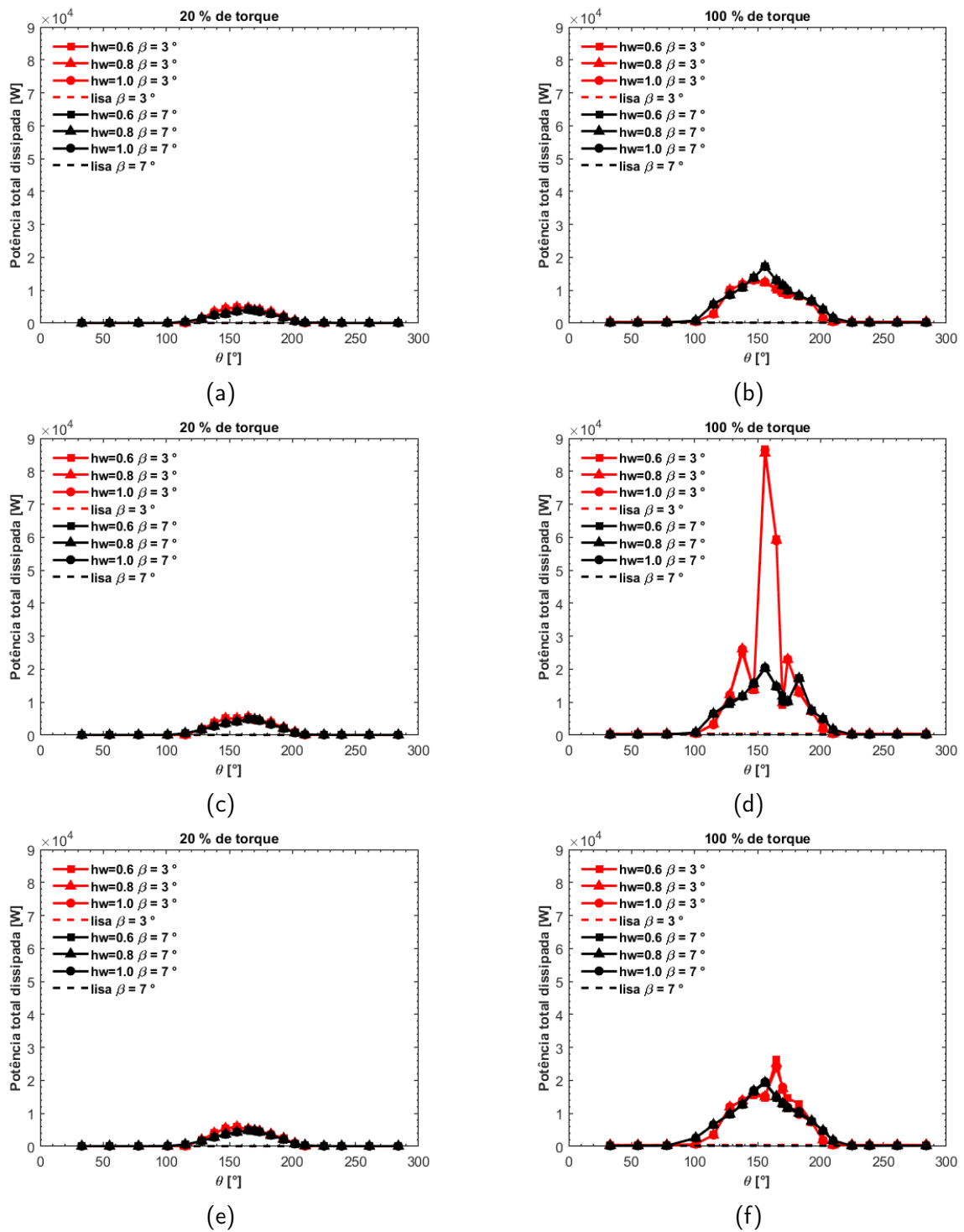


Figura 4.18 Potência dissipada total para condições de 20 % e 100 % de torque: *dimple* (a), (b); *chevron* (c), (d) e *peixe* (e), (f)

De forma análoga a comentada para EMFL, é possível observar Fig. 4.18 que tanto o torque quanto β influenciam diretamente a potência dissipada total. Também é possível notar que as regiões centrais, de forma semelhante à observada na EMFL, foram as regiões que apresentaram maiores perdas, comportamento este esperado, tendo-se em vista que com a perda de capacidade de carga do mancal e conseqüente redução na EMFL, a probabilidade de contato entre a superfícies é elevada.

Analisando a potência dissipada em relação ao tipo e profundidade de textura, é possível observar que tanto o tipo de textura quando a profundidade afetam a potência dissipada, sendo o primeiro, o que possui maior influência. Para a condição de 20 %, percebe-se que os três tipos de texturas estudadas apresentam comportamento semelhante, porém para 100 % de torque, a influência do tipo de textura se torna mais evidente. De forma geral, a textura do tipo *chevron* mostrou maior influência na potência dissipada, apresentando os maiores valores para $\beta = 3^\circ$. Para justificar tal comportamento, são mostrados perfis de pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico na Fig. 4.19, com as texturas posicionadas em $\theta_b = 156^\circ$ e $h_w = 0,6$.

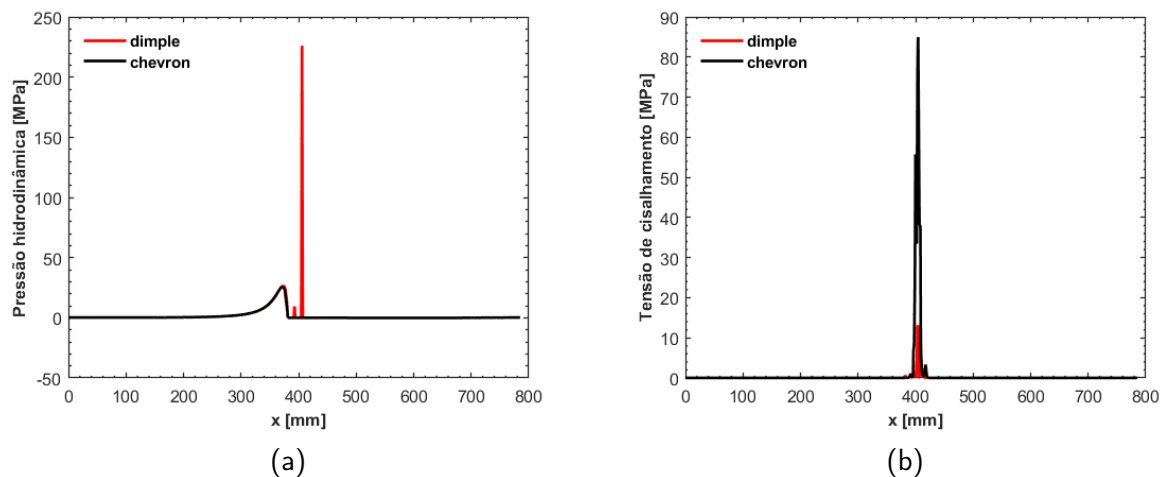


Figura 4.19 Perfis de pressão hidrodinâmica e tensão de cisalhamento hidrodinâmico na posição $z = 0$ mm para texturas do tipo *dimple* e *chevron*, com $h_w = 0,6$, localizada na posição $\theta_b = 156^\circ$: (a) Pressão hidrodinâmica e (b) Tensão de cisalhamento.

Conforme mostrado na Fig. 4.19(a), é possível perceber que a textura do tipo *chevron* perturbou o campo de pressão hidrodinâmico de tal forma que a capacidade de carga do mancal foi comprometida. Com isso, o contato entre as superfícies ocorreu de forma

acentuada, aumentando de forma significativa a tensão de cisalhamento. Para a superfície texturizada com geometria do tipo *chevron*, a potência dissipada total aumentou 157,60 %, sendo a potência dissipada devido ao contato entre asperezas 59,54 % maior quando comparada à superfície com texturas do tipo *dimple*.

Ainda em relação a Fig. 4.18, foi identificado conforme observado Tala-Ighil e Fillon (2015), que as texturas posicionadas na primeira metade do mancal ($0^\circ - 180^\circ$), especificamente, próximas à região de alimentação, apresentaram o melhor desempenho, quando se leva em conta a potência dissipada. Para facilitar a análise desse fato, são mostradas na Fig. 4.20 as potências dissipadas na região $30^\circ < \theta_b < 100^\circ$, para as condições de 20 % e 100 % de torque.

Para a condição de 20 % de torque (vide Fig. 4.20), é possível notar que todas as texturas conseguiram reduzir a potência dissipada, para determinadas posições, quando comparadas ao mancal não texturizado. Para $\beta = 3^\circ$, a textura que apresentou melhor desempenho foi a do tipo *chevron*, com redução de 2,50 % na potência dissipada, enquanto que para $\beta = 7^\circ$, a textura que apresentou melhor desempenho foi a do tipo *dimple*, com redução de 5,65 %, sendo ambas posicionada para em $\theta_b = 78^\circ$.

Para a condição de 100 % de torque e $\beta = 3^\circ$ (vide Fig. 4.20), é possível notar que todas as texturas também conseguiram reduzir a potência dissipada, para determinadas posições, quando comparadas ao mancal não texturizado. Para este ângulo de hélice, a textura que apresentou melhor desempenho foi a em forma de *chevron*, com redução de 8,89 % na potência dissipada, posicionada em $\theta_b = 78^\circ$. Para $\beta = 7^\circ$, as únicas texturas que conseguiram reduzir a potência dissipada, foram as posicionadas em $\theta_b = 33^\circ$, sendo a textura em forma de *dimple* a que obteve o melhor desempenho, com redução de 1,43 %, posicionada, com $h_w = 1,0$.

Na Fig. 4.21 são mostradas as vazões laterais de fluido para os casos avaliados. Este é um parâmetro importante em projetos de mancais, pois mostra o fluido que não consegue ficar entre as superfícies e é escoado para fora da interface de contato.

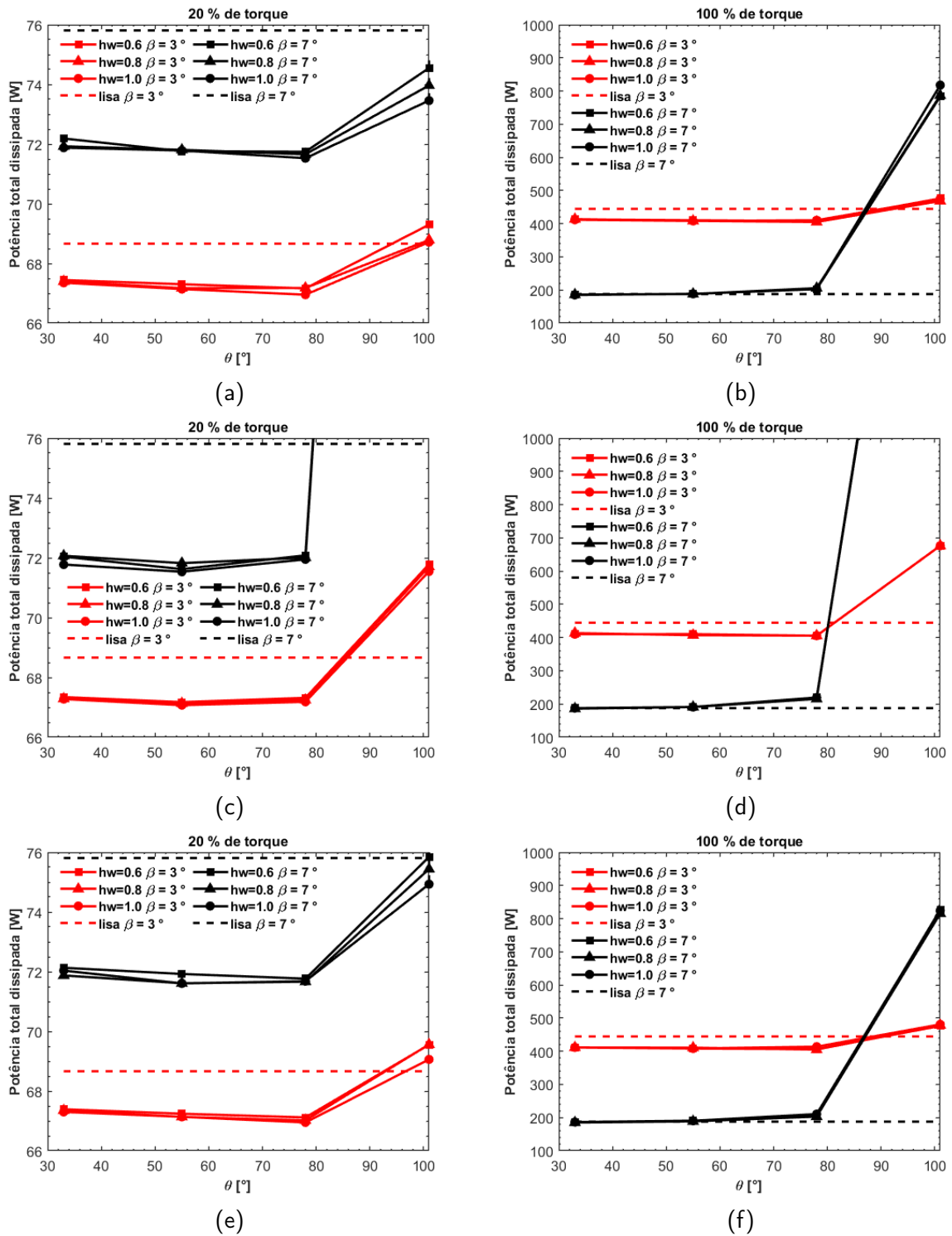


Figura 4.20 Potência dissipada total para condições de 20 % e 100 % de torque, para texturas posicionadas em $30^\circ < \theta_b < 100^\circ$: *dimple* (a), (b); *chevron* (c), (d) e *peixe* (e), (f)

Para condição de 20 % de torque, é possível perceber que foram alcançadas reduções na vazão lateral de fluido para os três tipos de textura. Para as texturas do tipo *chevron* e peixe, os melhores resultados foram obtidos na posição de $\theta_b = 33^\circ$, com redução de 18,44 % para textura do tipo *chevron*, com $h_w = 1,0$. Percebe-se que para ambas, houve redução na vazão lateral de fluido para texturas posicionadas entre $30^\circ < \theta_b < 140^\circ$, com melhores resultados em $\theta_b = 33^\circ$, com exceção das condições simuladas com texturas do tipo *dimple*.

Para condições simuladas com texturas do tipo *dimple*, é possível observar que houve redução significativa na vazão lateral de fluido quando localizadas em $220^\circ < \theta_b < 240^\circ$. Para explicar o fenômeno, na Fig. 4.22 são mostrados perfis de pressão hidrodinâmica extraídos nas posições $z = 0$ mm e $z = 110$ mm (Fig. 4.22(a)) e $x = 425$ mm (Fig. 4.22(b)) comparando as texturas no formato *dimple* e *chevron*. Analisando as mesmas, é possível perceber que houve redução de 51,85 % no pico de pressão hidrodinâmica na posição central do mancal, quando comparada a textura do tipo *dimple* em relação a *chevron*. Nota-se também que, há melhor distribuição da pressão hidrodinâmica para textura do tipo *dimple*, cuja a variação entre os picos mostra um aumento de 9,70 %. Essa alteração reflete a melhor distribuição da pressão hidrodinâmica, o que pode ser observado na excentricidade, com redução de 9,63 % para o caso analisado, resultando em menor severidade da condição analisada.

Para condição de 100 % de torque, é possível perceber que foram alcançadas reduções na vazão lateral de fluido para todas as texturas. De forma semelhante a observada para os casos simulados com 20 % de torque, as maiores reduções na vazão lateral de fluido foram obtidas para texturas posicionadas entre $30^\circ < \theta_b < 140^\circ$, com melhores resultados em $\theta_b = 33^\circ$. Para $\beta = 3^\circ$ e $\beta = 7^\circ$, as texturas com melhor desempenho foram do *chevron*, com reduções de 17,83 % e 17,81 %, respectivamente.

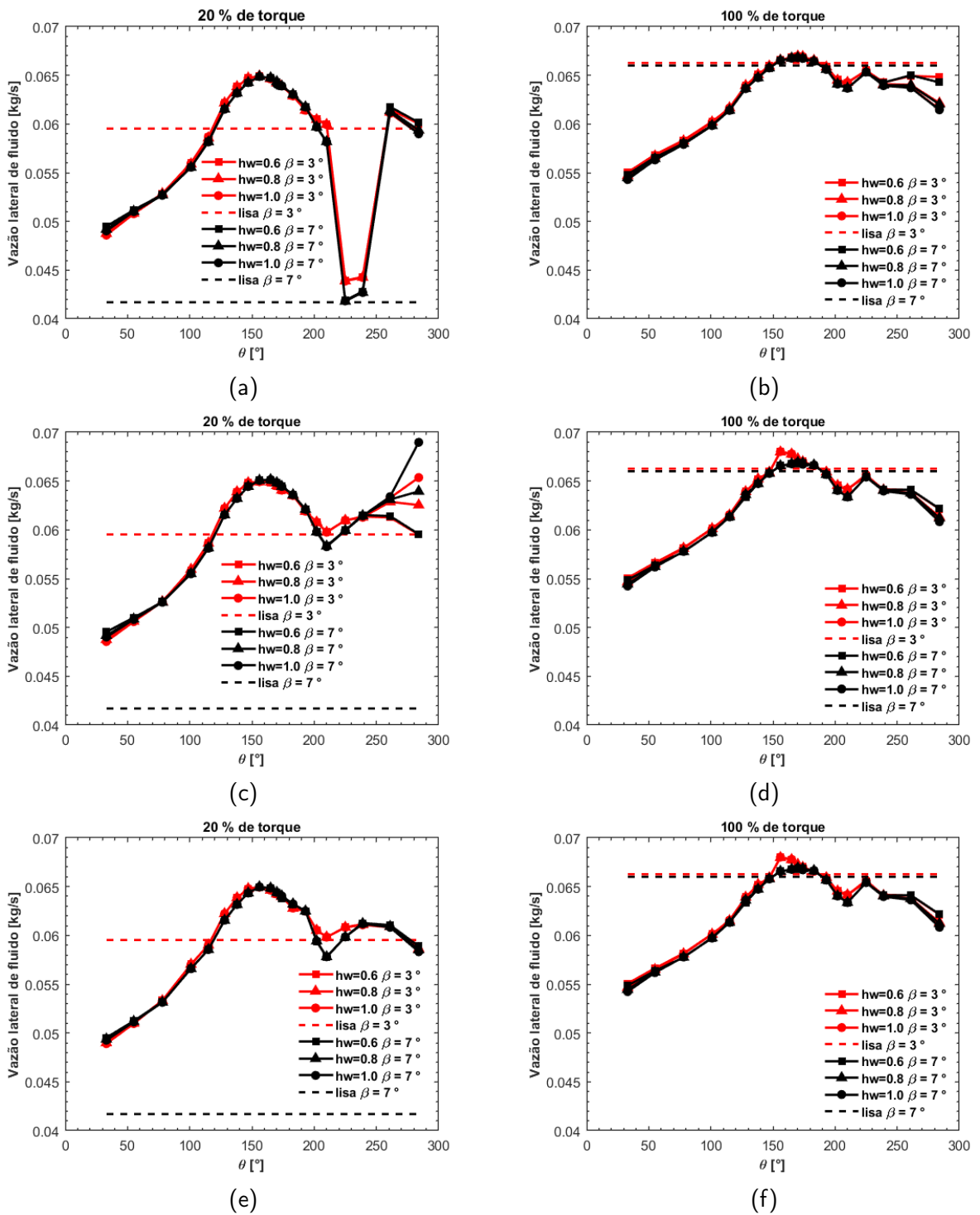


Figura 4.21 Vazão lateral de fluido para condições de 20 % e 100 % de torque: *dimple* (a), (b); *chevron* (c), (d) e *peixe* (e) e (f)

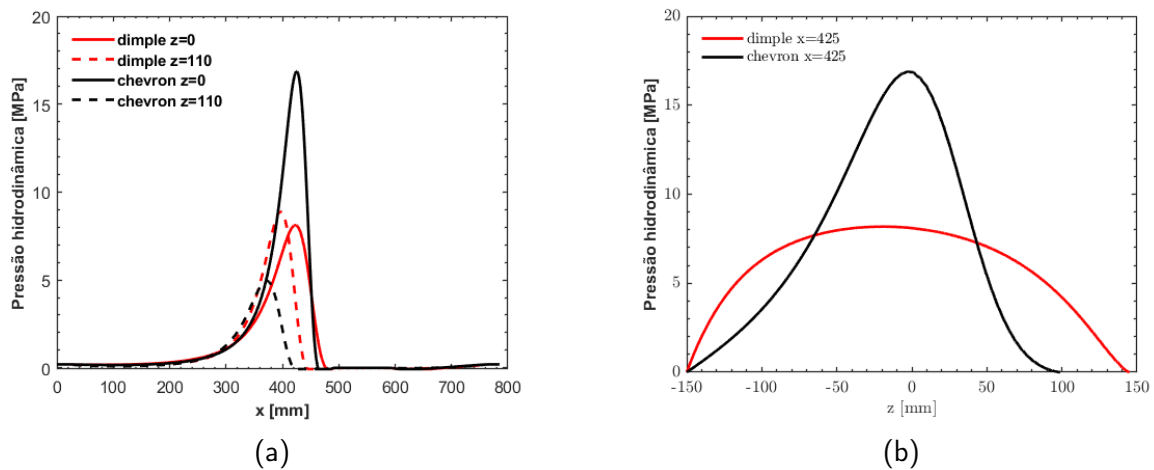


Figura 4.22 Perfis de pressão hidrodinâmica para texturas do tipo *dimple* e *chevron*, nas posições: (a) $z = 0$ mm e $z = 110$ mm e (b) $x = 425$ mm

Na próxima seção, serão mostrados e discutidos os campos de pressão hidrodinâmica; espessura de filme lubrificante; fração de fluido; tensão de cisalhamento e pressão de contato.

