

**ELY QUEIROZ GOMES**

**MODELAGEM TERMO-HIDRODINÂMICA DE MANCAL  
CILÍNDRICO RADIAL SUBMETIDO À CONDIÇÃO DE  
LUBRIFICAÇÃO VARIÁVEL**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2024**

**ELY QUEIROZ GOMES**

**MODELAGEM TERMO-HIDRODINÂMICA DE MANCAL  
CILÍNDRICO RADIAL SUBMETIDO À CONDIÇÃO DE  
LUBRIFICAÇÃO VARIÁVEL**

**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: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavallini  
Junior

Coorientador: Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel

**UBERLÂNDIA - MG**

**2024**

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

|              |   |
|--------------|---|
| G633<br>2024 | <p>Gomes, Ely Queiroz, 1989-<br/>MODELAGEM TERMO-HIDRODINÂMICA DE MANCAL CILÍNDRICO<br/>RADIAL SUBMETIDO À CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO VARIÁVEL<br/>[recurso eletrônico] / Ely Queiroz Gomes. - 2024.</p> <p>Orientador: Aldemir Aparecido Cavalini Junior.<br/>Coorientador: Gregory Bregion Daniel.<br/>Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia,<br/>Pós-graduação em Engenharia Mecânica.<br/>Modo de acesso: Internet.<br/>Disponível em: <a href="http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.548">http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.548</a><br/>Inclui bibliografia.</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Cavalini Junior, Aldemir<br/>Aparecido ,1983-, (Orient.). II. Daniel, Gregory<br/>Bregion,1984-, (Coorient.). III. Universidade Federal<br/>de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. IV.<br/>Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621</p> |
|--------------|---|

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-  
MG, CEP 38400-902

Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

|                                    |   |                 |       |                       |       |
|------------------------------------|---|-----------------|-------|-----------------------|-------|
| Programa de Pós-Graduação em:      | Engenharia Mecânica   |                 |       |                       |       |
| Defesa de:                         | Tese de Doutorado, nº 384, PPGEM  |                 |       |                       |       |
| Data:                              | 29/07/2024  | Hora de início: | 13:30 | Hora de encerramento: | 17:00 |
| Matrícula do Discente:             | 11923EMC002   |                 |       |                       |       |
| Nome do Discente:                  | Ely Queiroz Gomes   |                 |       |                       |       |
| Título do Trabalho:                | MODELAGEM TERMO-HIDRODINÂMICA DE MANCAL CILÍNDRICO RADIAL SUBMETIDO À CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO VARIÁVEL   |                 |       |                       |       |
| Área de concentração:              | Mecânica dos Sólidos e Vibrações  |                 |       |                       |       |
| Linha de pesquisa:                 | Dinâmica de Sistemas Mecânica   |                 |       |                       |       |
| Projeto de Pesquisa de vinculação: | Inteligência artificial aplicada na criação de modelos representativos de mancais hidrodinâmicos, selos anulares e máquinas rotativas (ROSS - Digital Twin) |                 |       |                       |       |

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti - USP; Prof. Dr. Adriano Todorovic Fabro - UNB; Prof. Dr. Fran Sergio Lobato - UFU; Prof. Dr. Washington Martins da Silva Junior - UFU e Prof. Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Jr - UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Aldemir Aparecido Cavallini Jr, 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 presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o candidato:

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 **Aldemir Aparecido Cavalini Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 29/07/2024, às 16:49, 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 **Fran Sergio Lobato, Presidente**, em 29/07/2024, às 16:50, 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 **Rodrigo Nicoletti, Usuário Externo**, em 29/07/2024, às 16:50, 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 **Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 29/07/2024, às 16:50, 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 **Adriano Todorovic Fabro, Usuário Externo**, em 29/07/2024, às 16:50, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **5533178** e o código CRC **82677A99**.

*À minha esposa Lívia e meu filho Mateus com todo  
o meu amor!*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por iluminar sempre o meu caminho e me abençoar em todos os momentos da minha vida.

Gostaria de expressar minha profunda gratidão à minha esposa Livia, por seu amor, paciência e apoio durante todos os momentos dessa jornada acadêmica. Ao meu filho Mateus, agradeço por trazer alegria e motivação nos momentos mais desafiadores. Não posso deixar de mencionar também aos meus queridos companheiros de quatro patas, Guido e Hulk.

Agradeço profundamente aos meus pais, Ely e Maria Helena, por seu amor incondicional, apoio e incentivo ao longo de toda a minha trajetória acadêmica. Agradeço também ao meu irmão Lucas, por sua amizade e suporte contínuo.

Minha sincera gratidão ao meu professor orientador, Prof. Dr. Aldemir, pela orientação e apoio ao longo deste trabalho. Seus conselhos e expertise foram fundamentais para o desenvolvimento deste projeto e para o meu crescimento acadêmico e profissional. Sou imensamente grato pela oportunidade de aprender com sua experiência e dedicação. Gostaria de agradecer também ao meu coorientador, Prof. Dr. Gregory, por suas contribuições significativas ao longo deste trabalho.

Aos meus queridos amigos Leonardo Sicchieri e Fernanda Rossi agradeço pela colaboração valiosa neste trabalho. A ajuda de vocês contribuiu para superar os desafios e alcançar os objetivos desta pesquisa.

Gostaria de agradecer também aos meus estimados colegas de trabalho no LMEST pelo apoio, colaboração e troca de ideias ao longo deste projeto. Vocês contribuíram para enriquecer o trabalho e expandir nossos horizontes de conhecimento. Agradeço a todos pela amizade e pelo ambiente de trabalho colaborativo que tornaram esta jornada ainda mais gratificante.

À Universidade Federal de Uberlândia e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, por todo o aprendizado, conhecimento e oportunidade. É um agradecimento especial a todos os professores e técnicos.

---

À Petrobras pelo apoio financeiro através dos projetos P&D "Edge Analytics" e "Ross Digital Twin".

Por fim agradeço à todas as pessoas que fazem parte da minha vida e que, de alguma forma, contribuíram para a realização desta tese.

GOMES, E. Q. **MODELAGEM TERMO-HIDRODINÂMICA DE MANCAL CILINDRICO RADIAL SUBMETIDO A CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO VARIÁVEL** . 2024. 98 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2024. DOI: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.548>

## RESUMO

Mancais hidrodinâmicos cilíndricos são elementos essenciais em máquinas rotativas, sendo aplicados desde pequenos motores até turbo geradores de grande porte. Eles operam com base no princípio de filme de óleo fino que separa um eixo girante do mancal, evitando o contato entre as superfícies. Estudos sobre mancais cilíndricos geralmente consideram um fornecimento adequado de lubrificante. No entanto, é crucial analisar o fenômenos de lubrificação insuficiente para entender a influência das condições de lubrificação no desempenho dos mancais. Diversos modelos numéricos foram desenvolvidos para representar o comportamento dos mancais hidrodinâmicos, classificados conforme a condição de lubrificação: hidrodinâmico, termohidrodinâmico, elastohidrodinâmico e termoelastohidrodinâmico. Independentemente do modelo, a pressão de sustentação é geralmente determinada pela solução da Equação de Reynolds. Neste trabalho, duas formulações foram elaboradas - a equação reduzida de Reynolds e  $p - \theta$  - para representar este componente de máquina. Além da validação com a literatura, é necessário validar experimentalmente o modelo. Para isso, foi projetado e confeccionado um mancal instrumentado para monitorar variáveis que serão comparadas com a simulação. Dezesesseis sensores termopares, igualmente espaçados ao longo do comprimento circunferencial do mancal, foram usados para monitorar a temperatura do filme de óleo. Um esquema similar foi adotado para a aquisição de dados de pressão, com dezesseis transdutores de pressão distribuídos de maneira semelhante aos sensores de temperatura. Os experimentos realizados e a validação com a literatura demonstraram que o modelo THD representa bem o comportamento do mancal cilíndrico.

*Palavras-chave: lubrificação insuficiente, mancal hidrodinâmico, modelo termo-hidrodinâmico*

GOMES, E. Q. **THERMOHYDRODYNAMIC MODELING OF RADIAL CYLINDRICAL BEARING SUBJECTED TO VARIABLE LUBRICATION CONDITION** . 2024. 98 p. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) - Federal University of Uberlândia, Uberlândia, 2024. DOI: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2024.548>

### ABSTRACT

Cylindrical hydrodynamic bearings are essential components in rotating machines, used in applications ranging from small motors to large turbo generators. They operate based on the principle of a thin oil film that separates a rotating shaft from the bearing, preventing contact between the surfaces. Studies on cylindrical bearings usually consider an adequate supply of lubricant. However, it is crucial to analyze the phenomenon of oil starvation to understand the influence of lubrication conditions on bearing performance. Various numerical models have been developed to represent the behavior of hydrodynamic bearings, classified according to the lubrication condition: hydrodynamic, thermohydrodynamic, elastohydrodynamic, and thermoelastohydrodynamic. In these models, the supporting pressure is generally determined by solving the Reynolds Equation. In this work, two formulations were developed - the reduced Reynolds equation and  $p - \theta$  - to represent this machine component. In addition to validation with the data provide by literature, experimental validation of the model is necessary. For this, a bearing was designed and manufactured, capable of being instrumented to monitor variables that will be compared with the simulation. Sixteen thermocouple sensors, equally spaced along the circumferential length of the bearing, were used to monitor the oil film temperature. A similar scheme was adopted for pressure data acquisition, with sixteen pressure transducers distributed similarly to the temperature measurement scheme. The obtained results demonstrated that the THD model obtained a good representation of the behavior of the cylindrical bearing.