4.4.2 Avaliação detalhada do desempenho

Na seção anterior foram discutidos os resultados globais dos casos simulados neste estudo. Com base neles, foram observadas duas possibilidades de melhora no desempenho do mancal, sendo uma com foco na eficiência energética (reduzindo a potência dissipada) e outra com foco na durabilidade do mancal (aumentando a espessura mínima de filme lubrificante). Pensando nisso, a avaliação detalhada dos resultados a seguir será apresentada de forma separada, sendo cada uma focada em determinado aspecto de melhoria. Nelas, serão apresentadas de forma detalhada os campos de pressão hidrodinâmica; espessura de filme lubrificante; fração de fluido; tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato, para enriquecer a discussão e compressão do que já foi abordado.

4.4.2.1 Redução da potência dissipada

Na Fig. 4.23 são apresentados os campos para condição $\beta = 3^\circ$ e 20 % de torque, para o mancal liso e texturizado com o formato *chevron*. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.24.

Conforme pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.23(c) e 4.23(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.24(a), é possível notar que a presença das texturas superficiais alterou a distribuição de pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central.

Em relação aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.23(e) e 4.23(f) e nos perfis da Fig. 4.24(c), é possível observar que as texturas promoveram o adiantamento e aumento da região cavitada, que é refletido nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado em relação ao mancal liso. Adicionalmente, na Fig. 4.24(d), é possível observar que na região texturizada houve acentuada redução na tensão cisalhante, que levou a redução da pressão hidrodinâmica nesta região e aumento da pressão na região posterior não texturizada. O efeito acumulado desse comportamento causou a redução das perdas por dissipação viscosa, reduzindo a potência dissipada em 2,5 %. Com isso, reduz-se a energia dissipada, melhorando a eficiência energética do mancal

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.23(i) e 4.23(j), não houve alteração, tendo em vista que em ambas as condições não ocorre contato efetivo entre as superfícies. Além dos efeitos observado, é possível notar que houve um aumento de 30,53 % no desalinhamento angular entre as superfícies, porém sem alteração da excentricidade.

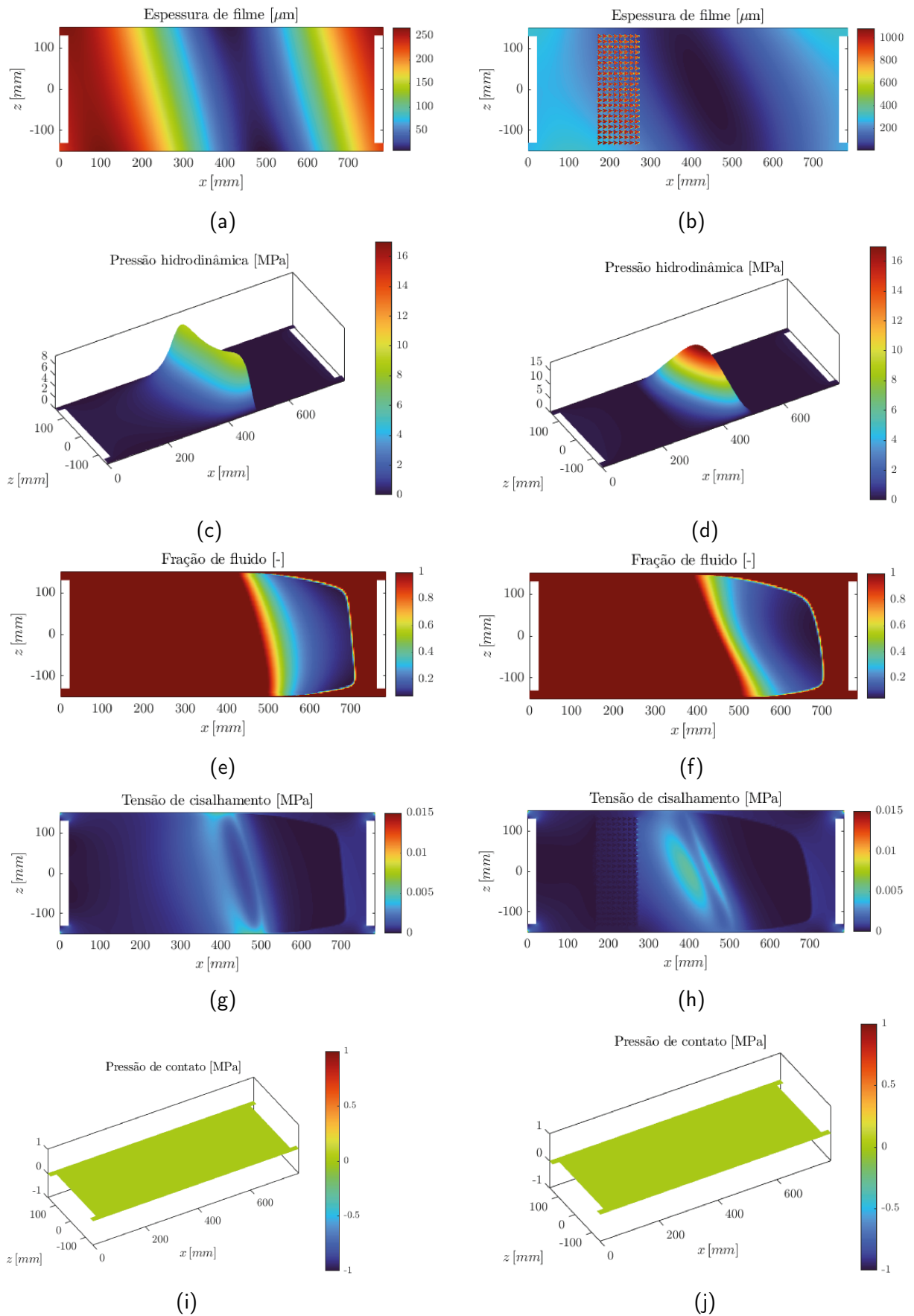


Figura 4.23 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

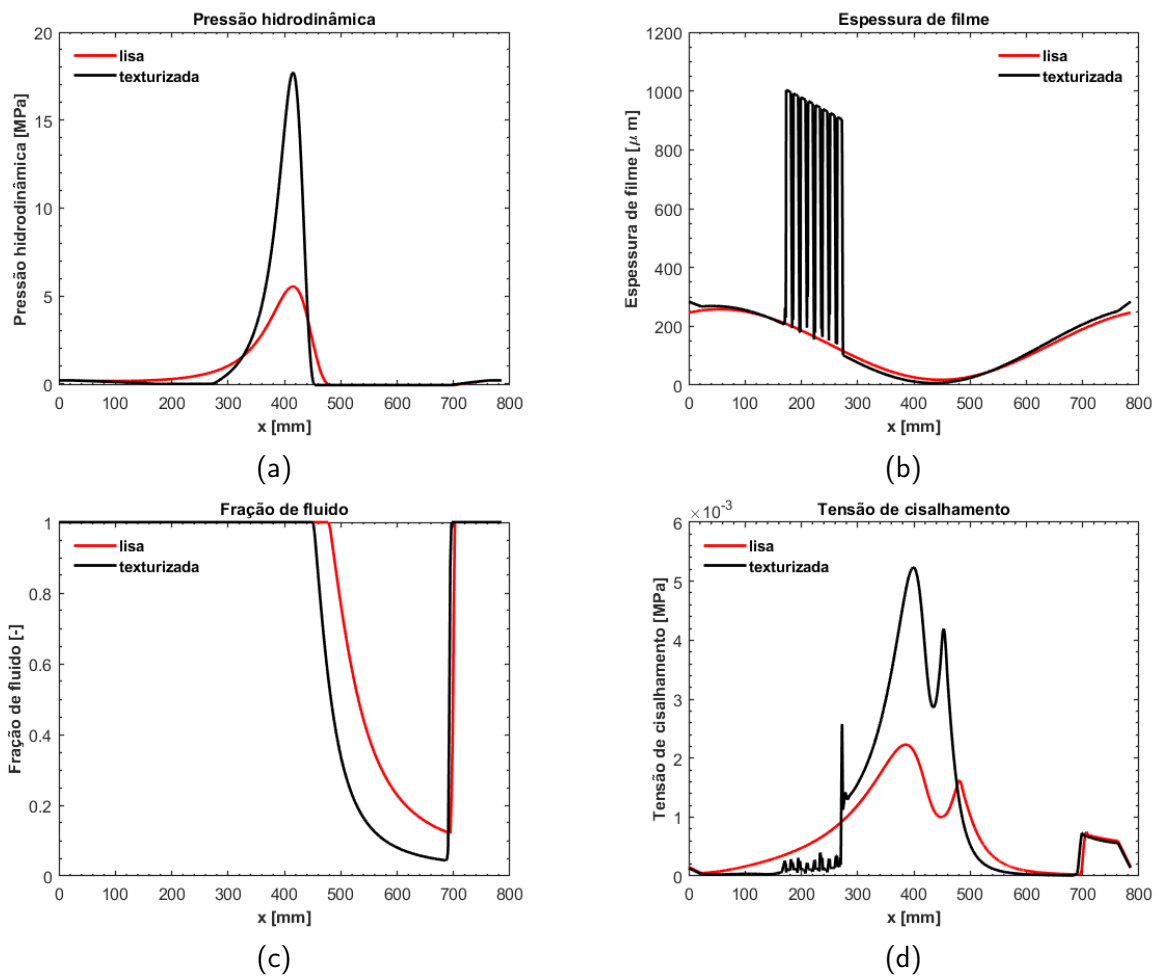


Figura 4.24 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de fluido lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

Na Fig. 4.25 são apresentados os campos para condição $\beta = 3^\circ$ e 100 % de torque, para o mancal liso e texturizado com o formato de *chevron*. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.26.

De maneira análoga a observada na condição anteriormente comentada, pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.25(c) e 4.25(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.26(a), que a presença das texturas superficiais também alterou a distribuição de pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central. Com o aumento da pressão hidrodinâmica, houve o aumento da EMFL, conforme já comentado na condição anterior.

Em relação aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.25(e) e 4.25(f) e nos perfis mostrados na Fig. 4.26(c), de forma análoga a previamente comentada, pode-se observar que as texturas promoveram o adiantamento e aumento da região cavitada em relação a superfície não texturizada, que é refletido nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado em relação ao mancal liso. Na Fig. 4.26(d), é possível observar que na região texturizada houve acentuada redução na tensão cisalhante, conforme também observado na condição anteriormente discutida. Além disso, também pode ser observado que a presença de texturas alterou as regiões com maiores tensões de cisalhamento hidrodinâmico, que para condição lisa estavam concentradas nas extremidades axiais do mancal, onde o contato entre asperezas predominava. Em relação ao contato, especificamente, conforme mostrado nas Figs. 4.25(i) e 4.25(j), a texturização superficial foi capaz de reduzir em 17,53 % a pressão de contato entre as superfícies, além de mudar a região efetiva onde esse contato ocorre. Em outras palavras, as texturas superficiais foram responsáveis por reduzir tanto o cisalhamento hidrodinâmico quanto a intensidade da pressão de contato na interface.

Além dos efeitos observados, é possível notar que houve um aumento de 182,27 % no desalinhamento angular entre as superfícies, porém sem alteração da excentricidade.

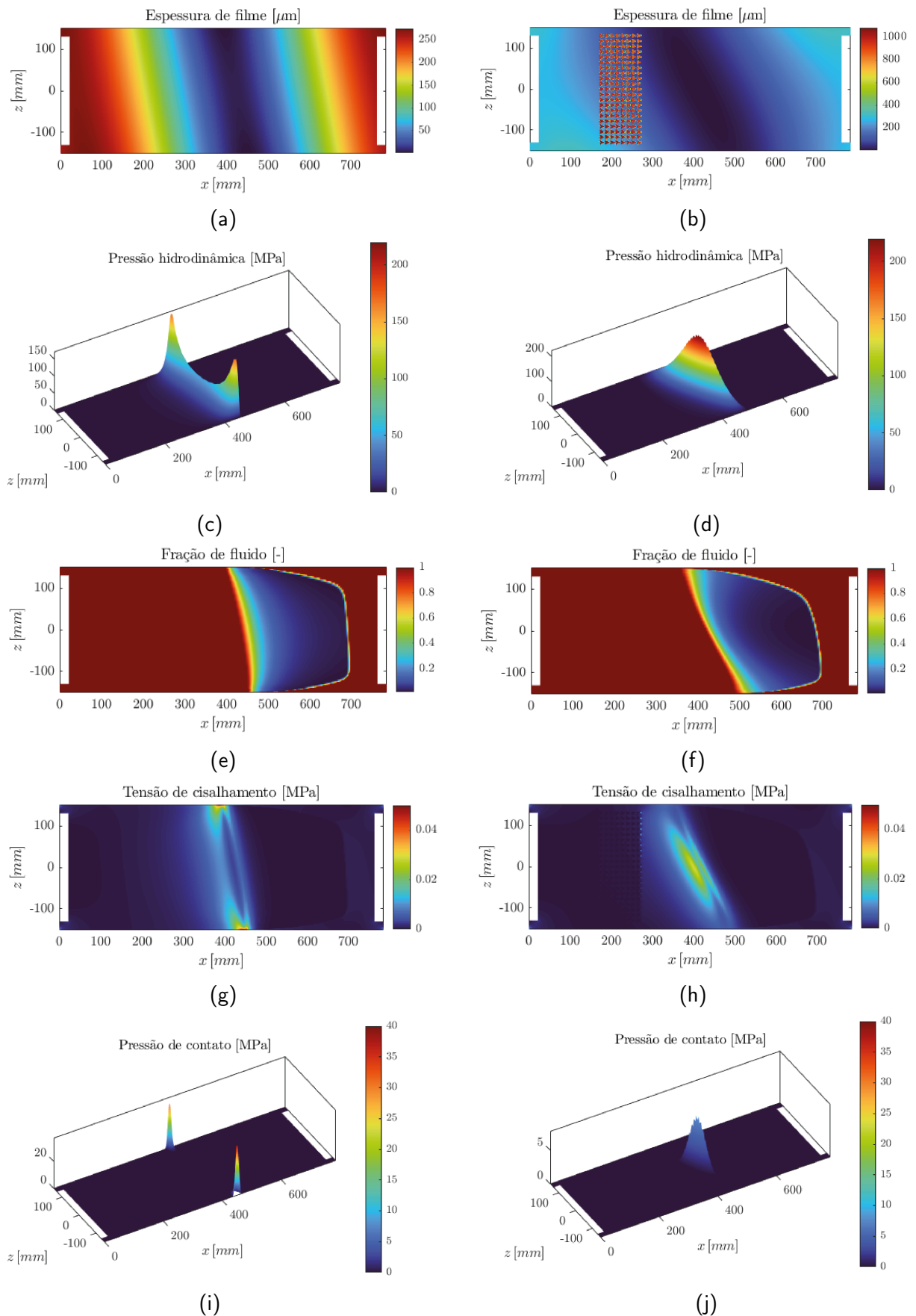


Figura 4.25 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

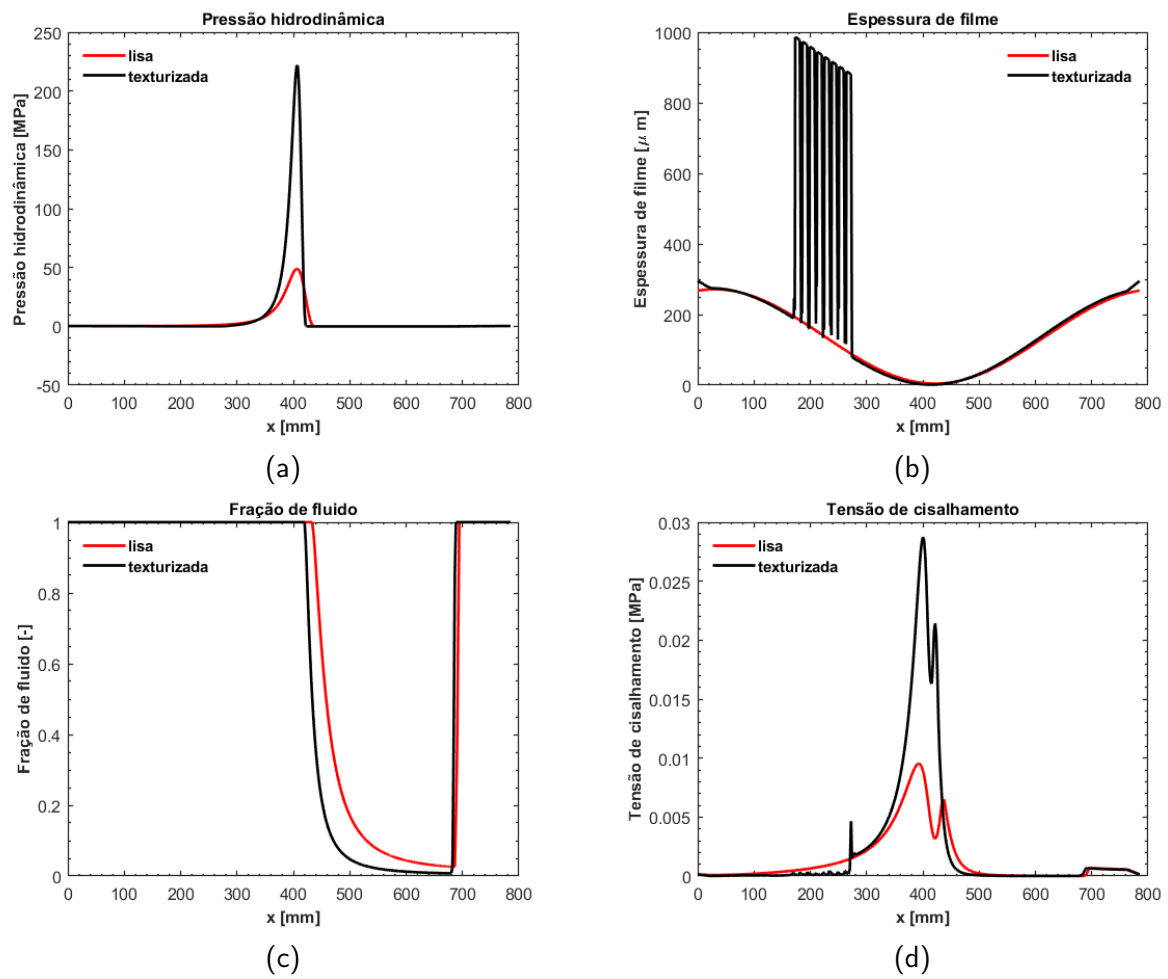


Figura 4.26 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

Analisando-se as duas condições apresentadas, para mesmo ângulo de hélice, porém com alteração no torque de entrada, é possível notar que o aumento na carga gerou alterações em todos os campos. Em relação à pressão hidrodinâmica, é possível notar significativo aumento no pico de pressão. Em relação a região cavitada, percebe-se que houve além do aumento na região, o aumento da predominância da fase gasosa, favorecendo a redução na tensão de cisalhamento hidrodinâmico total.