*Keywords: oil-starvation, hydrodynamics bearing, thermo-hydrodynamic*

## LISTA DE FIGURAS

|      |   |    |
|------|---|----|
| 3.1  | Representação cartesiana do mancal hidrodinâmico cilíndrico radial. . . . .   | 13 |
| 3.2  | Referencial secundário. . . . .   | 13 |
| 3.3  | Representação da malha discretizada por MVF . . . . .   | 15 |
| 3.4  | Representação da região de mistura dos fluidos na região do groove de injeção .   | 28 |
| 3.5  | Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico. . . . .   | 30 |
| 3.6  | À esquerda mancal lobular; à direita mancal elíptico. Destacado em vermelho a principal diferença geométrica. . . . .   | 31 |
| 3.7  | Fluxograma do modelo numérico usando metodologia $p - \theta$ . . . . .   | 37 |
| 4.1  | Mancal montado: capa superior (1), casquilho superior (2), base (3) e casquilho inferior (4). . . . .   | 41 |
| 4.2  | Esquerda: círculo vermelho mostra a entrada de óleo para medição de temperatura, círculo preto para medição de pressão; direita: furos superficiais e dutos laterais. . . . . | 42 |
| 4.3  | Dimensões geométricas do groove de injeção. . . . .   | 42 |
| 4.4  | Transdutor de pressão à esquerda e termopar à direita. . . . .  | 43 |
| 4.5  | Fluxo de óleo circulante no mancal pelo canal para medição de temperatura. . .  | 44 |
| 4.6  | Multímetro Tektronix DMM914. . . . .  | 45 |
| 4.7  | Sistema de aquisição do sinal dos termopares. . . . .   | 45 |
| 4.8  | Unidade hidráulica abdt 40 bosch rexroth. . . . .   | 46 |
| 4.9  | Fluxômetro e válvula reguladora. . . . .  | 47 |
| 4.10 | Motor elétrico e inversor de frequência. . . . .  | 48 |
| 4.11 | Acoplamento motor elétrico eixo rotor. . . . .  | 48 |
| 5.1  | Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 900 Rpm. . . . .  | 50 |
| 5.2  | Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 1800 Rpm. . . . .   | 51 |
| 5.3  | Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 3600 Rpm. . . . .   | 51 |

|      |  |    |
|------|--|----|
| 5.4  | Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 4500 Rpm. . . . .  | 51 |
| 5.5  | Campo de temperatura comparando os efeitos da formulação da viscosidade turbulenta. . . . .                | 53 |
| 5.6  | Rigidez direta vs velocidade angular. . . . .  | 55 |
| 5.7  | Rigidez cruzada vs velocidade angular. . . . .   | 55 |
| 5.8  | Amortecimento direto vs velocidade angular. . . . .  | 56 |
| 5.9  | Amortecimento cruzado vs velocidade angular. . . . .   | 56 |
| 5.10 | Comparativo do campo de pressão para o mancal elíptico. . . . .  | 58 |
| 5.11 | Diferença do $h$ para geometria lobular e elíptica. . . . .  | 59 |
| 5.12 | Espessura do filme de óleo para a geometria lobular. . . . .   | 59 |
| 5.13 | Comparação mancais limão THD lobular vs MaxBrg - Campo de pressão . . .                                    | 60 |
| 5.14 | Comparação mancais limão THD lobular vs MaxBrg - Campo de temperatura .                                    | 61 |
| 5.15 | Base do mancal . . . . .   | 63 |
| 5.16 | Capa superior do mancal . . . . .  | 63 |
| 5.17 | Mancal completo . . . . .  | 64 |
| 5.18 | Vista frontal da bancada experimental indicando sua liberdade de movimentação                              | 65 |
| 5.19 | Vista lateral da bancada. Em destaque mecanismo de posicionamento do rotor na vertical . . . . .           | 66 |
| 5.20 | Vista lateral da bancada. Em destaque manípulo de posicionamento do rotor na horizontal . . . . .          | 66 |
| 5.21 | Bancada experimental pronta para ensaio . . . . .  | 67 |
| 5.22 | Bancada experimental vista lateral/frontal . . . . .   | 68 |
| 5.23 | Bancada experimental vista lateral/traseiro . . . . .  | 68 |
| 5.24 | Bancada experimental vista superior . . . . .  | 69 |
| 5.25 | Comparação do campo de pressão orifícios livres e bloqueados 1,5 L/min. . . .                              | 70 |
| 5.26 | Comparação do campo de pressão orifícios livres e bloqueados 4,5 L/min. . . .                              | 70 |
| 5.27 | Análise de convergência de malha campo de pressão . . . . .  | 72 |
| 5.28 | Análise de convergência de malha campo de temperatura . . . . .  | 72 |
| 5.29 | Comparação numérico THD contra experimental. Resultados do campo de pressão obtido para 4,5 L/min. . . . . | 73 |
| 5.30 | Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de temperatura para 4,5 L/min. . . . .     | 75 |

|      |   |    |
|------|---|----|
| 5.31 | Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de pressão para 1,5 L/min. . . . .          | 77 |
| 5.32 | Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de temperatura . . . . .                    | 78 |
| 5.33 | Temperatura do lubrificante na região próxima ao groove à 180° . . . . .                                    | 80 |
| 5.34 | Campos de pressão numérico e experimental . . . . .   | 81 |
| 5.35 | Resultados numéricos para o campo de pressão do modelo THD, condição <i>flooded</i>                         | 82 |
| 5.36 | Resultados numéricos para o campo de temperatura do modelo THD, condição <i>flooded</i> . . . . .           | 82 |
| 5.37 | Resultados numéricos para o campo de fração volumétrica do modelo THD, condição <i>flooded</i> . . . . .    | 83 |
| 5.38 | Resultados numéricos para o campo de pressão do modelo THD, condição <i>starvation</i> . . . . .            | 83 |
| 5.39 | Resultados numéricos para o campo de temperatura do modelo THD, condição <i>starvation</i> . . . . .        | 84 |
| 5.40 | Resultados numéricos para o campo de fração volumétrica do modelo THD, condição <i>starvation</i> . . . . . | 84 |

## LISTA DE TABELAS

|     |   |    |
|-----|---|----|
| 5.1 | Propriedades do mancal e lubrificante. . . . .                                  | 50 |
| 5.2 | Posição de equilíbrio encontrada. . . . .                                       | 53 |
| 5.3 | Coefficientes dinâmicos. . . . .  | 54 |
| 5.4 | Propriedades do mancal e lubrificante. . . . .                                  | 57 |
| 5.5 | Propriedades do mancal e lubrificante - THD vs MaxBrg. . . . .                  | 60 |
| 5.6 | Coefficientes dinâmicos. . . . .  | 62 |
| 5.7 | Propriedades geométrica do mancal e lubrificante utilizados no experimento. . . | 73 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                  |   |
|------------------|---|
| $A$              | Matriz de coeficientes                            |
| $B_P$            | Termo fonte                                       |
| $B_T$            | Vetor de termos independentes                     |
| $\beta_s$        | Comprimento angular do casquilho                  |
| $C$              | Folga radial                                      |
| $C_E$            | Matriz de coeficientes volume leste               |
| $C_N$            | Matriz de coeficientes volume norte               |
| $C_P$            | Matriz de coeficientes volume central             |
| $C_S$            | Matriz de coeficientes volume sul                 |
| $C_W$            | Matriz de coeficientes volume oeste               |
| $C_{xx}, C_{yy}$ | Coefficientes de amortecimento direto             |
| $C_{xy}, C_{yx}$ | Coefficientes de amortecimento cruzado            |
| $c_p$            | Calor específico                                  |
| $e$              | Excentricidade dimensional                        |
| $E$              | Excentricidade adimensional                       |
| $F_x$            | Força hidrodinâmica de sustentação na direção $X$ |
| $F_y$            | Força hidrodinâmica de sustentação na direção $Y$ |