Na Fig. 4.27 são apresentados os campos para condição $\beta = 7^\circ$ e 20 % de torque, para o mancal liso e texturizado. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.28.

De maneira análoga a observada nas condições anteriormente comentadas, pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.27(c) e 4.27(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.28(a), que a presença das texturas superficiais também alterou a distribuição da pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central. Com o aumento da pressão hidrodinâmica, houve o aumento da EMFL, proveniente do aumento da capacidade de carga do mancal, conforme já comentado nas condições anteriores.

Em relação aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.27(e) e 4.27(f), e nos perfis mostrados na Fig. 4.28(c), de forma análoga a previamente comentada, pode-se observar que as texturas promoveram o adiantamento e aumento da região cavitada em relação a superfície não texturizada, que é refletido nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado em relação ao mancal liso. Na Fig. 4.28(d), é possível observar que na região texturizada houve acentuada redução na tensão cisalhante, conforme também observado nas condições anteriormente discutidas, porém devido à maior carga a qual o sistema está submetido, este comportamento ficou mais evidente. Além disso, também pode ser observado que a presença de texturas alterou as regiões e a magnitude da tensão de cisalhamento hidrodinâmico, que para condição lisa estavam concentradas nas extremidades axial do mancal, onde o contato entre asperezas predominava.

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.27(i) e 4.27(j), a texturização superficial conseguiu eliminar o contato entre as superfícies. Além dos efeitos observados, é possível notar que houve um aumento de 236,56 % no desalinhamento angular entre as superfícies, porém sem alteração da excentricidade.

Na Fig. 4.29 são apresentados os campos para condição $\beta = 7^\circ$ e 100 % de torque (condição mais severa avaliada), para o mancal liso e texturizado. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.30.

Diferente de todas as condições discutidas nesta seção, pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.29(c) e 4.29(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.30(a), que a presença das texturas superficiais não afetou de forma significativa a distribuição de pressão hidrodinâmica em comparação com o mancal liso, sendo a pressão de pico apenas 0,17 % superior no caso texturizado.

De forma análoga à observada para os campos de pressão hidrodinâmica, analisando os campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.29(e) e 4.29(f), e nos perfis mostrados na Fig. 4.30(c), é possível perceber que a texturização não afetou a região cavitada. Na Figs. 4.29(h) e 4.30(d), é possível observar que na região texturizada, houve de forma semelhante a observada nos casos simulados anteriormente, redução na tensão cisalhante. Este fator foi fundamental para se justificar a redução de 1,43 % na potência dissipada, tendo em vista que a redução da tensão de cisalhamento hidrodinâmico, leva a redução das perdas por dissipação viscosas, melhorando assim o desempenho do sistema.

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.29(i) e 4.29(j), houve redução na potência dissipada de 0,55 %, imperceptível dada a escala do campo, porém corrobora para a melhora no desempenho do mancal.

Na seção 8.1, do capítulo Anexos são apresentadas as tabelas com os resultados de todos os casos simulados, apresentados em variação percentual em relação às condições não texturizadas.

Na próxima seção, serão mostrados e discutidos os campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme, tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato.

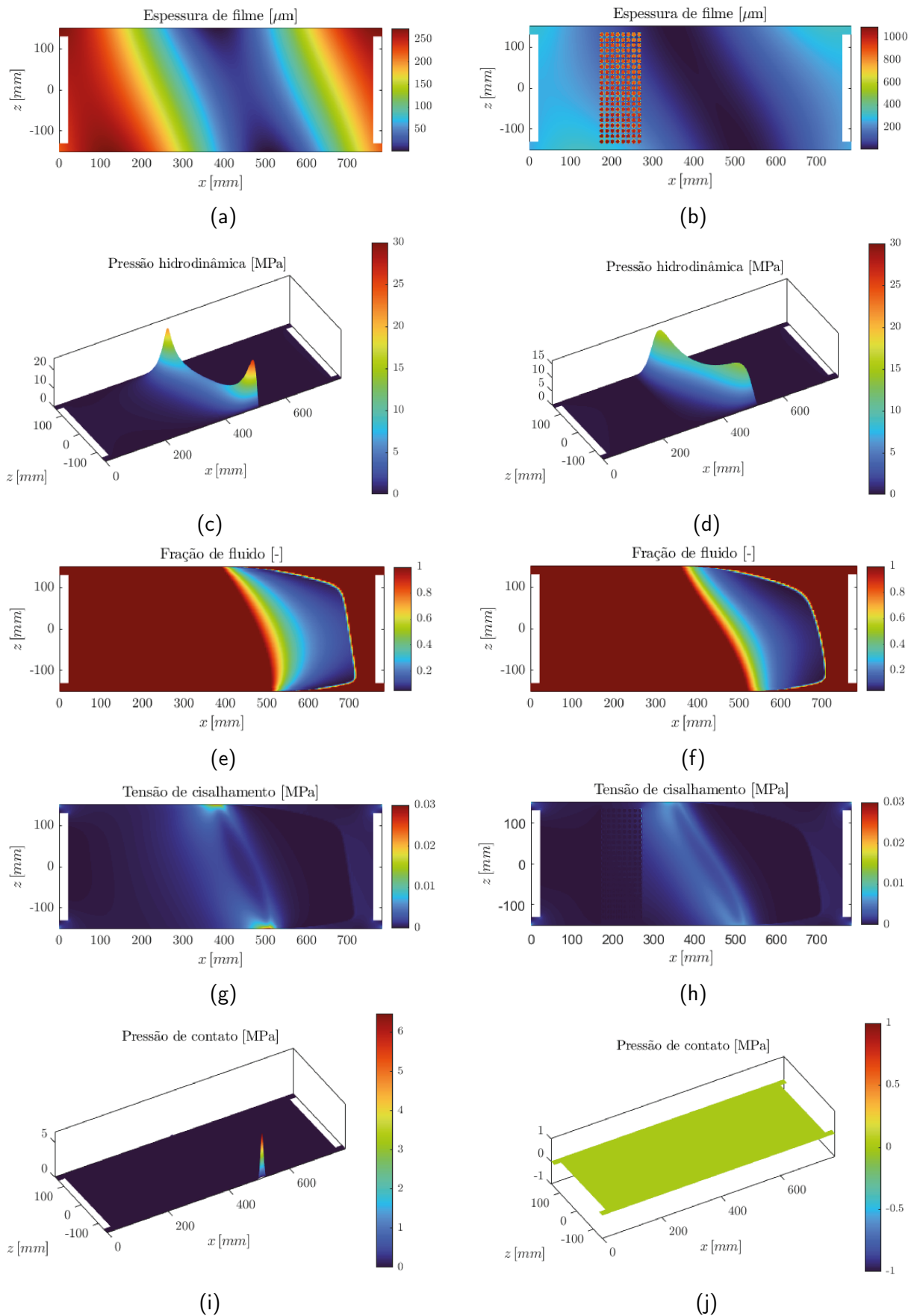


Figura 4.27 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

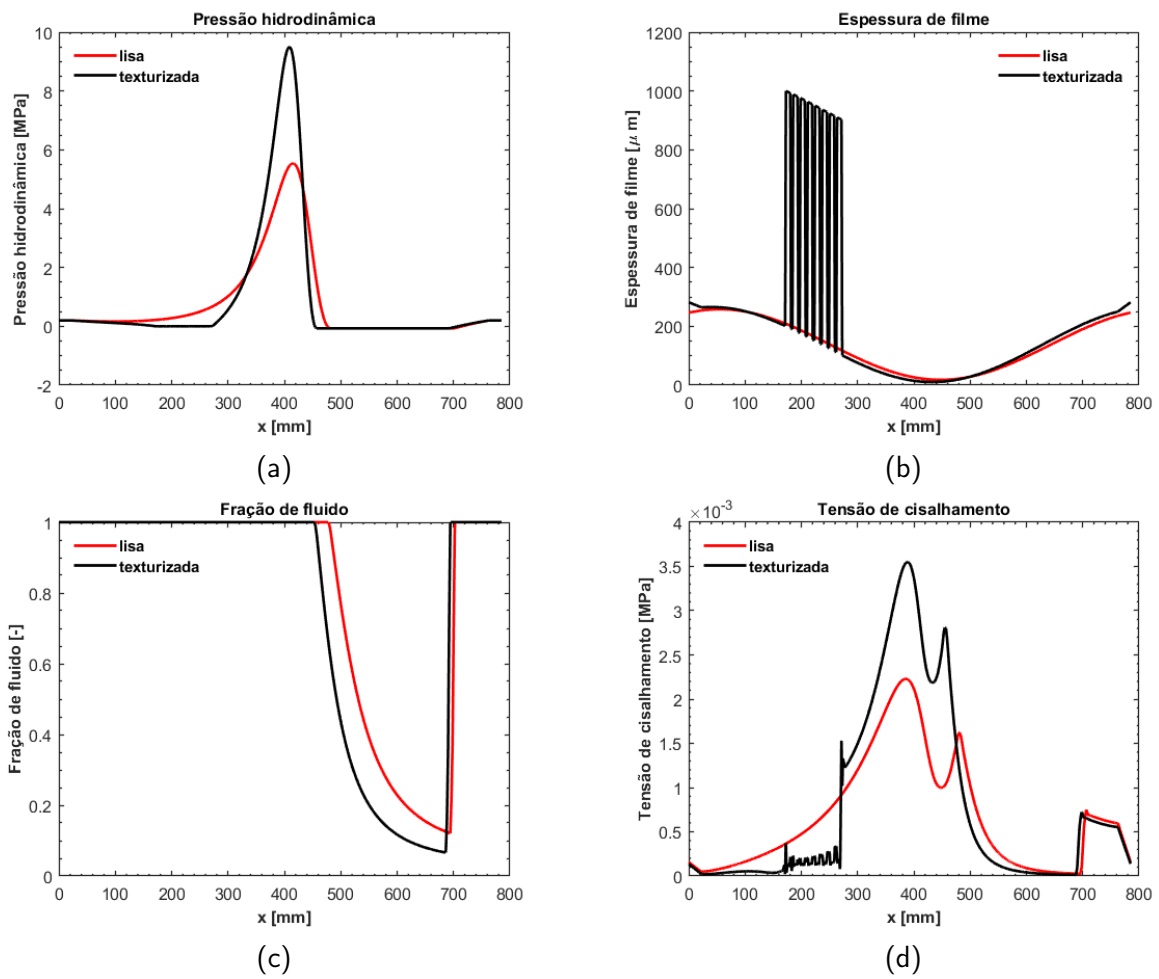


Figura 4.28 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

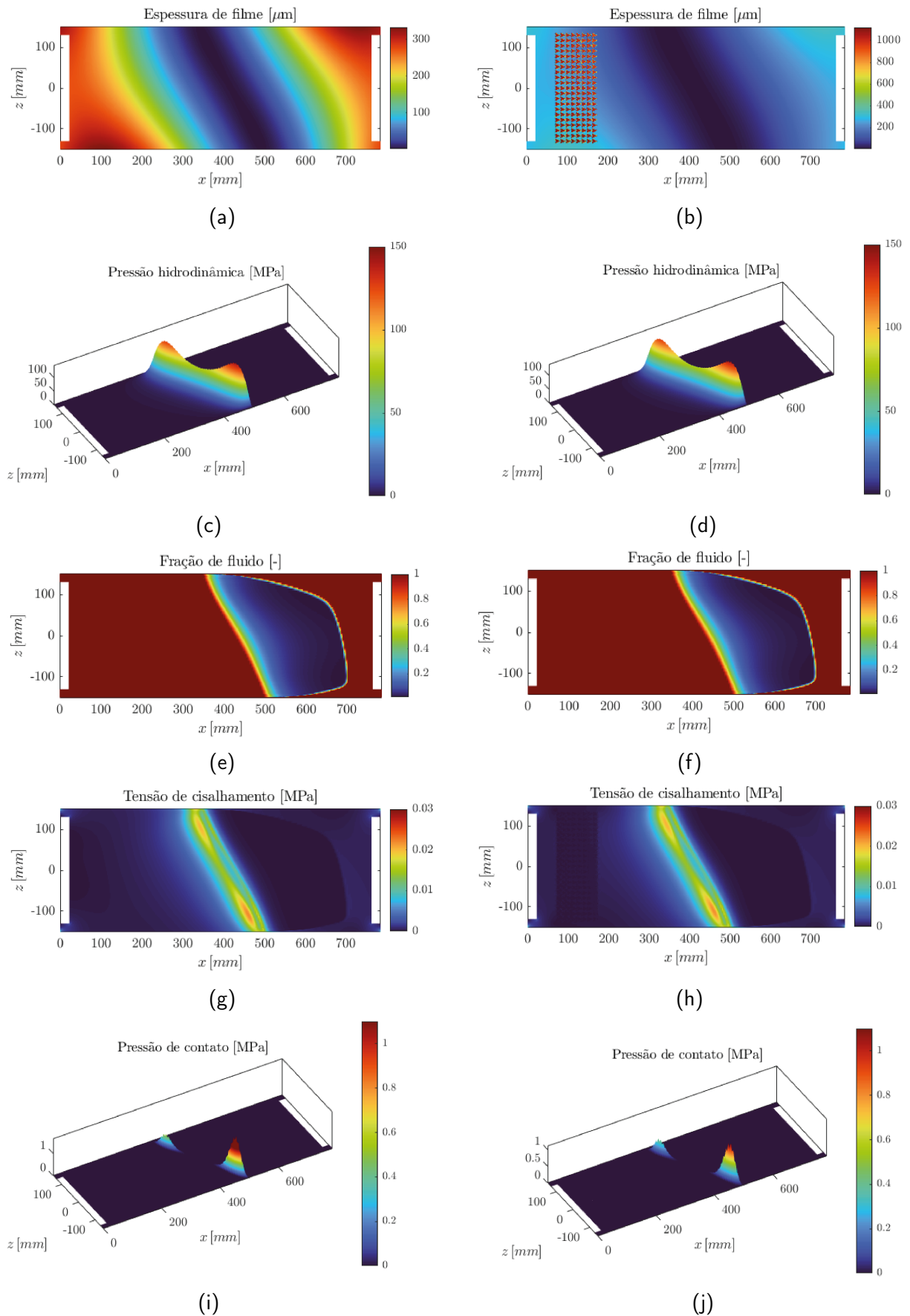


Figura 4.29 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100% de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

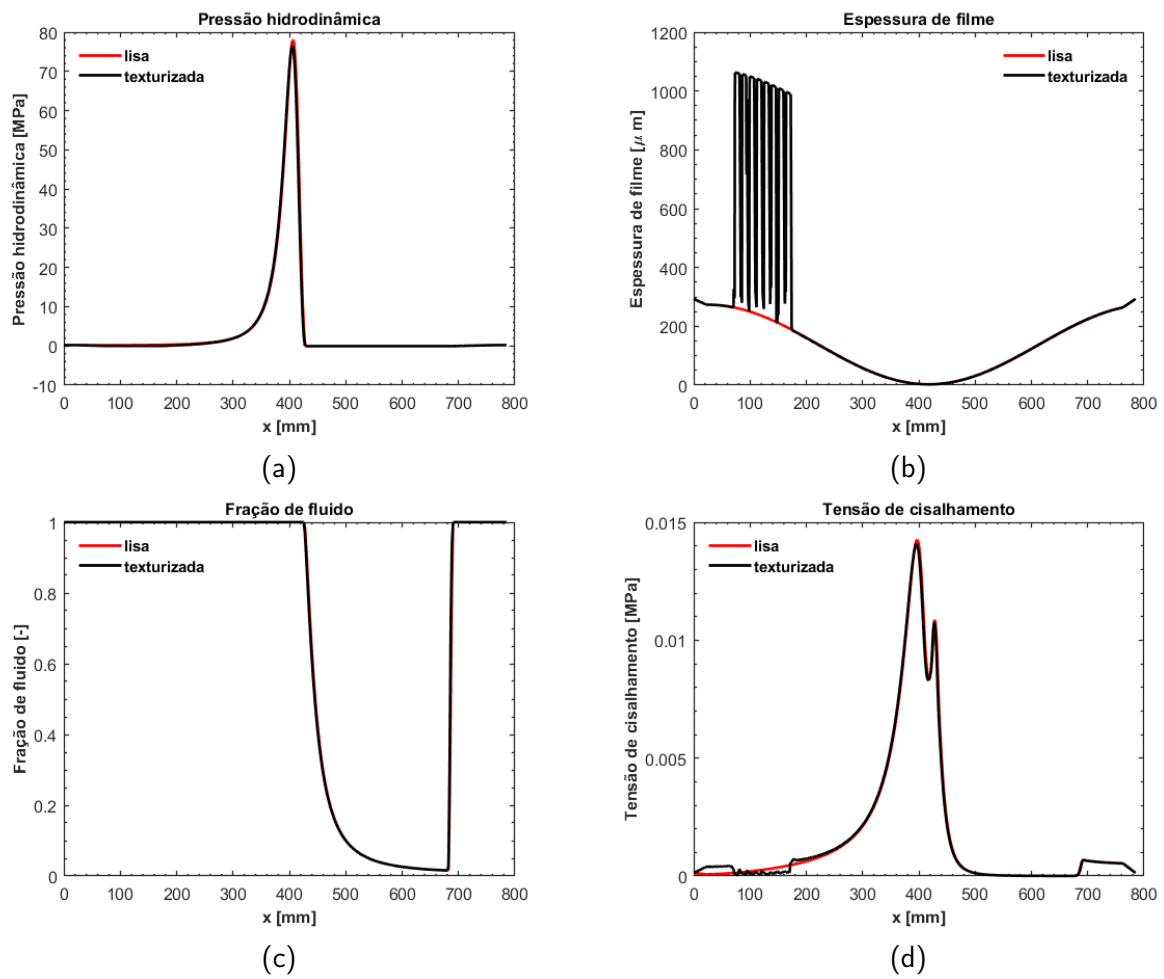


Figura 4.30 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmica para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

4.4.2.2 Aumento da espessura mínima de filme lubrificante

Na Fig. 4.31 são apresentados os campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para condição $\beta = 3^\circ$ e 20 % de torque, para o mancal liso e texturizado. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.32.

Conforme pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.31(c) e 4.31(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.32(a) é possível notar que a presença das texturas superficiais alterou a distribuição da pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central. Comparando este caso com o caso simulado sob as mesmas condições, porém com texturas em forma de *chevron*, houve redução no pico de pressão em 7,30 %. Em relação a EMFL, houve aumento de 5,69 %.

Considerando aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.31(e) e 4.31(f), e nos perfis mostrados na Fig. 4.32(c), é possível observar que houve adiantamento da região cavitada, que é refletido e observado nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas, reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado, em relação ao mancal liso. Na Fig. 4.32(d), é possível observar que na região texturizada, houve acentuada redução na tensão cisalhante, que levou a redução da pressão hidrodinâmica na região texturizada.

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.31(i) e 4.31(j), não houve alteração, tendo em vista que ambas as condições não possuem contato efetivo entre as superfícies.

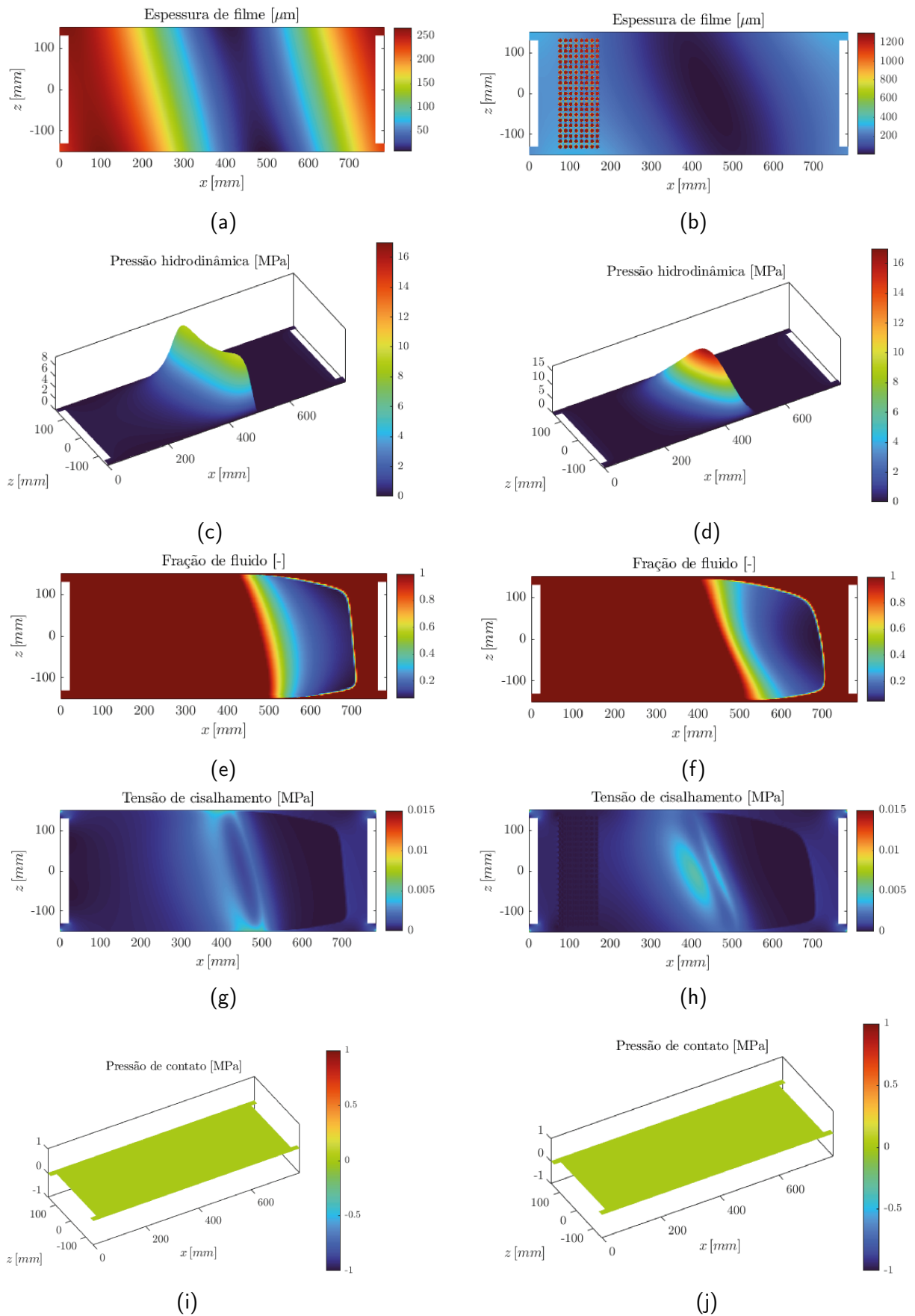


Figura 4.31 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

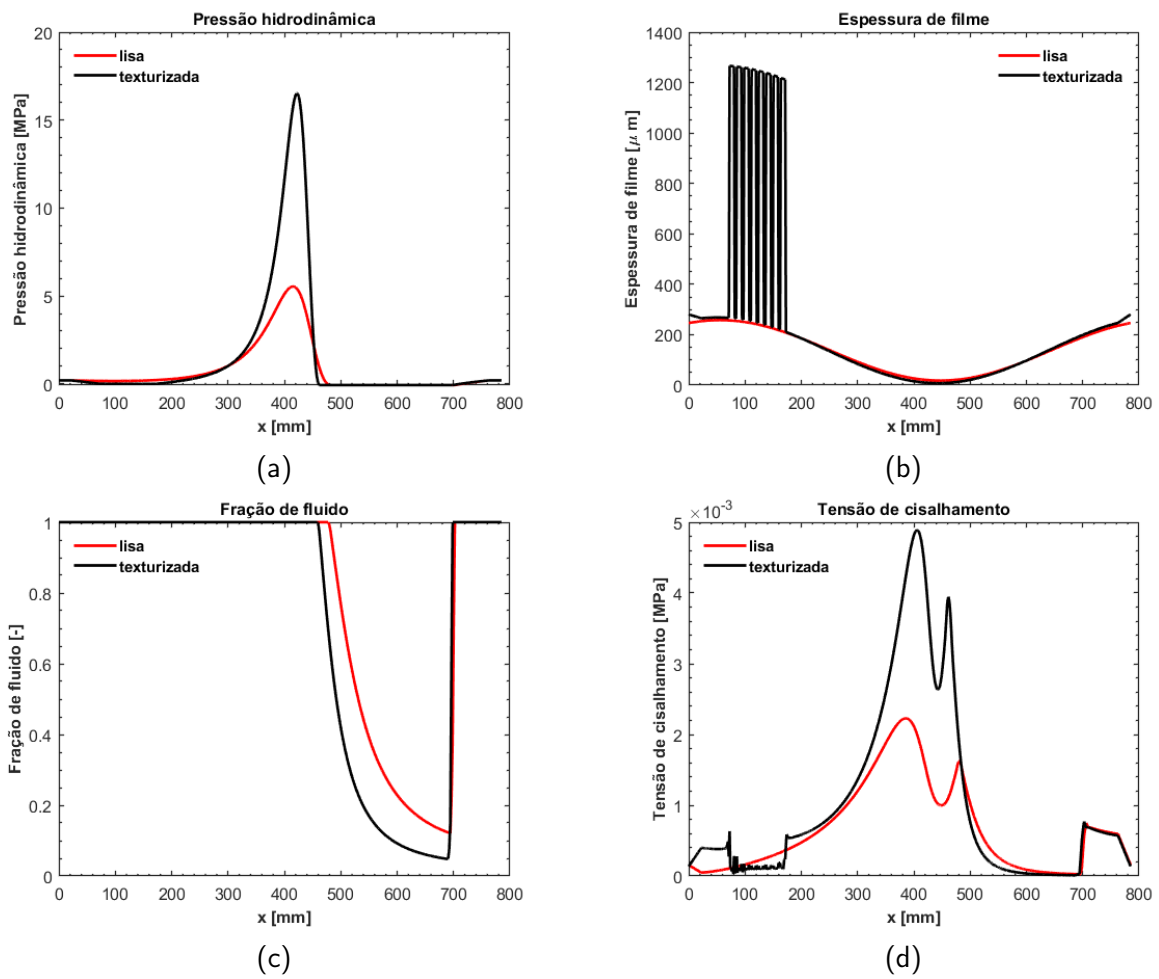


Figura 4.32 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 78^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

Na Fig. 4.33 são apresentados os campos para condição $\beta = 3^\circ$ e 20 % de torque, para o mancal liso e texturizado. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.34.

Diferente dos demais casos comentados, a região texturizada está em uma região de alta pressão hidrodinâmica. De maneira análoga a observada na condição anteriormente comentada, pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.33(c) e 4.25(d), e nos perfis mostrados na Fig. 4.34(a) que a presença das texturas superficiais também alterou a distribuição da pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central. Comparando este caso com o caso simulado sob as mesmas condições, porém com texturas em forma de *chevron*, houve redução no pico de pressão em 2,40 %. Em relação a EMFL, houve aumento de 0,56 %.

Analisando-se aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.33(e) e 4.33(f), e nos perfis mostrados na Fig. 4.34(c), de forma análoga a previamente comentada, pode-se observar que houve adiantamento da região cavitada, em relação a superfície não texturizada que é refletido e observado nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas, reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado, em relação ao mancal liso. Na Fig. 4.34(d), é possível observar que na região texturizada, houve acentuada redução na tensão cisalhante, porém devido a localização da textura, parte delas ficaram localizadas em uma região de alta pressão hidrodinâmica, resultando em um aumento localizado na tensão de cisalhamento hidrodinâmico também conforme observado para condição anteriormente discutida. Além disso, também pode ser observado que a presença de texturas alterou as regiões com maiores valores de tensão de cisalhamento hidrodinâmico, que para condição lisa estavam concentradas nas extremidades axial do mancal, que eram as regiões onde o contato entre asperezas predominava. Com isso, as texturas foram responsáveis por reduzir o cisalhamento hidrodinâmico e alterar a região de predominância.

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.33(i) e 4.33(j), a texturização superficial conseguiu reduzir o contato entre as superfícies e mudar a região efetiva onde

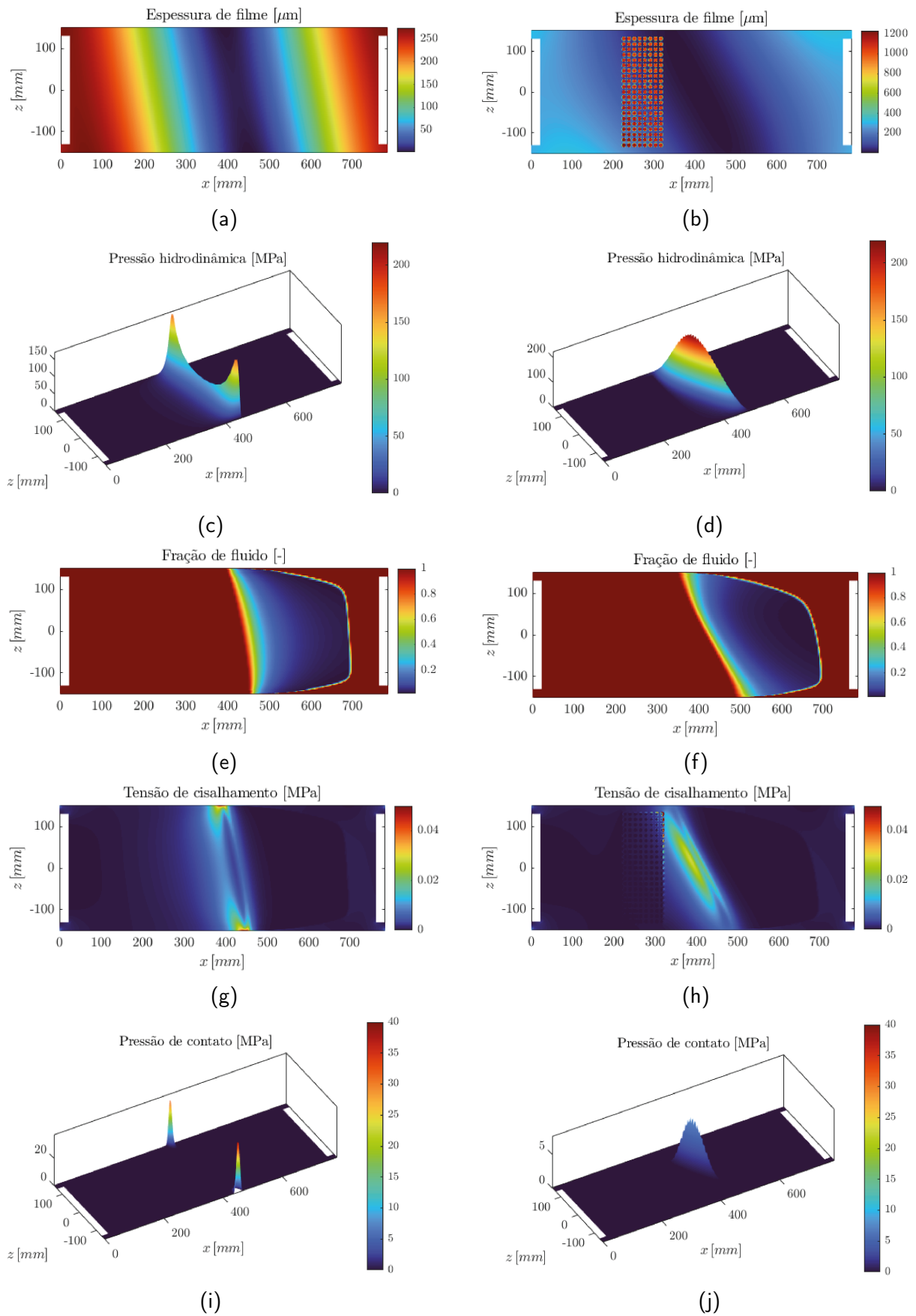


Figura 4.33 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *dimple* na posição $\theta_b = 101^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

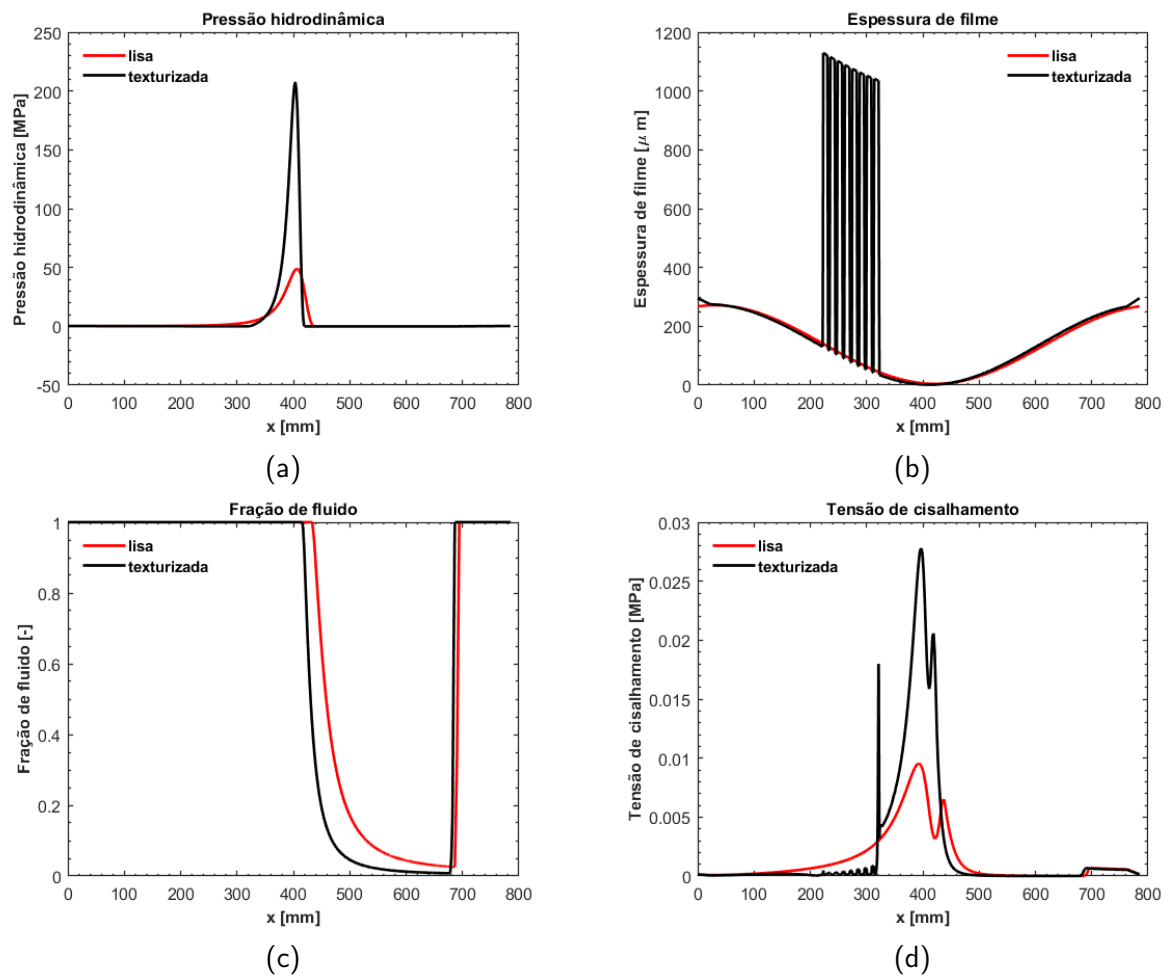


Figura 4.34 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=3^\circ$, $h_w = 0,8$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *dimple* na posição $\theta_b = 101^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

ocorreu, reduzindo o pico de pressão de contato em 20,03 %. Como para esta configuração de texturas superficiais, houve aumento na EMFL, foi observado redução no pico de pressão de contato de 3,13 %, quando comparada a condição com texturas do tipo *chevron*, na posição $\theta_b=78^\circ$.

Na Fig. 4.35 são apresentados os campos para condição $\beta = 7^\circ$ e 20 % de torque, para o mancal liso e texturizado. Para auxiliar a discussão dos resultados, foram extraídos perfis dos campos para $z = 0$ mm, mostrados na Fig. 4.36.

De maneira análoga a observada nas condições anteriormente comentadas, pode-se observar nos campos de pressão hidrodinâmica das Figs.4.35(c) e 4.35(d), e nos perfis mostra-

dos na Fig. 4.36(a) que a presença das texturas superficiais também alterou a distribuição da pressão hidrodinâmica, que para condição lisa apresentava pressões elevadas nas extremidades axial do mancal, enquanto que com texturas, apresenta máxima pressão na região central. Como a textura está mais próxima a região de alimentação, sua influência na distribuição de pressão hidrodinâmica foi menor, reduzindo o pico de pressão hidrodinâmica em 21,82 % quando comparado ao caso anteriormente comentado, com a textura do tipo *dimple*, localizada na posição $\theta_b=78^\circ$. Mesmo com a menor pressão hidrodinâmica, quando se comparam os dois casos, houve aumento na espessura de filme lubrificante de 10,64 %. Este é um parâmetro fundamental no projeto de mancais, pois maiores espessuras de filme lubrificante tendem a reduzir a ocorrência do contato entre asperezas, favorecendo assim a vida útil do mancal, já que reduzindo o contato entre as superfícies.