|                  |   |
|------------------|---|
| $h$              | Espessura do filme de óleo                  |
| $\bar{h}$        | Espessura do filme de óleo adimensional     |
| $\bar{h}_e$      | Espessura adimensional volume leste         |
| $\bar{h}_n$      | Espessura adimensional volume norte         |
| $\bar{h}_s$      | Espessura adimensional volume sul           |
| $\bar{h}_w$      | Espessura adimensional volume oeste         |
| $k_t$            | Condutividade térmica                       |
| $K_{xx}, K_{yy}$ | Coefficientes de rigidez direta             |
| $K_{xy}, K_{yx}$ | Coefficientes de rigidez cruzada            |
| $L$              | Comprimento do mancal                       |
| $\mu$            | Viscosidade dinâmica do fluido              |
| $\mu_0$          | Viscosidade na temperatura de referência    |
| $\bar{\mu}$      | Viscosidade adimensional dinâmica do fluido |
| $\bar{\mu}_e$    | Viscosidade adimensional volume leste       |
| $\bar{\mu}_n$    | Viscosidade adimensional volume norte       |
| $\bar{\mu}_P$    | Viscosidade adimensional volume central     |
| $\bar{\mu}_s$    | Viscosidade adimensional volume sul         |
| $\bar{\mu}_w$    | Viscosidade adimensional volume oeste       |
| $N_S$            | Número de segmentos                         |
| $O_B$            | Centro do mancal                            |

|             |  |
|-------------|--|
| $O_E$       | Centro do eixo                         |
| $\Omega$    | Velocidade angular                     |
| $P$         | Pressão hidrodinâmica dimensional      |
| $\bar{P}$   | Pressão hidrodinâmica adimensional     |
| $\bar{P}_E$ | Pressão adimensional no volume leste   |
| $\bar{P}_N$ | Pressão adimensional no volume norte   |
| $\bar{P}_P$ | Pressão adimensional no volume central |
| $\bar{P}_S$ | Pressão adimensional no volume sul     |
| $\bar{P}_W$ | Pressão adimensional no volume oeste   |
| $Q_{mist}$  | Vazão de mistura                       |
| $Q_{rep}$   | Vazão de reposição de óleo             |
| $R$         | Raio do mancal                         |
| $Re_h$      | Número de Reynolds alto                |
| $Re_l$      | Número de Reynolds baixo               |
| $\rho$      | Massa específica                       |
| $T$         | Temperatura                            |
| $T_0$       | Temperatura de referência              |
| $T_E$       | Temperatura do volume leste            |
| $T_{mist}$  | Temperatura de mistura                 |
| $T_N$       | Temperatura do volume norte            |

|                  |  |
|------------------|--|
| $T_P$            | Temperatura do volume central                      |
| $T_S$            | Temperatura do volume sul                          |
| $T_W$            | Temperatura do volume oeste                        |
| $\bar{t}$        | Tempo adimensional                                 |
| $\alpha$         | Posição angular                                    |
| $\alpha_{pivot}$ | Posição central do casquilho                       |
| $\theta_{vol}$   | Fração volumétrica                                 |
| $\phi$           | Ângulo de atitude de eixo                          |
| $U$              | Velocidade de escoamento do fluido                 |
| $v_r$            | Velocidade do fluido na direção radial             |
| $v_\theta$       | Velocidade do fluido na direção tangencial         |
| $X$              | Posição do centro do eixo na direção $X$           |
| $Y$              | Posição do centro do eixo na direção $Y$           |
| $\bar{x}$        | Coordenada adimensional na direção circunferencial |
| $\bar{y}$        | Coordenada adimensional na direção axial           |
| $\bar{z}$        | Coordenada adimensional na direção $Z$             |

### **Abreviações**

|       |                                      |
|-------|--------------------------------------|
| CFD   | <i>Computational Fluids Dynamics</i> |
| FEMEC | Faculdade de Engenharia Mecânica     |

|       |                                       |
|-------|---------------------------------------|
| MVF   | Método dos volumes finitos            |
| LMEst | Laboratório de Mecânica de Estruturas |
| RMSE  | <i>Root Mean Square Error</i>         |
| THD   | Termo-hidrodinâmico                   |
| UFU   | Universidade Federal de Uberlândia    |

# SUMÁRIO

|  |             |
|--|-------------|
| <b>LISTA DE FIGURAS</b>  | <b>xii</b>  |
| <b>LISTA DE TABELAS</b>  | <b>xiii</b> |
| <b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>   | <b>xiv</b>  |
| <b>CÁPITULO I - Introdução</b>   | <b>1</b>    |
| <b>CÁPITULO II - Revisão da Literatura</b>                                     | <b>5</b>    |
| <b>CÁPITULO III - Fundamentação teórica</b>                                    | <b>12</b>   |
| 3.1 Modelagem de um mancal cilíndrico radial . . . . .                         | 12          |
| 3.1.1 Distribuição de pressão . . . . .  | 12          |
| 3.1.2 Distribuição de Temperatura . . . . .                                    | 19          |
| 3.1.3 Coeficientes Dinâmicos . . . . .   | 29          |
| 3.1.4 Mancais ovalizados . . . . .   | 30          |
| 3.1.5 Condição de lubrificação variável em mancais cilíndrico radial . . . . . | 32          |
| 3.1.6 Modelagem da Turbulência no escoamento . . . . .                         | 38          |
| <b>CÁPITULO IV - Bancada Experimental</b>                                      | <b>40</b>   |
| 4.1 Projeto e construção do mancal cilíndrico radial . . . . .                 | 40          |
| <b>CÁPITULO V - Resultados</b>   | <b>49</b>   |
| 5.1 Validação numérica . . . . .   | 49          |
| 5.1.1 Comparação modelo THD com software MaxBrg e XLTRC 2 . . . . .            | 49          |
| 5.1.2 Validação numérica dos mancais ovalizados . . . . .                      | 56          |
| 5.2 Mancal cilíndrico experimental . . . . .                                   | 62          |
| 5.3 Comparação experimento modelo numérico THD . . . . .                       | 71          |

|  |           |
|--|-----------|
| <b>CÁPITULO VI - Conclusões e Perspectivas Futuras</b> | <b>85</b> |
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>                      | <b>88</b> |
| <b>Anexos</b>  | <b>91</b> |

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

A análise dinâmica de máquinas rotativas é uma tarefa complexa, pois envolve diversos parâmetros. Em uma análise desse tipo não deve levar em conta apenas o comportamento dinâmico do rotor, é necessário analisar a interação com outros componentes do mesmo sistema, como, por exemplo, os mancais (DANIEL, 2012).

Mancais hidrodinâmicos são elementos de máquinas rotativas de fundamental importância. Sua função é sustentar rotores submetidos a condições de operação diversas em relação à carga e velocidades de rotação. Pode-se citar a aplicação de mancais hidrodinâmicos em turbinas, motores à combustão, compressores, caixas de redução e amplificação, geradores, entre outros.

O comportamento físico do filme lubrificante nos mancais é fundamental para o correto funcionamento deste componente. Em condições extremas o eixo girante pode entrar em contato com a superfície do mancal se a espessura do filme for muito pequena, causando dano considerável (SZERI, 1979). Certamente, uma boa análise contribui para um funcionamento do mancal hidrodinâmico livre desses danos potenciais. Além disso, um entendimento mais profundo dos princípios físicos envolvidos auxilia os engenheiros a projetar melhores produtos e otimizar esse componente.

A modelagem numérica desse componente se tornou ferramenta importante para o projeto e análise dessas máquinas. Primeiramente, as propriedades dinâmicas dos mancais, como rigidez e amortecimento equivalente, afetam diretamente o desempenho da máquina, como sua velocidade crítica, resposta a desbalanceamento e estabilidade (CAVALINI, 2013). Portanto, para uma análise rotor dinâmica precisa, se torna necessário uma correta modelagem dos mancais

hidrodinâmicos que a compõe.

Mancais hidrodinâmicos são comumente utilizados em máquinas rotativas de grande porte, entre suas principais vantagens podemos citar a alta capacidade de carga destes componentes. É importante ressaltar que, devido à presença do filme de óleo, o efeito do amortecimento em mancais hidrodinâmicos é mais acentuado do que em mancais de rolamento, o que é benéfico em máquinas que passam por velocidades críticas durante partidas e paradas (BARBOSA, 2018). Meggiolaro (1996) afirma que este tipo de mancal opera em um regime dito hidrodinâmico pois há formação do filme de lubrificante que separa o eixo do mancal sem depender da introdução do fluido sobre pressão. A pressão no filme é obtida pelo movimento entre as duas superfícies a uma velocidade suficiente para separá-las (RAMOS; DANIEL, 2021).

Uma parcela da energia oriunda do cisalhamento das camadas do fluido (que ocorre no deslizamento entre eixo e mancal) é transformada em energia térmica, que por sua vez resulta na elevação da temperatura do fluido (CAMERON, 1951). Visando um modelo mais representativo do mancal se faz preciso considerar a variação da viscosidade, visto que o valor desta propriedade é reduzido com o aumento da temperatura. Esta abordagem denomina-se modelo termo-hidrodinâmico THD (NICOLETTI et al., 1999).

Dowson (1962) foi um dos primeiros pesquisadores a trabalhar com a modelagem de mancais levando em conta o efeito térmico. Neste trabalho, foi apresentado a equação de Reynolds generalizada, que considera a variação de viscosidade e de densidade do fluido lubrificante, tanto na direção radial, quanto na circunferencial e axial. Com isso, permitiu realizar análises térmicas nos mancais hidrodinâmicos de forma mais abrangente e realista.