Em relação aos campos de fração de filme lubrificante, mostrados nas Figs. 4.35(e) e 4.35(f), e nos perfis mostrados na Fig. 4.36(c), de forma análoga a previamente comentada, pode-se observar que houve adiantamento da região cavitada, em relação a superfície não texturizada que é refletido e observado nos campos de tensão de cisalhamento hidrodinâmico. Maiores regiões cavitadas, reduzem a tensão de cisalhamento hidrodinâmico e favorecem a redução das perdas viscosas, justificando o melhor desempenho do mancal texturizado, em relação ao mancal liso. Como houve redução da pressão hidrodinâmica, quando comparado ao caso de textura em formato de *dimple* na posição $\theta_b=78^\circ$, a região cavitada foi levemente reduzida. Na Fig. 4.36(d), é possível observar que na região texturizada, houve acentuada redução na tensão cisalhante, também conforme observado para condição anteriormente discutida, porém devido à maior carga a qual o sistema está submetido, este comportamento ficou mais evidente. Ao se comparar este caso com a condição de textura em formato de *dimple* na posição $\theta_b=78^\circ$, percebe-se que devido a mudança de posição da textura, a região com redução na tensão cisalhante foi alterada, mudando o perfil e magnitude do campo.

Em relação à pressão de contato, mostrada nas Figs. 4.35(i) e 4.35(j), a texturização superficial conseguiu eliminar o contato entre as superfícies, conforme também observado para condição de texturas em formato de *dimple* na posição $\theta_b=78^\circ$. Com isso, pode-se esperar que haverá redução no desgaste das partes e consequentemente prolongamento de vida

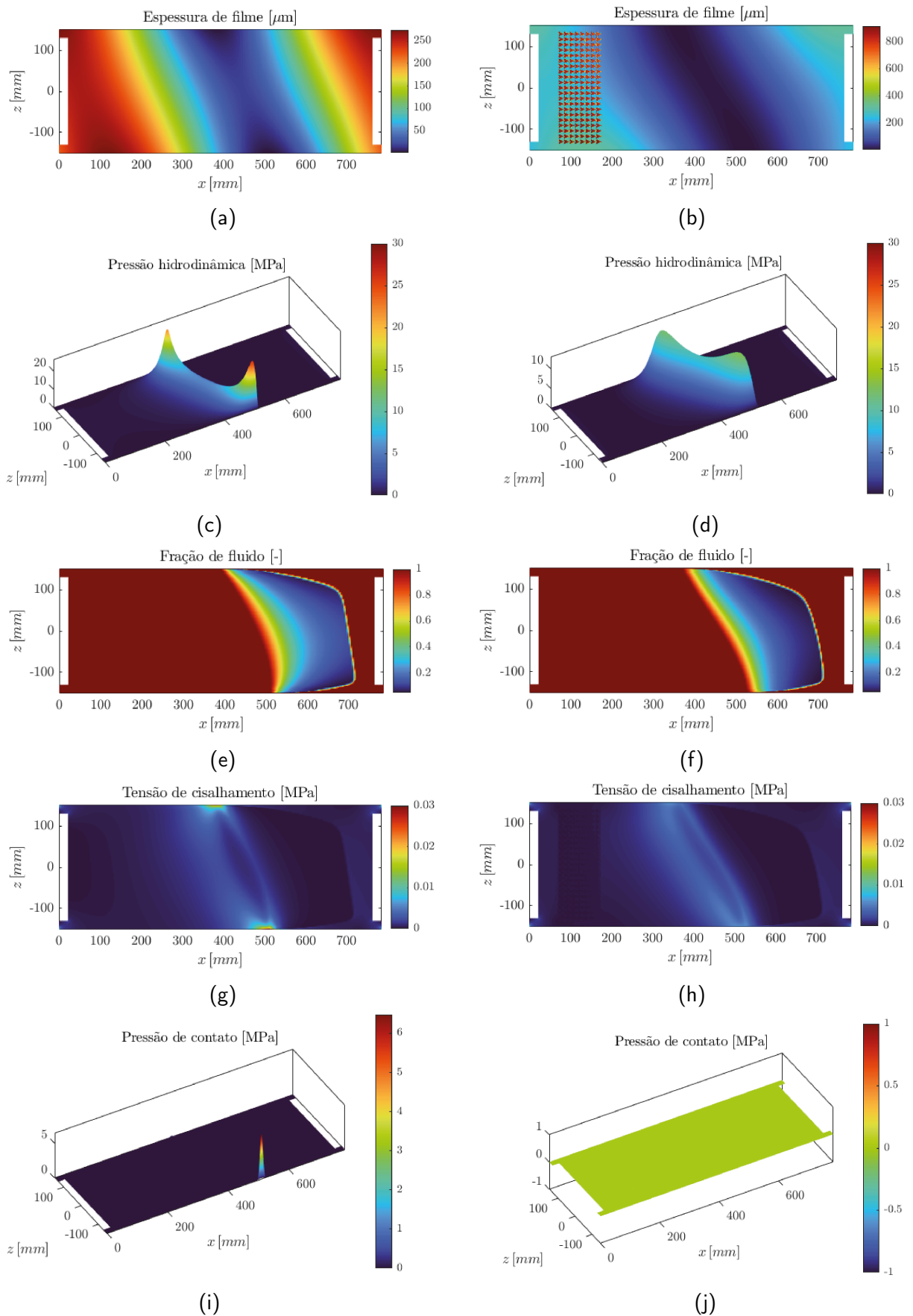


Figura 4.35 Campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico e pressão de contato para ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 20 % de torque para superfície lisa e texturizada com o formato de *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: superfície lisa (a), (c), (e), (g) e (i); superfície texturizada (b), (d), (f), (h) e (j)

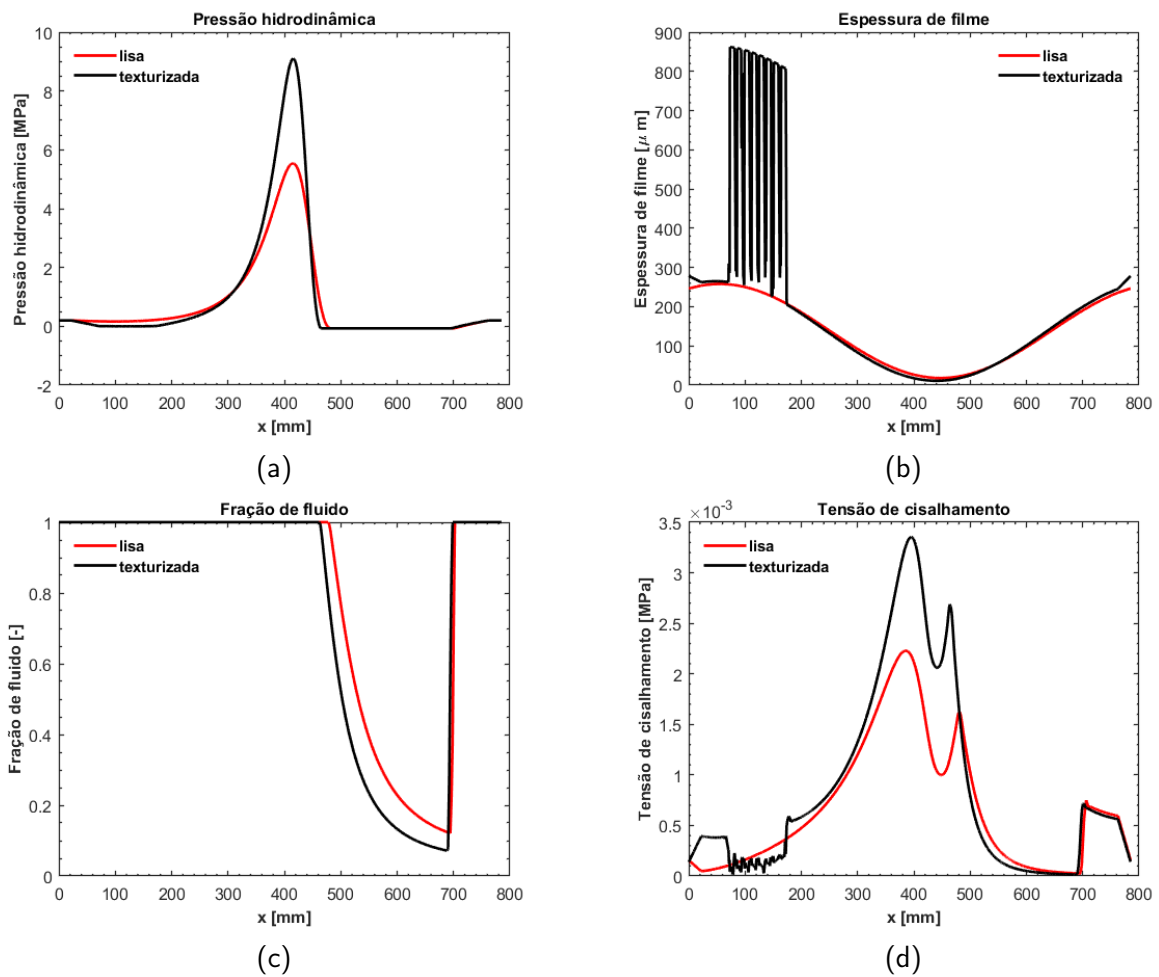


Figura 4.36 Perfis dos campos de pressão hidrodinâmica, espessura de filme lubrificante, fração de filme lubrificante e tensão de cisalhamento hidrodinâmico para condição $\beta=7^\circ$, $h_w = 1,0$ e 100 % de torque, comparando superfície lisa e texturizada com o formato *chevron* na posição $\theta_b = 33^\circ$: (a) pressão hidrodinâmica; (b) espessura de filme; (c) fração de filme lubrificante e (d) tensão de cisalhamento hidrodinâmico

útil do mancal, com maiores intervalos entre paradas para manutenções, tornando o sistema economicamente mais eficiente e viável.

É possível perceber que o *crowning* possui grande influência para condições que envolvam desalinhamento. Em relação às texturas superficiais, tanto a posição da textura quanto a geometria da geometria são fundamentais para se avaliar sua aplicação, porém devido às severas condições de aplicação (alta carga e baixa velocidade de deslizamento), a profundidade da textura não se mostrou um parâmetro relevante e variações estatisticamente relevantes. Com exceção do caso de 100 % de torque e ângulo de hélice $\beta=7^\circ$, pôde-se notar que a texturização pode ter tanto aplicação voltada para eficiência energética, reduzindo a

potência dissipada, quanto aplicação voltada para vida útil do mancal, aumentando a EMFL e conseqüentemente reduzindo o contato entre asperezas.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES

A metodologia de solução empregada permite a utilização de malhas não-estruturadas, o que confere grande flexibilidade para a solução de problemas de lubrificação com texturas superficiais devido a possibilidade do refinamento local da malha em torno das texturas.

De forma geral, com base nos resultados discutidos nesse trabalho, é possível concluir que *crowning* é uma alteração topográfica que influencia de forma significativa o desempenho de superfícies em contato, com desalinhamento. Em relação à aplicação de texturas superficiais em mancais de deslizamento radiais, submetidos a altas cargas e baixas velocidades de deslizamento, foi possível observar que a posição e geometria são características fundamentais para se avaliar a viabilidade de sua utilização.

Também é possível perceber que a metodologia abordada foi sensível às alterações topográficas impostas tanto pelo *crowning*, quanto pela texturização superficial, obtendo-se resultados coerentes com os encontrados na literatura.

Com relação ao perfil de *crowning*, concluiu-se que:

- Quanto menor o valor do fator multiplicador do *crowning* (k), mais acentuado será o abaulamento e conseqüentemente, maior o desvio nas extremidades;
- A potência dissipada por ação viscosa, para a condição de 20 % de torque, diminui conforme k aumenta, ao contrário do que pode ser observado para a condição de 100

% de torque, que alcança valor mínimo para $k = 10\ 000$.

- Para o caso com 20% de torque, foi possível remover o contato, encontrando um valor ótimo de $k = 3\ 000$;
- Para o caso com 100% de torque, não foi possível remover o contato, porém pôde-se encontrar um valor ótimo de $k = 3\ 000$, que apresentou o menor valor de $P_b = 30,07$ W, com redução de 15,42% potência dissipada pelo contato de asperezas;
- Para ambas condições de torque, o fator multiplicador $k = 3\ 000$ apresentou melhor desempenho, reduzindo potência dissipada e contato.

Com relação a texturização superficial, concluiu-se que:

- Para as condições de carga e velocidade de deslizamento, tanto a geometria quanto razão de aspecto não se mostraram como fatores relevantes no desempenho do mancal;
- Para condições de alta carga e baixa velocidade de deslizamento, texturas posicionadas na primeira metade do mancal, apresentam melhor desempenho em relação a potência dissipada e aumento na espessura de filme lubrificante;
- A melhor configuração de texturas superficiais, depende do objetivo da aplicação, podendo ser aplicado tanto para melhora de eficiência energética, quanto aumento de vida do elemento mecânico. Redução na potência dissipada melhora a eficiência do elemento mecânico, reduzindo suas perdas de energia enquanto o aumento da vida é um aspecto fundamental ao se avaliar manutenção e parada de equipamento;
- Em relação a eficiência energética, para $\beta = 3^\circ$, a posição ideal da textura é em $\theta = 78^\circ$ para ambas condições de torque de entrada. Para $\beta = 7^\circ$, a posição ideal da textura para 20 % de torque é em $\theta = 78^\circ$ e para 100 % de torque é em $\theta = 33^\circ$;
- Em relação a melhorar vida do mancal, para $\beta = 3^\circ$, a posição ideal da textura para 20 % de torque é em $\theta = 33^\circ$ e para 100 % de torque é em $\theta = 101^\circ$. Para $\beta = 7^\circ$, a posição ideal da textura é em $\theta = 78^\circ$.

CAPÍTULO VI

TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se como trabalhos futuros:

- Avaliar a influência de texturas inclinadas no desempenho de sistemas com desalinhamento, devido ao desalinhamento, cuja região crítica;
- Avaliar a influência de razões de aspecto maiores, buscando verificar se para altos carregamentos e baixas rotações a razão de aspecto pode influenciar o desempenho do sistema;
- Avaliar o desgaste proveniente do contato entre as superfícies, identificando assim como a alteração da geometria de contato proveniente do desgaste afeta o desempenho de mancais com desalinhamento;
- Avaliar modelos de contato que sejam capazes de melhorar a modelagem do problema, buscando melhorar a modelagem nas regiões críticas de contato;
- Propor modelo térmico local e avaliar os campos de temperatura no sistema, analisando a influência da temperatura no desempenho de um sistema submetido a altas cargas e desalinhamento, com baixas velocidades de rotação;

- Investigar a eficácia de superfícies que combinem texturização superficial e revestimentos antidesgaste, como por exemplo *Diamond Like Carbon* (DLC), buscando analisar se a redução de cisalhamento proveniente do revestimento, pode melhorar o desempenho do sistema texturizado;
- Estudar outros padrões geométricos de texturas superficiais, realizando uma análise sistemática sobre o tema e identificando se para condições ensaiadas, existem padrões que podem melhorar o desempenho do sistema.

CAPÍTULO VII

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ALLEN, Q.; RAEYMAEKERS, B. The effect of texture floor profile on the lubricant film thickness in a textured hard-on-soft bearing with relevance to prosthetic hip implants. **Journal of Tribology**, American Society of Mechanical Engineers, v. 143, n. 2, p. 021801, 2021. <https://doi.org/10.1115/1.4047753>.
- BAI, H.; ZHU, C.; ZHOU, Y.; CHEN, X.; FENG, H.; YE, W. Study on tooth interior fatigue fracture failure of wind turbine gears. **Metals**, MDPI, v. 10, n. 11, p. 1497, 2020. <https://doi.org/10.3390/met10111497>.
- BERTHE, D.; GODET, M. A more general form of reynolds equation–application to rough surfaces. **Wear**, Elsevier, v. 27, n. 3, p. 345–357, 1974. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(74\)90119-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(74)90119-7).
- BHUSHAN, B. Analysis of the real area of contact between a polymeric magnetic medium and a rigid surface. **Journal of Tribology**, v. 106, n. 1, p. 26–34, 01 1984. ISSN 0742-4787. <https://doi.org/10.1115/1.3260862>.
- BHUSHAN, B. Biomimetics: lessons from nature—an overview. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, The Royal Society London, v. 367, n. 1893, p. 1445–1486, 2009. <https://doi.org/10.1098/rsta.2009.0011>.
- BLATTER, A.; MAILLAT, M.; PIMENOV, S.; SHAFEEV, G.; SIMAKIN, A.; LOUBNIN, E. Lubricated sliding performance of laser-patterned sapphire. **Wear**, Elsevier, v. 232, n. 2, p. 226–230, 1999. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00150-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00150-7).
- BOIDI, G.; TERTULIANO, I.; PROFITO, F.; ROSSI, W. D.; MACHADO, I. Effect of laser surface texturing on friction behaviour in elastohydrodynamically lubricated point contacts

under different sliding-rolling conditions. **Tribology International**, Elsevier, v. 149, p. 105613, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.021>.

BORGHI, A.; GUALTIERI, E.; MARCHETTO, D.; MORETTI, L.; VALERI, S. Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications. **Wear**, Elsevier, v. 265, n. 7-8, p. 1046–1051, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.02.011>.

BRAUN, D.; GREINER, C.; SCHNEIDER, J.; GUMBSCH, P. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication. **Tribology international**, Elsevier, v. 77, p. 142–147, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.04.012>.

BRAUN, M.; HANNON, W. Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: a review. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 224, n. 9, p. 839–863, 2010. <https://doi.org/10.1243/13506501JET772>.

BRIZMER, V.; KLIGERMAN, Y. A laser surface textured journal bearing. **Journal of Tribology**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 134, n. 3, 2012. <https://doi.org/10.1115/1.4006511>.

CODRIGNANI, A.; SAVIO, D.; PASTEWKA, L.; FROHNAPFEL, B.; OSTAYEN, R. van. Optimization of surface textures in hydrodynamic lubrication through the adjoint method. **Tribology International**, Elsevier, v. 148, p. 106352, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106352>.

COSTA, H.; HUTCHINGS, I. Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions. **Tribology International**, Elsevier, v. 40, n. 8, p. 1227–1238, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2007.01.014>.

COSTA, H.; HUTCHINGS, I. M. Some innovative surface texturing techniques for tribological purposes. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 229, n. 4, p. 429–448, 2015. <https://doi.org/10.1177/1350650114539936>.

DAVIES, R. Cavitation in real liquids (proceedings of the symposium on cavitation in real liquids). Elsevier Publishing Company, 1964.

DEAN, B.; BHUSHAN, B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review. **Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, The Royal Society Publishing, v. 368, n. 1929, p. 4775–4806, 2010. <https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0201>.

DOWSON, D. A generalized reynolds equation for fluid-film lubrication. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elsevier, v. 4, n. 2, p. 159–170, 1962. [https://doi.org/10.1016/S0020-7403\(62\)80038-1](https://doi.org/10.1016/S0020-7403(62)80038-1).

EL-SHERBINY, M.; NEWCOMB, T. et al. Numerical simulation of the engagement characteristics of a wet clutch. In: **Proceedings from Institute of Mechanical Engineers Conference C**. [S.l.: s.n.], 1977. v. 63, p. 85.

ELROD, H. G. A cavitation algorithm. Citeseer, 1981.

<https://doi.org/10.1115/1.3251669>.

ERDEMIR, A. Review of engineered tribological interfaces for improved boundary lubrication. **Tribology International**, Elsevier, v. 38, n. 3, p. 249–256, 2005.

<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.08.008>.

ETSION, I. State of the art in laser surface texturing. **J. Trib.**, v. 127, n. 1, p. 248–253, 2005. <https://doi.org/10.1115/1.1828070>.

ETSION, I.; BURSTEIN, L. A model for mechanical seals with regular microsurface structure. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 39, n. 3, p. 677–683, 1996.

<https://doi.org/10.1080/10402009608983582>.

ETSION, I.; HALPERIN, G. A Laser Surface Textured Hydrostatic Mechanical Seal. **Tribology Transactions**, v. 45, n. 3, p. 430–434, jan 2002. ISSN 1040-2004.

<https://doi.org/10.1080/10402000208982570>.

FLOBERG, L. Cavitation boundary conditions with regard to the number of streamers and tensile strength of the liquid. **Cavitation and related phenomena in lubrication**, p. 31–36, 1974.