No contexto de projeto e análise de máquinas rotativas, a simulação computacional vem sendo uma ferramenta fundamental para agilizar e reduzir os custos destas atividades. Fillon, Bligoud e Freñe (1992) apontam que em muitas vezes a obtenção de resultados experimentais, bem como a extração de informações diretamente a partir dos sinais medidos, são procedimentos dispendiosos e de alto custo, associados à dificuldade de acesso aos pontos de medição e às condições em que as mesmas são realizadas. A evolução dos modelos matemáticos de mancais hidrodinâmicos aliada ao desenvolvimento de métodos computacionais mais eficazes possibilitou a análise mais realista acerca do comportamento dinâmico destes sistemas (BARBOSA, 2017).

Han e Paranjpe (1990) desenvolveram uma análise termo-hidrodinâmica em mancais utilizando o método dos volumes finitos, isto favoreceu a implementação do modelo, permitindo obter resultados mais precisos e estáveis, por ser baseado na equação da continuidade. Mancais

hidrodinâmicos frequentemente operam sob condições insuficientes de lubrificação, devido a problemas como entupimento de filtros, vazamentos, subdimensionamento ou mal funcionamento das bombas de óleo, altas rotações de operação ou até mesmo a inviabilidade do fornecimento da vazão adequada (ARTILES; HESHMAT, 1985). Essas situações onde a vazão de entrada de lubrificante é menor que o necessário para formar um filme completo é comumente chamado de *oil starvation* ((BONNEAU; FRENE, 1983),(HE et al., 2005)).

A condição de fornecimento de óleo lubrificante é um parâmetro essencial para o bom funcionamento do mancal hidrodinâmico, uma vez que a quantidade de lubrificante pode afetar a formação do campo de pressão hidrodinâmica (CUNHA; DANIEL, 2021). Portanto, um preciso modelo de lubrificação é necessário para uma avaliação adequada do comportamento estático e dinâmico de um rotor apoiado em mancais hidrodinâmicos.

Andrés, Koo e Hemmi (2017) apresentam um modelo físico para prever o desempenho de mancal hidrodinâmico do tipo *Tilting Pad* com condições de fluxo de óleo variando de inundação completa (*flooded*) até escassez extrema (*starvation*). Com a vazão de lubrificante reduzida o mesmo obteve resultados que comprovam que a distribuição de temperatura foi afetada, assim como os coeficientes dinâmicos e as forças de sustentação.

Os estudos sobre mancais cilíndricos THD normalmente são realizados considerando um fornecimento adequado de lubrificante. Sendo assim salienta-se a importância de estudar o fenômeno de *oil starvation* com objetivo de analisar a influência das condições de lubrificação no funcionamento dos mancais.

A validação experimental dos modelos numéricos de modelagem de mancais hidrodinâmicos através de bancadas de testes é de extrema importância para garantir a precisão e a confiabilidade desses modelos na prática. A realização de testes experimentais em bancada permite verificar se os resultados teóricos e computacionais correspondem adequadamente ao comportamento real dos mancais em condições controladas e próximas às reais de operação. Isso não apenas valida os modelos numéricos utilizados para otimização de projetos e simulações, mas também ajuda a identificar possíveis discrepâncias entre o modelo teórico e o comportamento físico observado. Assim, a validação experimental proporciona uma base sólida para a aplicação confiável dos modelos numéricos na engenharia de mancais hidrodinâmicos, contribuindo para o desenvolvimento de soluções mais eficientes e robustas no projeto de máquinas industriais.

Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo propor um modelo numérico para mancais cilíndricos radiais, capaz de representar diferentes condições de lubrificação. O modelo

proposto utiliza uma formulação THD, com condição de contorno adiabática para as superfícies do mancal e do eixo. Esforços foram direcionados para melhorar a convergência, a robustez e a representatividade do modelo, visando sua aplicação em análises e projetos de mancais.

O LMEST tem desenvolvido uma série de trabalhos na área de mancais hidrodinâmicos (CAVALINI et al., 2017); (BARBOSA, 2018); (BARBOSA et al., 2018); (SICCHIERI, 2019); (BARBOSA et al., 2021); (BARBOSA et al., 2023); (BARBOSA et al., 2023). Este trabalho contribui para esse cenário ao diferenciar-se pelo uso de dados reais obtidos de uma máquina experimental, impulsionando o crescimento do laboratório. Além disso, a possibilidade de emular condições de lubrificação variável dentro do modelo termo-hidrodinâmico é crucial para a análise de condições operacionais, projeto mecânico e a análise rotor-dinâmica. Essa capacidade amplia sua aplicabilidade não apenas no âmbito acadêmico, mas também na indústria.