FOWELL, M.; OLVER, A.; GOSMAN, A.; SPIKES, H.; PEGG, I. Entrainment and inlet suction: two mechanisms of hydrodynamic lubrication in textured bearings. 2007.

<https://doi.org/10.1115/IJTC2006-12323>.

FRENE, J.; NICOLAS, D.; DEGUEURCE, B.; BERTHE, D.; GODET, M. **Hydrodynamic lubrication: bearings and thrust bearings**. [S.l.]: Elsevier, 1997.

FURUKAWA, K.; OCHIAI, M.; HASHIMOTO, H.; KOTANI, S. Bearing characteristic of journal bearing applied biomimetics. **Tribology International**, Elsevier, v. 150, p. 106345, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106345>.

GACHOT, C.; ROSENKRANZ, A.; HSU, S.; COSTA, H. A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement. **Wear**, Elsevier, v. 372, p. 21–41, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.11.020>.

GACHOT, C.; ROSENKRANZ, A.; REINERT, L.; RAMOS-MOORE, E.; SOUZA, N.; MÜSER, M. H.; MÜCKLICH, F. Dry friction between laser-patterned surfaces: role of alignment, structural wavelength and surface chemistry. **Tribology letters**, Springer, v. 49, n. 1, p. 193–202, 2013. <https://doi.org/10.1007/s11249-012-0057-y>.

GREENWOOD, J. A.; TRIPP, J. The contact of two nominally flat rough surfaces.

Proceedings of the institution of mechanical engineers, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 185, n. 1, p. 625–633, 1970.

https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1970_185_069_02.

GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. P. Contact of nominally flat surfaces.

Proceedings of the royal society of London. Series A. Mathematical and physical sciences, The Royal Society London, v. 295, n. 1442, p. 300–319, 1966.

<https://doi.org/10.1098/rspa.1966.0242>.

- GROPPER, D.; WANG, L.; HARVEY, T. J. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: a review of modeling techniques and key findings. **Tribology International**, Elsevier, v. 94, p. 509–529, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.10.009>.
- GU, C.; MENG, X.; WANG, S.; DING, X. Modeling a hydrodynamic bearing with provision for misalignments and textures. **Journal of Tribology**, American Society of Mechanical Engineers, v. 142, n. 4, p. 041801, 2020. <https://doi.org/10.1115/1.4045453>.
- GUIYUE, K.; XINGHU, L.; YAN, W.; MOUYOU, L.; KANRAN, Z.; MINGFEI, M. Parameter study and shape optimisation of a generalised ellipse dimple-textured face seal. **Lubrication Science**, v. 32, n. 1, p. 10–20, jan 2020. ISSN 0954-0075. <https://doi.org/10.1002/lis.1481>.
- HAGEMANN, T.; DING, H.; RADTKE, E.; SCHWARZE, H. Operating behavior of sliding planet gear bearings for wind turbine gearbox applications—part i: Basic relations. **Lubricants**, MDPI, v. 9, n. 10, p. 97, 2021. <https://doi.org/10.3390/lubricants9100097>.
- HAMILTON, D.; WALOWIT, J. Allen c ma theory of lubrication by microasperities. **ASME J Basic Eng**, v. 88, n. 1, p. 177–185, 1966. <https://doi.org/10.1115/1.3645799>.
- HAMROCK, B. J.; SCHMID, B. J.; JACOBSON, B. O. **Fundamentals of fluid film lubrication**. CRC press, 2004. v. 169. <https://doi.org/10.1201/9780203021187>.
- HE, T.; WANG, J.; WANG, Z.; ZHU, D. Simulation of plasto-elastohydrodynamic lubrication in line contacts of infinite and finite length. **Journal of Tribology**, American Society of Mechanical Engineers, v. 137, n. 4, p. 041505, 2015. <https://doi.org/10.1115/1.4030690>.
- HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A. Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. **Friction**, Springer, v. 5, n. 3, p. 263–284, 2017. <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0183-5>.
- HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A. The impact of tribology on energy use and co2 emission globally and in combustion engine and electric cars. **Tribology International**, Elsevier, v. 135, p. 389–396, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.024>.
- HOU, Q.; YANG, X.; CHENG, J.; WANG, S.; DUAN, D.; XIAO, J.; LI, W. Optimization of performance parameters and mechanism of bionic texture on friction surface. **Coatings**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 10, n. 2, p. 171, 2020. <https://doi.org/10.3390/coatings10020171>.
- HU, T.; HU, L.; DING, Q. The effect of laser surface texturing on the tribological behavior of ti-6al-4v. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 226, n. 10, p. 854–863, 2012. <https://doi.org/10.1177/1350650112450801>.
- HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. **Tribology: friction and wear of engineering materials**. Butterworth-heinemann, 2017. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100910-9.00003-9>.

- IRONS, B. M.; TUCK, R. C. A version of the aitken accelerator for computer iteration. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, Wiley Online Library, v. 1, n. 3, p. 275–277, 1969. <https://doi.org/10.1002/nme.1620010306>.
- ITO, S.; TAKAHASHI, K.; SASAKI, S. Generation mechanism of friction anisotropy by surface texturing under boundary lubrication. **Tribology International**, Elsevier, v. 149, p. 105598, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.006>.
- JOHNSTON, M. T.; KING, W. P.; EWOLDT, R. H. Shear stress characteristics of microtextured surfaces in gap-controlled hydrodynamic lubrication. **Tribology International**, Elsevier, v. 82, p. 123–132, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.10.005>.
- JOST, P. et al. Lubrication (tribology)—a report on the present position and industry's needs. **Department of Education and Science, HM Stationary Oce, London, UK**, 1966.
- KAWASEGI, N.; SUGIMORI, H.; MORIMOTO, H.; MORITA, N.; HORI, I. Development of cutting tools with microscale and nanoscale textures to improve frictional behavior. **Precision Engineering**, Elsevier, v. 33, n. 3, p. 248–254, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2008.07.005>.
- KHAEMBA, D. N.; AZAM, A.; SEE, T.; NEVILLE, A.; SALEHI, F. M. Understanding the role of surface textures in improving the performance of boundary additives, part i: Experimental. **Tribology International**, Elsevier, v. 146, p. 106243, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106243>.
- KHONSARI, M. M.; BOOSER, E. R. **Applied tribology: bearing design and lubrication**. John Wiley & Sons, 2017. <https://doi.org/10.1002/9781118700280>.
- KOVALCHENKO, A.; AJAYI, O.; ERDEMIR, A.; FENSKE, G.; ETSION, I. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 47, n. 2, p. 299–307, 2004. <https://doi.org/10.1080/05698190490440902>.
- KOVALCHENKO, A.; AJAYI, O.; ERDEMIR, A.; FENSKE, G. Friction and wear behavior of laser textured surface under lubricated initial point contact. **Wear**, Elsevier, v. 271, n. 9-10, p. 1719–1725, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.12.049>.
- KRAMER, O. Genetic algorithms. In: **Genetic algorithm essentials**. Springer, 2017. p. 11–19. https://doi.org/10.1007/978-3-319-52156-5_2.
- KÜTTLER, U.; WALL, W. A. Fixed-point fluid–structure interaction solvers with dynamic relaxation. **Computational mechanics**, Springer, v. 43, n. 1, p. 61–72, 2008. <https://doi.org/10.1007/s00466-008-0255-5>.
- LEARY, W.; JOVELLANOS, J. **A study of piston and ring friction**. [S.l.]: National Advisory Committee for Aeronautics, 1944.
- LIVENGOOD, J. C.; WALLOUR, C. **A study of piston-ring friction**. [S.l.], 1947.
- LU, X.; KHONSARI, M. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings. **Tribology letters**, Springer, v. 27, n. 2, p. 169–176, 2007. <https://doi.org/10.1007/s11249-007-9217-x>.

MANSER, B.; BELAIDI, I.; HAMRANI, A.; KHELLADI, S.; BAKIR, F. Performance of hydrodynamic journal bearing under the combined influence of textured surface and journal misalignment: A numerical survey. **Comptes Rendus Mécanique**, Elsevier, v. 347, n. 2, p. 141–165, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2018.11.002>.

MARIAN, V.; KILIAN, M.; SCHOLZ, W. Theoretical and experimental analysis of a partially textured thrust bearing with square dimples. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 221, n. 7, p. 771–778, 2007. <https://doi.org/10.1243/13506501JET292>.

MCCOOL, J. I. Comparison of models for the contact of rough surfaces. **Wear**, Elsevier, v. 107, n. 1, p. 37–60, 1986. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(86\)90045-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(86)90045-1).

MENG, F.; ZHANG, L.; LIU, Y.; LI, T. Effect of compound dimple on tribological performances of journal bearing. **Tribology International**, Elsevier, v. 91, p. 99–110, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.06.030>.

MORRIS, N.; LEIGHTON, M.; CRUZ, M. De la; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H.; HOWELL-SMITH, S. Combined numerical and experimental investigation of the micro-hydrodynamics of chevron-based textured patterns influencing conjunctive friction of sliding contacts. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 229, n. 4, p. 316–335, 2015. <https://doi.org/10.1177/1350650114559996>.

MORRIS, N.; RAHMANI, R.; RAHNEJAT, H.; KING, P.; HOWELL-SMITH, S. A numerical model to study the role of surface textures at top dead center reversal in the piston ring to cylinder liner contact. **Journal of Tribology**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 138, n. 2, 2016. <https://doi.org/10.1115/1.4031780>.

NAJJARI, M.; GUILBAULT, R. Edge contact effect on thermal elastohydrodynamic lubrication of finite contact lines. **Tribology International**, Elsevier, v. 71, p. 50–61, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.11.005>.

NANBU, T.; REN, N.; YASUDA, Y.; ZHU, D.; WANG, Q. J. Micro-textures in concentrated conformal-contact lubrication: Effects of texture bottom shape and surface relative motion. **Tribology Letters**, v. 29, n. 3, p. 241–252, 2008. ISSN 10238883. <https://doi.org/10.1007/s11249-008-9302-9>.

OLVER, A.; FOWELL, M.; SPIKES, H.; PEGG, I. 'inlet suction', a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 220, n. 2, p. 105–108, 2006. <https://doi.org/10.1243/13506501JET168>.

PETTERSSON, U.; JACOBSON, S. Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts. **Tribology international**, Elsevier, v. 36, n. 11, p. 857–864, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(03\)00104-X](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00104-X).

PROFITO, F.; VLADESCU, S.; REDDYHOFF, T.; DINI, D. Experimental validation of a mixed-lubrication regime model for textured piston-ring-liner contacts. In:

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. 2017.
<https://doi.org/10.1520/MPC20160019>.

PROFITO, F. J. **Modelagem Unidimensional do regime misto de lubrificação aplicada a superfícies texturizadas**. 192 p., Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2010.

PROFITO, F. J.

On the development of advanced techniques for mixed-elastohydrodynamic lubrication modelling of journal and sliding bearing systems, Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, 2015.

PROFITO, F. J.; GIACOPINI, M.; ZACHARIADIS, D. C.; DINI, D. A general finite volume method for the solution of the reynolds lubrication equation with a mass-conserving cavitation model. **Tribology Letters**, Springer, v. 60, n. 1, p. 1–21, 2015.
<https://doi.org/10.1007/s11249-015-0588-0>.

PROFITO, F. J.; VLĂDESCU, 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**, Elsevier, v. 113, p. 125–136, 2017.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.003>.

PRÖLSS, M.; SCHWARZE, H.; HAGEMANN, T.; ZEMELLA, P.; WINKING, P. Theoretical and experimental investigations on transient run-up procedures of journal bearings including mixed friction conditions. **Lubricants**, MDPI, v. 6, n. 4, p. 105, 2018.
<https://doi.org/10.3390/lubricants6040105>.

PUTIGNANO, C.; PARENTE, G.; PROFITO, F. J.; GAUDIUSO, C.; ANCONA, A.; CARBONE, G. Laser microtextured surfaces for friction reduction: Does the pattern matter? **Materials**, MDPI, v. 13, n. 21, p. 4915, 2020.
<https://doi.org/10.3390/ma13214915>.

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. **Phil. Trans. Roy. Soc.**, v. 1, p. 157, 1885. <https://doi.org/10.1098/rstl.1886.0005>.

RODRIGUES, T. A.; ARENCIBIA, R. V.; COSTA, H.; SILVA, W. da. Roughness analysis of electrochemically textured surfaces: effects on friction and wear of lubricated contacts. **Surface Topography: Metrology and Properties**, IOP Publishing, v. 8, n. 2, p. 024011, 2020. <https://doi.org/10.1088/2051-672X/ab96da>.

ROSENKRANZ, A.; COSTA, H. L.; PROFITO, F.; GACHOT, C.; MEDINA, S.; DINI, D. Influence of surface texturing on hydrodynamic friction in plane converging bearings-an experimental and numerical approach. **Tribology International**, Elsevier, v. 134, p. 190–204, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.01.042>.

ROSENKRANZ, A.; GRÜTZMACHER, P. G.; MURZYN, K.; MATHIEU, C.; MÜCKLICH, F. Multi-scale surface patterning to tune friction under mixed lubricated conditions. **Applied Nanoscience**, Springer, v. 11, n. 3, p. 751–762, 2021.
<https://doi.org/10.1007/s13204-019-01055-9>.

- ROSENKRANZ, A.; HEIB, T.; GACHOT, C.; MÜCKLICH, F. Oil film lifetime and wear particle analysis of laser-patterned stainless steel surfaces. **Wear**, Elsevier, v. 334, p. 1–12, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.04.006>.
- SAKA, N.; TIAN, H.; SUH, N. P. Boundary lubrication of undulated metal surfaces at elevated temperatures. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 32, n. 3, p. 389–395, 1989. <https://doi.org/10.1080/10402008908981904>.
- SCHNEIDER, J.; BRAUN, D.; GREINER, C. Laser textured surfaces for mixed lubrication: Influence of aspect ratio, textured area and dimple arrangement. **Lubricants**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 5, n. 3, p. 32, 2017. <https://doi.org/10.3390/lubricants5030032>.
- SCHUH, J. K.; EWOLDT, R. H. Asymmetric surface textures decrease friction with newtonian fluids in full film lubricated sliding contact. **Tribology International**, Elsevier, v. 97, p. 490–498, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.016>.
- SHEN, C.; KHONSARI, M. Effect of dimple's internal structure on hydrodynamic lubrication. **Tribology Letters**, Springer, v. 52, n. 3, p. 415–430, 2013. <https://doi.org/10.1007/s11249-013-0225-8>.
- SHEN, Y.; LIU, X.; LI, D.; LI, Z. A method for grinding face gear of double crowned tooth geometry on a multi-axis cnc machine. **Mechanism and Machine Theory**, Elsevier, v. 121, p. 460–474, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.007>.
- SILVA, W. D.; SUAREZ, M.; MACHADO, A.; COSTA, H. Effect of laser surface modification on the micro-abrasive wear resistance of coated cemented carbide tools. **Wear**, Elsevier, v. 302, n. 1-2, p. 1230–1240, 2013.
- SINGH, A.; SUH, K.-Y. Biomimetic patterned surfaces for controllable friction in micro-and nanoscale devices. **Micro and Nano Systems Letters**, SpringerOpen, v. 1, n. 1, p. 1–11, 2013. <https://doi.org/10.1186/2213-9621-1-6>.
- SONG, X.; WU, W. The effect of journal misalignment on the lubrication performance of partially textured journal bearing with elastic deformation. In: IOP PUBLISHING. **Journal of Physics: Conference Series**. 2020. v. 1549, n. 3, p. 032070. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1549/3/032070>.
- STACHOWIAK, G.; BATCHELOR, A. W. **Engineering tribology**. [S.l.]: Butterworth-heinemann, 2013.
- TALA-IGHIL, N.; FILLON, M. A numerical investigation of both thermal and texturing surface effects on the journal bearings static characteristics. **Tribology International**, Elsevier, v. 90, p. 228–239, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.02.032>.
- TALA-IGHIL, N.; FILLON, M.; MASPEYROT, P. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing. **Tribology international**, Elsevier, v. 44, n. 3, p. 211–219, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.10.003>.
- TAYLOR, E. **A Method for Studying Piston Friction**. [S.l.], 1943.

TIAN, H.; SAKA, N.; SUH, N. P. Boundary lubrication studies on undulated titanium surfaces. **Tribology Transactions**, Taylor & Francis, v. 32, n. 3, p. 289–296, 1989. <https://doi.org/10.1080/10402008908981891>.

TROAST, D.; SUHLING, F.; JINGUJI, H.; SAHLÉN, G.; WARE, J. A global population genetic study of *pantala flavescens*. **PloS one**, Public Library of Science San Francisco, CA USA, v. 11, n. 3, p. e0148949, 2016. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0148949>.

UEHARA, Y.; WAKUDA, M.; YAMAUCHI, Y.; KANZAKI, S.; SAKAGUCHI, S. Tribological properties of dimpled silicon nitride under oil lubrication. **Journal of the European Ceramic society**, Elsevier, v. 24, n. 2, p. 369–373, 2004. [https://doi.org/10.1016/S0955-2219\(03\)00220-6](https://doi.org/10.1016/S0955-2219(03)00220-6).

VLĂDESCU, S.-C.; 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**, Elsevier, v. 134, p. 317–327, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.009>.

WANG, X.; KATO, K.; ADACHI, K.; AIZAWA, K. Loads carrying capacity map for the surface texture design of sic thrust bearing sliding in water. **Tribology international**, Elsevier, v. 36, n. 3, p. 189–197, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(02\)00145-7](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00145-7).

WOS, S.; KOSZELA, W.; PAWLUS, P. Comparing tribological effects of various chevron-based surface textures under lubricated unidirectional sliding. **Tribology International**, Elsevier, v. 146, p. 106205, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106205>.

WU, Z.; BAO, H.; XING, Y.; LIU, L. Tribological characteristics and advanced processing methods of textured surfaces: a review. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, Springer, p. 1–37, 2021.

WU, Z.; NGUYEN, V.; LE, V.; LE, X.; BUI, V. Design and optimization of textures on the surface of crankpin bearing to improve lubrication efficiency and friction power loss of engine. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, SAGE Publications Sage UK: London, England, p. 1350650120942009, 2020. <https://doi.org/10.1177/1350650120942009>.

WU, Z.; XING, Y.; HUANG, P.; LIU, L. Tribological properties of dimple-textured titanium alloys under dry sliding contact. **Surface and Coatings Technology**, Elsevier, v. 309, p. 21–28, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2016.11.045>.

YIN, B.; LI, X.; FU, Y.; YUN, W. Effect of laser textured dimples on the lubrication performance of cylinder liner in diesel engine. **Lubrication Science**, Wiley Online Library, v. 24, n. 7, p. 293–312, 2012. <https://doi.org/10.1002/ls.1185>.

ZHANG, H.; HUA, M.; DONG, G.-n.; ZHANG, D.-y.; CHIN, K.-S. A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing. **Tribology International**, Elsevier, v. 93, p. 583–592, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.03.027>.

ZHANG, H.; HUA, M.; DONG, G.-z.; ZHANG, D.-y.; CHEN, W.-j.; DONG, G.-n. Optimization of texture shape based on genetic algorithm under unidirectional sliding. **Tribology International**, Elsevier, v. 115, p. 222–232, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.05.017>.

ZHANG, Y.; GUODING, C.; LIN, W. Thermoelastohydrodynamic analysis of misaligned bearings with texture on journal surface under high-speed and heavy-load conditions.

Chinese Journal of Aeronautics, Elsevier, v. 32, n. 5, p. 1331–1342, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.08.005>.

ZHOU, L.; KATO, K.; VURENS, G.; TALKE, F. The effect of slider surface texture on flyability and lubricant migration under near contact conditions. **Tribology international**, Elsevier, v. 36, n. 4-6, p. 269–277, 2003.

[https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(02\)00197-4](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00197-4).

ZHU, D.; WANG, J.; REN, N.; WANG, Q. J. Mixed Elastohydrodynamic Lubrication in Finite Roller Contacts Involving Realistic Geometry and Surface Roughness. **Journal of Tribology**, v. 134, n. 1, p. 011504, 03 2012. ISSN 0742-4787.

<https://doi.org/10.1115/1.4005952>.

ZUMGAHR, K.-H. **Microstructure and wear of materials**. [S.l.]: Elsevier, 1987. v. 10.

CAPÍTULO VIII

APÊNDICES

8.1 APÊNDICE I

A seguir, na Tab. 8.1 são apresentadas os resultados simulados para as condições não texturizadas, em função do torque e ângulo de hélice. Esses valores foram as referências utilizadas para o cálculo das variações percentuais de todos os casos simulados. Elas serão apresentadas na sequência, em função do ângulo de hélice da engrenagem da caixa de multiplicação de velocidades, razão de aspecto e tipo de textura.

Tabela 8.1 Resultados simulados para mancal não texturizado

Torque	β [°]	Q [kg/s]	Pd	MOFT
20 %	3	0,060	68,663	$7,430 \times 10^{-6}$
100 %	3	0,066	444,573	$1,240 \times 10^{-6}$
20 %	7	0,042	75,809	$1,333 \times 10^{-6}$
100 %	7	0,066	187,731	$1,680 \times 10^{-6}$

8.1.1 $\beta = 3^\circ$

8.1.1.1 Razão de aspecto $h_w = 0,6$

Tabela 8.2 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-17,56 %	-16,95 %	-1,77 %	-7,10 %	1,80 %	2,14 %
55	-14,37 %	-14,22 %	-1,98 %	-7,70 %	-0,23 %	2,39 %
78	-11,23 %	-11,98 %	-2,18 %	-8,26 %	-3,81 %	3,44 %
101	-5,93 %	-9,09 %	0,93 %	7,13 %	-20,32 %	4,12 %
115	-1,43 %	-7,04 %	10,02 %	535,58 %	-63,06 %	-46,81 %
128	4,44 %	-3,49 %	2128,90 %	2182,52 %	-91,27 %	-90,63 %
138	7,23 %	-1,79 %	4889,44 %	2574,06 %	-95,09 %	-94,22 %
147	8,72 %	-0,46 %	6362,55 %	2829,30 %	-96,17 %	-93,54 %
156	9,06 %	0,46 %	6949,46 %	2658,91 %	-97,09 %	-95,64 %
165	8,60 %	0,89 %	6692,72 %	2206,37 %	-97,77 %	-97,37 %
170	8,03 %	1,06 %	5664,21 %	1976,75 %	-97,05 %	-97,21 %
174	7,31 %	0,92 %	5845,03 %	1840,79 %	-97,62 %	-97,55 %
183	5,63 %	0,43 %	4855,46 %	1745,26 %	-96,94 %	-94,43 %
193	3,14 %	-0,59 %	2927,88 %	1341,35 %	-94,41 %	-82,95 %
202	1,59 %	-2,60 %	1015,09 %	235,86 %	-89,37 %	-35,07 %
210	0,76 %	-3,09 %	27,78 %	-4,94 %	-63,90 %	4,04 %
225	-26,22 %	-1,14 %	6,08 %	-1,47 %	-5,94 %	0,45 %
239	-25,59 %	-3,02 %	6,17 %	-0,48 %	-1,43 %	0,21 %
261	3,33 %	-2,01 %	3,38 %	-1,04 %	-1,48 %	0,10 %
284	0,83 %	-2,16 %	1,69 %	-1,82 %	-0,53 %	0,11 %

Tabela 8.3 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-17,46 %	-16,89 %	-1,85 %	-7,47 %	1,83 %	2,22 %
55	-14,71 %	-14,54 %	-2,07 %	-8,18 %	-0,16 %	2,50 %
78	-11,50 %	-12,24 %	-2,25 %	-8,60 %	-3,84 %	3,66 %
101	-6,17 %	-9,25 %	1,29 %	7,13 %	-20,63 %	4,07 %
115	-1,49 %	-7,21 %	11,68 %	658,13 %	-64,89 %	-52,72 %
128	4,49 %	-3,54 %	2611,37 %	2627,25 %	-92,02 %	-98,34 %
138	7,36 %	-1,65 %	5312,09 %	5512,58 %	-95,14 %	-99,92 %
147	8,90 %	-0,55 %	7312,82 %	2984,15 %	-96,64 %	-94,90 %
156	9,08 %	2,65 %	7271,07 %	19374,20 %	-97,16 %	-99,92 %
165	8,97 %	2,26 %	7917,34 %	13244,26 %	-98,63 %	-99,92 %
170	8,32 %	0,89 %	6665,86 %	1966,04 %	-98,08 %	-96,98 %
174	7,62 %	1,12 %	6400,81 %	5052,56 %	-97,92 %	-99,92 %
183	6,71 %	0,44 %	5648,03 %	2897,15 %	-97,62 %	-99,92 %
193	4,01 %	-0,58 %	3320,17 %	1547,11 %	-94,93 %	-87,89 %
202	2,12 %	-2,60 %	1259,91 %	344,99 %	-90,34 %	-45,56 %
210	0,41 %	-3,20 %	29,45 %	-5,37 %	-66,26 %	4,23 %
225	2,42 %	-1,14 %	7,15 %	-1,34 %	-0,01 %	0,45 %
239	3,08 %	-3,19 %	6,00 %	-0,32 %	-1,00 %	0,22 %
261	2,92 %	-3,26 %	3,53 %	-0,73 %	-1,66 %	-0,01 %
284	-0,02 %	-6,25 %	1,77 %	-1,59 %	-0,79 %	0,32 %

Tabela 8.4 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-17,41 %	-16,99 %	-1,92 %	-7,73 %	1,28 %	2,16 %
55	-14,23 %	-14,15 %	-2,17 %	-7,70 %	-0,68 %	2,51 %
78	-10,42 %	-11,57 %	-1,96 %	-8,79 %	-5,74 %	4,29 %
101	-4,20 %	-8,21 %	4,55 %	52,07 %	-31,42 %	-3,86 %
115	-0,86 %	-6,55 %	17,26 %	682,83 %	-67,12 %	-53,09 %
128	4,53 %	-3,60 %	2739,24 %	2567,74 %	-92,18 %	-93,06 %
138	7,26 %	-1,93 %	5781,63 %	2995,65 %	-95,38 %	-96,76 %
147	8,82 %	-0,57 %	7815,60 %	3408,85 %	-96,82 %	-96,89 %
156	9,12 %	0,26 %	8496,58 %	3228,01 %	-97,75 %	-98,61 %
165	8,57 %	0,96 %	7464,31 %	5834,50 %	-97,94 %	-99,92 %
170	7,88 %	1,52 %	6925,19 %	3736,24 %	-97,94 %	-99,92 %
174	7,41 %	1,07 %	6566,07 %	3216,09 %	-97,98 %	-99,92 %
183	5,50 %	0,11 %	5270,87 %	2779,32 %	-96,91 %	-99,92 %
193	4,95 %	0,08 %	3463,82 %	1555,98 %	-94,94 %	-85,55 %
202	1,69 %	-3,11 %	1293,45 %	310,51 %	-90,26 %	-40,97 %
210	0,50 %	-3,02 %	30,94 %	-5,08 %	-69,79 %	4,07 %
225	2,19 %	-1,55 %	7,09 %	-1,18 %	0,00 %	0,38 %
239	2,73 %	-3,91 %	6,01 %	0,11 %	-1,05 %	-0,05 %
261	2,44 %	-4,28 %	3,55 %	0,20 %	-1,64 %	-0,32 %
284	-0,98 %	-8,09 %	1,74 %	-1,31 %	-0,81 %	0,31 %

8.1.1.2 Razão de aspecto $h_w = 0,8$ Tabela 8.5 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-18,09 %	-17,47 %	-1,84 %	-6,96 %	1,82 %	2,11 %
55	-14,62 %	-14,42 %	-2,17 %	-8,11 %	-0,10 %	2,47 %
78	-11,22 %	-12,07 %	-2,16 %	-8,88 %	-4,14 %	3,68 %
101	-6,11 %	-9,15 %	0,18 %	5,36 %	-19,82 %	4,33 %
115	-1,60 %	-6,96 %	7,99 %	523,34 %	-61,69 %	-45,82 %
128	4,42 %	-3,50 %	2131,55 %	2166,90 %	-91,28 %	-90,29 %
138	7,21 %	-1,81 %	4933,09 %	2571,86 %	-95,13 %	-94,22 %
147	8,71 %	-0,49 %	6358,98 %	2825,19 %	-96,16 %	-93,49 %
156	9,07 %	0,43 %	6986,82 %	2686,67 %	-97,12 %	-95,63 %
165	8,60 %	0,72 %	6697,96 %	2325,74 %	-97,77 %	-97,28 %
170	7,86 %	1,04 %	5606,23 %	2051,12 %	-96,93 %	-97,31 %
174	7,34 %	0,97 %	5803,11 %	1900,19 %	-97,58 %	-97,49 %
183	5,63 %	0,40 %	4854,28 %	1755,89 %	-96,94 %	-94,43 %
193	3,15 %	-0,63 %	2931,03 %	1353,56 %	-94,40 %	-83,08 %
202	1,55 %	-2,67 %	1018,85 %	238,62 %	-89,37 %	-35,03 %
210	0,70 %	-3,02 %	29,11 %	-5,10 %	-63,72 %	3,96 %
225	-26,29 %	-1,21 %	5,79 %	-1,54 %	-5,91 %	0,46 %
239	-25,66 %	-3,27 %	5,77 %	-0,50 %	-1,46 %	0,23 %
261	2,83 %	-3,39 %	3,07 %	-0,76 %	-1,62 %	-0,01 %
284	-0,27 %	-6,21 %	1,46 %	-1,72 %	-0,73 %	0,30 %

Tabela 8.6 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-18,10 %	-17,51 %	-1,91 %	-7,47 %	1,83 %	2,21 %
55	-14,96 %	-14,74 %	-2,23 %	-7,61 %	-0,10 %	2,36 %
78	-11,57 %	-12,32 %	-2,40 %	-8,89 %	-3,92 %	3,74 %
101	-6,02 %	-9,28 %	1,31 %	7,66 %	-21,19 %	3,94 %
115	-1,49 %	-7,18 %	10,20 %	662,09 %	-64,98 %	-52,98 %
128	4,48 %	-3,56 %	2600,67 %	2653,10 %	-92,02 %	-98,65 %
138	7,33 %	-1,59 %	5330,56 %	5777,44 %	-95,16 %	-99,92 %
147	8,90 %	-0,56 %	7300,77 %	2994,24 %	-96,64 %	-94,90 %
156	9,04 %	2,56 %	7274,67 %	19125,58 %	-97,17 %	-99,92 %
165	9,01 %	2,26 %	7901,62 %	13193,67 %	-98,63 %	-99,92 %
170	8,40 %	1,52 %	6662,82 %	2112,61 %	-98,09 %	-97,17 %
174	7,62 %	1,06 %	6413,32 %	5066,90 %	-97,93 %	-99,92 %
183	6,69 %	0,45 %	5581,72 %	2825,04 %	-97,57 %	-99,92 %
193	3,95 %	-0,53 %	3287,29 %	1515,67 %	-94,92 %	-87,16 %
202	2,12 %	-2,61 %	1257,24 %	387,91 %	-90,34 %	-48,86 %
210	0,37 %	-3,20 %	30,50 %	-5,12 %	-66,27 %	4,24 %
225	2,42 %	-1,08 %	6,93 %	-1,40 %	0,01 %	0,46 %
239	2,97 %	-3,29 %	5,73 %	-0,36 %	-1,02 %	0,22 %
261	5,61 %	-3,73 %	4,08 %	-0,61 %	-0,20 %	-0,05 %
284	5,05 %	-7,45 %	2,05 %	-1,47 %	0,15 %	0,36 %

Tabela 8.7 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-17,71 %	-17,24 %	-2,00 %	-7,00 %	1,34 %	2,03 %
55	-14,33 %	-14,27 %	-2,23 %	-8,43 %	-0,77 %	2,60 %
78	-10,45 %	-11,59 %	-2,07 %	-8,74 %	-5,81 %	4,22 %
101	-4,19 %	-8,23 %	4,43 %	52,11 %	-31,57 %	-3,87 %
115	-0,87 %	-6,56 %	17,12 %	669,70 %	-67,15 %	-52,53 %
128	4,52 %	-3,59 %	2746,00 %	2581,06 %	-92,18 %	-92,72 %
138	7,26 %	-1,93 %	5778,94 %	3014,55 %	-95,37 %	-96,76 %
147	8,82 %	-0,57 %	7865,76 %	3473,40 %	-96,84 %	-96,96 %
156	9,11 %	0,25 %	8468,98 %	3281,18 %	-97,72 %	-98,55 %
165	8,57 %	1,25 %	7513,69 %	5547,64 %	-97,94 %	-99,92 %
170	7,92 %	0,77 %	6965,86 %	3838,58 %	-97,94 %	-99,92 %
174	7,47 %	0,72 %	6652,69 %	2491,25 %	-98,06 %	-98,83 %
183	5,45 %	0,21 %	5329,77 %	2428,89 %	-96,95 %	-99,92 %
193	4,98 %	0,14 %	3471,35 %	1543,91 %	-94,94 %	-85,09 %
202	1,67 %	-3,12 %	1259,74 %	348,63 %	-90,11 %	-44,38 %
210	0,50 %	-3,09 %	31,50 %	-4,98 %	-69,79 %	4,06 %
225	2,19 %	-1,49 %	6,79 %	-1,24 %	0,01 %	0,38 %
239	2,64 %	-4,02 %	5,76 %	0,10 %	-1,06 %	-0,06 %
261	2,27 %	-4,50 %	3,38 %	0,20 %	-1,67 %	-0,32 %
284	-1,49 %	-8,70 %	1,59 %	-1,24 %	-0,86 %	0,34 %

8.1.1.3 Razão de aspecto $h_w = 1,0$ Tabela 8.8 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-18,38 %	-17,75 %	-1,91 %	-7,39 %	1,82 %	2,19 %
55	-14,70 %	-14,52 %	-2,22 %	-8,17 %	-0,19 %	2,47 %
78	-11,36 %	-12,11 %	-2,49 %	-7,70 %	-3,92 %	3,41 %
101	-6,03 %	-9,16 %	0,08 %	6,81 %	-20,26 %	4,03 %
115	-1,42 %	-6,97 %	6,77 %	522,32 %	-63,53 %	-48,88 %
128	4,40 %	-3,52 %	2125,50 %	2162,65 %	-91,28 %	-90,26 %
138	7,21 %	-1,81 %	4943,39 %	2568,85 %	-95,14 %	-94,20 %
147	8,72 %	-0,48 %	6411,51 %	2832,14 %	-96,20 %	-93,53 %
156	9,06 %	0,43 %	6935,95 %	2715,77 %	-97,09 %	-95,63 %
165	8,57 %	0,89 %	6705,32 %	2252,58 %	-97,77 %	-97,38 %
170	8,03 %	1,06 %	5643,16 %	2051,43 %	-97,05 %	-97,18 %
174	7,34 %	0,97 %	5799,94 %	1910,01 %	-97,58 %	-97,51 %
183	5,63 %	0,40 %	4853,27 %	1768,14 %	-96,95 %	-94,46 %
193	3,15 %	-0,63 %	2934,71 %	1353,58 %	-94,40 %	-82,90 %
202	1,56 %	-2,67 %	1021,53 %	257,22 %	-89,37 %	-36,89 %
210	0,67 %	-3,02 %	30,64 %	-4,86 %	-63,64 %	3,98 %
225	-26,31 %	-1,15 %	5,63 %	-1,60 %	-5,89 %	0,46 %
239	-25,69 %	-3,36 %	5,48 %	-0,52 %	-1,47 %	0,23 %
261	2,63 %	-3,80 %	2,84 %	-0,69 %	-1,67 %	-0,04 %
284	-0,87 %	-7,17 %	1,28 %	-1,59 %	-0,82 %	0,34 %

Tabela 8.9 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-18,44 %	-17,83 %	-1,99 %	-7,40 %	1,86 %	2,21 %
55	-15,01 %	-14,84 %	-2,22 %	-8,14 %	-0,27 %	2,50 %
78	-11,58 %	-12,28 %	-2,50 %	-6,91 %	-3,97 %	3,26 %
101	-6,33 %	-9,31 %	0,58 %	8,20 %	-20,25 %	3,80 %
115	-1,47 %	-7,11 %	8,70 %	603,30 %	-65,14 %	-49,54 %
128	4,48 %	-3,56 %	2591,39 %	2652,46 %	-92,02 %	-98,28 %
138	7,33 %	-1,69 %	5334,92 %	5766,36 %	-95,17 %	-99,92 %
147	8,90 %	-0,56 %	7289,96 %	3008,88 %	-96,64 %	-94,99 %
156	9,07 %	2,65 %	7257,44 %	19335,87 %	-97,16 %	-99,92 %
165	9,00 %	2,29 %	7887,31 %	13149,05 %	-98,63 %	-99,92 %
170	8,36 %	0,98 %	6644,15 %	2162,22 %	-98,09 %	-97,20 %
174	7,62 %	1,11 %	6450,17 %	5081,25 %	-97,94 %	-99,92 %
183	6,69 %	0,45 %	5563,77 %	2785,43 %	-97,56 %	-99,92 %
193	3,99 %	-0,53 %	3264,98 %	1517,61 %	-94,90 %	-87,29 %
202	2,12 %	-2,61 %	1255,73 %	399,69 %	-90,34 %	-49,61 %
210	0,37 %	-3,20 %	31,67 %	-4,84 %	-66,24 %	4,24 %
225	2,42 %	-0,96 %	6,82 %	-1,31 %	0,02 %	0,44 %
239	2,94 %	-3,30 %	5,55 %	-0,39 %	-1,04 %	0,23 %
261	6,28 %	-3,86 %	3,99 %	-0,24 %	-0,92 %	-0,15 %
284	9,79 %	-7,95 %	1,88 %	-1,45 %	-2,37 %	0,39 %

Tabela 8.10 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo peixe, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 3^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	-17,84 %	-17,37 %	-2,02 %	-7,73 %	1,31 %	2,15 %
55	-14,39 %	-14,32 %	-2,32 %	-7,79 %	-0,73 %	2,53 %
78	-10,46 %	-11,61 %	-2,15 %	-8,77 %	-5,83 %	4,23 %
101	-4,23 %	-8,23 %	4,20 %	52,11 %	-31,32 %	-3,87 %
115	-0,87 %	-6,55 %	17,03 %	675,06 %	-67,06 %	-52,60 %
128	4,52 %	-3,60 %	2749,78 %	2604,78 %	-92,18 %	-93,01 %
138	7,26 %	-1,93 %	5781,81 %	3033,76 %	-95,36 %	-96,76 %
147	8,82 %	-0,55 %	7856,11 %	3530,16 %	-96,81 %	-96,95 %
156	9,09 %	0,26 %	8565,51 %	3338,83 %	-97,76 %	-98,64 %
165	8,57 %	0,81 %	7560,13 %	5260,79 %	-97,94 %	-99,92 %
170	7,91 %	0,77 %	7006,68 %	3940,92 %	-97,94 %	-99,92 %
174	7,40 %	0,69 %	6606,43 %	2583,27 %	-97,98 %	-98,67 %
183	5,49 %	0,08 %	5306,90 %	2078,46 %	-96,90 %	-97,47 %
193	4,95 %	0,14 %	3447,85 %	1558,88 %	-94,91 %	-85,20 %
202	1,69 %	-3,12 %	1301,71 %	336,39 %	-90,26 %	-43,13 %
210	0,50 %	-3,09 %	32,16 %	-4,98 %	-69,79 %	4,08 %
225	2,16 %	-1,49 %	6,58 %	-1,27 %	0,01 %	0,38 %
239	2,60 %	-4,02 %	5,76 %	0,08 %	-1,06 %	-0,06 %
261	2,18 %	-4,62 %	3,24 %	0,16 %	-1,68 %	-0,31 %
284	-1,76 %	-8,99 %	1,49 %	-1,23 %	-0,89 %	0,35 %

8.1.2 $\beta = 7^\circ$ 8.1.2.1 Razão de aspecto $h_w = 0,6$ Tabela 8.11 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	-18,73 %	-16,94 %	-4,78 %	-0,93 %	384,92 %	0,14 %
55	-22,73 %	-14,28 %	-5,34 %	0,23 %	371,88 %	-0,25 %
78	-26,54 %	-12,12 %	5,36 %	7,94 %	334,15 %	-1,85 %
101	33,26 %	-9,29 %	1,66 %	317,44 %	68,29 %	-39,15 %
115	39,61 %	-6,91 %	556,22 %	2997,99 %	-39,49 %	-39,90 %
128	47,61 %	-3,55 %	1668,42 %	4476,27 %	-51,85 %	-94,86 %
138	51,57 %	-1,86 %	3067,46 %	5665,80 %	-63,89 %	-96,08 %
147	54,14 %	-0,37 %	3650,12 %	7267,82 %	-62,90 %	-94,28 %
156	55,62 %	0,79 %	4613,02 %	9075,59 %	-64,21 %	-89,43 %
165	55,26 %	1,15 %	5433,48 %	6838,70 %	-72,78 %	-96,44 %
170	54,35 %	1,21 %	4847,64 %	5965,18 %	-72,16 %	-95,87 %
174	53,30 %	1,15 %	4510,20 %	5200,49 %	-73,05 %	-94,77 %
183	51,20 %	0,65 %	3668,00 %	4410,25 %	-71,43 %	-94,86 %
193	48,19 %	-0,55 %	2263,19 %	3523,48 %	-61,97 %	-92,05 %
202	43,25 %	-2,87 %	686,90 %	2115,92 %	-32,36 %	-81,87 %
210	39,56 %	3,51 %	231,75 %	739,57 %	-29,28 %	-62,81 %
225	0,44 %	-1,07 %	110,83 %	2,13 %	-57,86 %	0,65 %
239	2,71 %	-2,63 %	4,90 %	2,01 %	-0,84 %	-0,13 %
261	48,16 %	-1,51 %	0,12 %	0,30 %	419,43 %	0,39 %
284	44,29 %	-2,62 %	-1,59 %	-0,95 %	415,96 %	0,71 %

Tabela 8.12 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	18,86 %	-16,89 %	-4,85 %	-0,70 %	384,52 %	0,01 %
55	22,34 %	-14,59 %	-5,12 %	1,56 %	374,09 %	-0,86 %
78	26,22 %	-12,51 %	-5,33 %	9,35 %	329,17 %	-2,25 %
101	33,21 %	-9,45 %	0,05 %	340,41 %	56,81 %	-40,08 %
115	39,44 %	-7,07 %	659,15 %	3396,77 %	-42,92 %	-88,48 %
128	47,60 %	-3,97 %	2111,11 %	4844,73 %	-56,38 %	-97,42 %
138	51,66 %	-1,90 %	3471,03 %	6193,24 %	-66,04 %	-97,66 %
147	54,58 %	-0,35 %	4626,38 %	8194,90 %	-67,95 %	-97,08 %
156	56,07 %	0,85 %	5311,41 %	10667,72 %	-66,16 %	-94,49 %
165	56,25 %	1,16 %	6280,10 %	7741,04 %	-74,87 %	-98,12 %
170	55,53 %	1,17 %	6188,10 %	6166,35 %	-77,69 %	-95,48 %
174	54,64 %	1,26 %	5707,39 %	5345,76 %	-78,45 %	-99,94 %
183	52,53 %	0,97 %	4263,53 %	9128,17 %	-74,26 %	-99,94 %
193	48,97 %	-0,50 %	2629,97 %	3871,25 %	-64,78 %	-93,19 %
202	43,50 %	-2,98 %	819,04 %	2500,68 %	-35,41 %	-84,45 %
210	39,97 %	-3,99 %	233,57 %	800,64 %	-27,95 %	-63,73 %
225	43,82 %	-0,89 %	17,56 %	3,44 %	13,72 %	-0,01 %
239	47,55 %	-2,87 %	2,03 %	2,24 %	405,68 %	0,09 %
261	47,31 %	-2,85 %	0,42 %	-0,18 %	412,11 %	0,76 %
284	42,87 %	-5,82 %	-1,33 %	-0,76 %	405,04 %	0,67 %

Tabela 8.13 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 0,6 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	18,78 %	-17,00 %	-4,98 %	-0,10 %	383,23 %	-0,36 %
55	22,89 %	-14,22 %	-5,52 %	1,84 %	367,47 %	-1,08 %
78	27,53 %	-11,72 %	-4,92 %	16,96 %	289,66 %	-4,16 %
101	35,76 %	-8,39 %	78,36 %	1261,32 %	-13,79 %	-65,76 %
115	40,44 %	-6,52 %	663,95 %	3372,47 %	-41,18 %	-87,62 %
128	47,64 %	-3,70 %	2087,16 %	5086,38 %	-55,24 %	-95,87 %
138	51,50 %	-2,01 %	3535,75 %	6602,54 %	-64,77 %	-97,11 %
147	54,33 %	-0,45 %	4732,23 %	8735,74 %	-67,35 %	-95,87 %
156	55,83 %	0,93 %	5578,16 %	10143,01 %	-66,35 %	-95,24 %
165	55,55 %	1,28 %	6300,11 %	7778,24 %	-74,10 %	-97,94 %
170	54,48 %	1,17 %	6106,44 %	6767,63 %	-76,52 %	-98,59 %
174	53,09 %	1,13 %	5662,82 %	6006,60 %	-76,18 %	-97,10 %
183	51,60 %	0,53 %	4336,17 %	5237,45 %	-73,71 %	-97,46 %
193	49,90 %	0,19 %	2689,13 %	3962,99 %	-64,10 %	-92,36 %
202	42,45 %	-3,32 %	944,43 %	2410,12 %	-37,93 %	-82,80 %
210	38,55 %	-3,52 %	350,48 %	850,74 %	-36,85 %	-64,52 %
225	43,57 %	-1,38 %	13,99 %	2,81 %	22,64 %	0,40 %
239	46,95 %	-3,34 %	2,01 %	2,07 %	406,10 %	0,10 %
261	46,46 %	-3,95 %	0,27 %	-0,13 %	420,00 %	0,41 %
284	41,26 %	-7,77 %	-1,55 %	-0,77 %	416,12 %	0,59 %

8.1.2.2 Razão de aspecto $h_w = 0,8$ Tabela 8.14 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	17,96 %	-17,46 %	-5,12 %	-0,96 %	382,92 %	0,14 %
55	22,40 %	-14,48 %	-5,28 %	0,06 %	374,80 %	-0,19 %
78	26,41 %	-12,14 %	-5,47 %	9,48 %	332,94 %	-2,33 %
101	33,26 %	-9,34 %	-2,43 %	319,15 %	67,71 %	-39,29 %
115	39,52 %	-6,95 %	533,78 %	2950,84 %	-38,63 %	-86,06 %
128	47,58 %	-3,58 %	1678,74 %	4485,16 %	-52,00 %	-94,95 %
138	51,54 %	-1,89 %	3067,63 %	5659,95 %	-63,90 %	-96,04 %
147	54,12 %	-0,38 %	3673,89 %	7293,10 %	-63,08 %	-94,38 %
156	55,62 %	0,79 %	4680,29 %	9079,45 %	-64,57 %	-89,46 %
165	55,29 %	1,14 %	5370,93 %	6829,16 %	-72,52 %	-96,37 %
170	54,35 %	1,24 %	4859,21 %	6021,58 %	-72,24 %	-95,92 %
174	53,25 %	1,12 %	4533,99 %	5211,32 %	-73,19 %	-94,76 %
183	51,21 %	0,67 %	3674,67 %	4378,14 %	-71,45 %	-94,72 %
193	48,14 %	-0,60 %	2275,68 %	3551,89 %	-62,09 %	-92,26 %
202	43,18 %	-2,87 %	690,53 %	2117,64 %	-32,43 %	-81,84 %
210	39,56 %	-3,52 %	233,28 %	755,61 %	-29,36 %	-63,12 %
225	0,26 %	-1,07 %	122,57 %	2,10 %	-60,29 %	0,66 %
239	2,44 %	-3,04 %	4,56 %	2,39 %	-0,85 %	-0,13 %
261	47,22 %	-3,07 %	-0,17 %	0,48 %	419,37 %	0,35 %
284	42,39 %	-6,02 %	-1,83 %	-0,13 %	415,72 %	0,33 %

Tabela 8.15 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	17,97 %	-17,49 %	-5,19 %	-1,50 %	382,52 %	0,39 %
55	21,97 %	-14,80 %	-5,54 %	0,49 %	369,84 %	-0,40 %
78	26,10 %	-12,46 %	-5,47 %	8,14 %	328,31 %	-1,86 %
101	33,14 %	-9,49 %	-0,49 %	334,40 %	59,66 %	-39,95 %
115	39,50 %	-7,08 %	663,09 %	3367,22 %	-43,07 %	-88,44 %
128	47,60 %	-3,64 %	2123,94 %	5253,95 %	-56,56 %	-99,32 %
138	51,64 %	-1,91 %	3464,31 %	6181,70 %	-66,03 %	-97,66 %
147	54,57 %	-0,31 %	4647,92 %	8231,68 %	-68,11 %	-96,89 %
156	56,08 %	0,85 %	5320,95 %	10740,05 %	-66,23 %	-94,49 %
165	56,25 %	1,16 %	6266,48 %	7757,32 %	-74,85 %	-98,19 %
170	55,52 %	1,37 %	6187,76 %	6198,52 %	-77,71 %	-95,49 %
174	54,60 %	1,26 %	5695,54 %	5322,23 %	-78,46 %	-99,94 %
183	52,52 %	0,97 %	4316,47 %	9070,85 %	-74,60 %	-99,94 %
193	48,95 %	-0,50 %	2574,77 %	3862,76 %	-64,30 %	-93,12 %
202	43,42 %	-2,97 %	819,45 %	2545,26 %	-35,41 %	-84,67 %
210	39,91 %	-3,99 %	239,54 %	804,28 %	-28,67 %	-63,74 %
225	43,76 %	-0,89 %	17,81 %	3,49 %	13,74 %	-0,01 %
239	47,41 %	-2,97 %	1,85 %	1,32 %	405,69 %	0,49 %
261	51,36 %	-3,38 %	1,02 %	-0,19 %	402,10 %	0,74 %
284	53,39 %	-7,26 %	-1,12 %	-0,64 %	423,63 %	0,52 %

Tabela 8.16 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 0,8 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	18,43 %	-17,25 %	-4,94 %	-0,86 %	373,31 %	0,12 %
55	22,76 %	-14,35 %	-5,26 %	1,75 %	369,87 %	-1,07 %
78	27,48 %	-11,77 %	-5,01 %	14,78 %	289,42 %	-3,93 %
101	35,74 %	-8,40 %	79,75 %	1276,21 %	-14,03 %	-66,03 %
115	40,43 %	-6,53 %	664,98 %	3413,56 %	-41,14 %	-87,85 %
128	47,62 %	-3,70 %	2087,98 %	5123,88 %	-55,20 %	-95,86 %
138	51,51 %	-2,02 %	3552,30 %	6651,12 %	-64,84 %	-97,12 %
147	54,34 %	-0,45 %	4774,87 %	8860,87 %	-67,51 %	-95,95 %
156	55,83 %	0,93 %	5593,75 %	10211,99 %	-66,36 %	-95,14 %
165	55,56 %	1,29 %	6326,82 %	7937,18 %	-74,15 %	-97,93 %
170	54,48 %	1,33 %	6140,49 %	6834,36 %	-76,60 %	-98,64 %
174	53,60 %	1,14 %	5630,98 %	6102,35 %	-77,06 %	-97,08 %
183	51,64 %	0,48 %	4327,76 %	5264,34 %	-73,58 %	-97,36 %
193	49,90 %	0,25 %	2708,76 %	4012,50 %	-64,22 %	-92,40 %
202	42,56 %	-3,32 %	910,33 %	2458,29 %	-36,92 %	-83,15 %
210	38,66 %	-3,59 %	345,64 %	860,06 %	-36,46 %	-64,70 %
225	43,50 %	-1,44 %	14,20 %	2,83 %	22,40 %	0,36 %
239	46,84 %	-3,45 %	1,77 %	2,63 %	406,13 %	-0,18 %
261	46,12 %	-4,25 %	0,09 %	0,34 %	419,97 %	0,13 %
284	40,35 %	-8,53 %	-1,69 %	-0,41 %	416,09 %	0,37 %

8.1.2.3 Razão de aspecto $h_w = 1,0$ Tabela 8.17 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *dimple*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$	$0,2T_r$	$1,0T_r$
33	17,58 %	-17,74 %	-5,18 %	-1,43 %	382,76 %	0,36 %
55	22,33 %	-14,68 %	-5,31 %	0,40 %	367,87 %	-1,08 %
78	26,35 %	-12,27 %	-5,65 %	7,87 %	332,98 %	-1,91 %
101	33,26 %	-9,33 %	-3,10 %	335,64 %	67,32 %	-39,90 %
115	39,49 %	-6,97 %	537,97 %	2943,33 %	-38,90 %	-86,03 %
128	47,55 %	-3,59 %	1668,59 %	4470,19 %	-51,88 %	-94,84 %
138	51,53 %	-1,88 %	3069,85 %	5696,57 %	-63,92 %	-96,08 %
147	54,12 %	-0,36 %	3689,69 %	7277,51 %	-63,17 %	-94,38 %
156	55,61 %	0,79 %	4629,67 %	9071,28 %	-64,30 %	-89,43 %
165	55,30 %	1,14 %	5400,78 %	6837,48 %	-72,67 %	-96,38 %
170	53,70 %	1,22 %	4927,50 %	6065,03 %	-72,77 %	-95,89 %
174	53,29 %	1,12 %	4478,63 %	5206,44 %	-72,93 %	-94,66 %
183	51,20 %	0,67 %	3674,36 %	4377,13 %	-71,42 %	-94,71 %
193	48,13 %	-0,61 %	2240,57 %	3513,93 %	-61,73 %	-91,88 %
202	43,17 %	-2,87 %	687,68 %	2122,86 %	-32,31 %	-81,84 %
210	39,47 %	-3,53 %	235,70 %	789,38 %	-29,52 %	-63,94 %
225	0,34 %	-1,01 %	123,14 %	2,13 %	-60,30 %	0,66 %
239	2,40 %	-3,13 %	4,32 %	1,14 %	-0,86 %	0,40 %
261	46,83 %	-3,46 %	-0,38 %	-0,34 %	419,31 %	0,73 %
284	41,49 %	-6,88 %	-2,00 %	-0,44 %	415,58 %	0,42 %

Tabela 8.18 Variações percentuais das características do mancal, para textura do tipo *chevron*, profundidade de 1,0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	17,57 %	-17,81 %	-4,98 %	-0,71 %	384,33 %	-0,02 %
55	21,87 %	-14,87 %	-5,54 %	1,33 %	371,20 %	-0,54 %
78	26,12 %	-12,45 %	-5,45 %	12,17 %	329,77 %	-3,92 %
101	33,11 %	-9,50 %	-1,16 %	339,02 %	63,48 %	-40,11 %
115	39,41 %	-7,08 %	655,92 %	3370,84 %	-42,76 %	-88,53 %
128	47,60 %	-3,64 %	2139,84 %	5246,13 %	-56,69 %	-99,36 %
138	51,63 %	-1,91 %	3461,58 %	6170,39 %	-66,05 %	-97,67 %
147	54,57 %	-0,33 %	4616,25 %	8306,46 %	-68,00 %	-96,92 %
156	56,08 %	0,85 %	5327,35 %	10827,49 %	-66,29 %	-94,51 %
165	56,25 %	1,16 %	6257,70 %	7780,12 %	-74,87 %	-98,19 %
170	55,52 %	1,37 %	6159,01 %	5306,34 %	-77,61 %	-95,26 %
174	54,59 %	1,09 %	5701,09 %	5303,63 %	-78,53 %	-99,94 %
183	52,54 %	0,97 %	4224,18 %	9068,32 %	-74,12 %	-99,94 %
193	48,95 %	-0,50 %	2569,89 %	3865,28 %	-64,29 %	-93,12 %
202	43,42 %	-2,98 %	820,77 %	2499,29 %	-35,44 %	-84,43 %
210	39,77 %	-3,99 %	236,37 %	807,66 %	-28,03 %	-63,74 %
225	43,74 %	-0,89 %	19,67 %	3,55 %	11,27 %	-0,01 %
239	47,36 %	-3,07 %	1,74 %	1,25 %	405,66 %	0,49 %
261	52,08 %	-3,59 %	0,68 %	0,51 %	417,82 %	0,38 %
284	65,43 %	-7,83 %	-1,16 %	-0,07 %	471,33 %	0,22 %

Tabela 8.19 Variações percentuais das características do mancal, para textura em formato de peixe, profundidade de 1.0 mm localizadas em diferentes posições, para $\beta = 7^\circ$

$\theta [^\circ]$	Q		P		EMFL	
	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r	0,2 T_r	1,0 T_r
33	18,16 %	-17,38 %	-5,32 %	-0,04 %	379,70 %	-0,41 %
55	22,64 %	-14,40 %	-5,64 %	1,76 %	367,59 %	-1,07 %
78	27,46 %	-11,79 %	-5,09 %	16,89 %	289,40 %	-4,19 %
101	35,73 %	-8,41 %	77,94 %	1274,92 %	-13,63 %	-66,00 %
115	40,44 %	-6,62 %	648,60 %	3407,04 %	-40,35 %	-87,78 %
128	47,66 %	-3,99 %	2093,20 %	5102,39 %	-55,17 %	-97,58 %
138	51,51 %	-2,08 %	3560,92 %	6665,94 %	-64,83 %	-97,72 %
147	54,34 %	-0,45 %	4736,18 %	8932,52 %	-67,26 %	-95,85 %
156	55,84 %	0,93 %	5634,56 %	10323,04 %	-66,48 %	-95,14 %
165	55,55 %	1,24 %	6328,00 %	7793,74 %	-74,07 %	-97,86 %
170	54,49 %	1,17 %	6153,03 %	6901,09 %	-76,59 %	-98,68 %
174	53,60 %	1,13 %	5716,18 %	6135,36 %	-77,38 %	-97,09 %
183	51,66 %	0,45 %	4369,15 %	5554,76 %	-73,73 %	-96,85 %
193	49,90 %	0,25 %	2703,40 %	3983,07 %	-64,11 %	-92,36 %
202	42,56 %	-3,33 %	913,13 %	2439,33 %	-36,91 %	-82,92 %
210	38,67 %	-3,67 %	350,01 %	868,39 %	-36,69 %	-64,85 %
225	43,55 %	-1,45 %	14,04 %	2,72 %	23,63 %	0,40 %
239	46,78 %	-3,45 %	1,59 %	2,56 %	406,10 %	-0,18 %
261	45,91 %	-4,29 %	-0,04 %	-0,17 %	419,95 %	0,38 %
284	39,91 %	-8,82 %	-1,79 %	-0,76 %	416,03 %	0,51 %