## CAPÍTULO II

### REVISÃO DA LITERATURA

Os primeiros estudos focados na lubrificação e sua aplicação em máquinas foram estabelecidas por Petroff (1883), Tower (1883) e Reynolds (1886). Tower mostrou os efeitos da pressão hidrodinâmica que leva à capacidade de suporte de carga. Petroff evidenciou que a propriedade mais importante do fluido em relação ao atrito é a viscosidade, não a densidade, como era assumido por outros pesquisadores da época. Também foi identificado o cisalhamento viscoso como a natureza do atrito em mancais hidrodinâmicos. Petroff e Tower estabeleceram as bases por meio de experimentos enquanto Reynolds estabeleceu as bases teóricas para a lubrificação hidrodinâmica.

Reynolds (1886) em seu artigo derivou a equação governante para a pressão do filme, conhecida como equação de Reynolds, que é a base para a análise teórica de mancais hidrodinâmicos. Além disso mostrou um modelo analítico para mancais longos, a relação viscosidade/temperatura e a condição de fronteira de Reynolds para cavitação. Sem o auxílio de computadores para realizar os cálculos, a solução da equação de Reynolds focava em duas formas simplificadas: mancais infinitamente longos (*longbearings*) e mancais curtos (*shortbearings*). Todos esses ainda são amplamente utilizados por engenheiros pesquisadores e projetistas em lubrificação.

Posteriormente, Ocvirk (1952) resolveu a equação para mancais curtos. Inicialmente, essas análises foram chamadas de isoviscosas, pois assumiam que a viscosidade do lubrificante era constante. Com o avanço da tecnologia computacional, Pinkus (1956) foi o pioneiro ao resolver numericamente a equação de Reynolds em duas dimensões para mancais hidrodinâmicos circulares, elípticos e de três lóbulos, utilizando os primeiros computadores disponíveis na época.

Os resultados obtidos por Pinkus tiveram um impacto significativo e levaram a uma padronização no estudo e modelagem do filme de óleo em mancais hidrodinâmicos, enfocando principalmente a perspectiva bidimensional.

Os resultados obtidos por meio da análise isoviscosa foram precisos suficientemente enquanto as velocidades de rotação máquinas eram baixas. Com o aumento da velocidade de trabalho das máquinas (principalmente as turbomáquinas), o aumento de temperatura do lubrificante tornou-se significativo de tal forma que não podiam ser considerados. Como a viscosidade é uma forte função da temperatura, a análise isoviscosa simples tornou-se insuficiente nas aplicações de maior velocidade. Diante disso, a análise térmica tem recebido considerável atenção desde a década de 1950 (PINKUS, 1956).

Uma das primeiras tentativas de incluir o efeitos térmicos foi o uso de viscosidade efetiva na modelagem. Raimondi e Boyd (1958) introduziram uma equação empírica para temperatura efetiva. Com isso, a viscosidade efetiva foi determinada por esta temperatura e usada na equação de Reynolds. Este método levou em conta a variação da viscosidade devido ao aumento da temperatura, mas foi muito limitada em aplicações por não fornecer uma distribuição de temperatura ao longo da superfície do mancal.

Já observado por Petroff (1883), o atrito viscoso é a principal fonte da elevação de temperatura em mancais hidrodinâmicos. Este fenômeno é responsável por fazer com que a energia oriunda do cisalhamento das camadas do fluido seja transformada em energia térmica, que por sua vez resulta na elevação da temperatura do fluido (CAMERON, 1951). Visando um modelo mais representativo do mancal, é preciso considerar a variação da viscosidade do fluido, visto que o valor desta propriedade é reduzido com o aumento da temperatura. Dowson (1962) foi um dos primeiros pesquisadores a trabalhar com a modelagem de mancais levando em conta o efeito térmico. Neste trabalho, foi apresentado a equação de Reynolds generalizada, que considera a variação de viscosidade e de densidade do fluido lubrificante.

A solução da equação da energia requeria muito processamento computacional, sendo um gargalo até a década de 80 devido a limitantes tecnológicas da época. Isso exigia o uso de aproximações em modelos termo-hidrodinâmicos para reduzir o custo computacional. McCallion, Yousif e Lloyd (1970) realizaram análises adiabáticas THD em mancais no qual foram apresentados resultados de uma análise simplificada. Neste, a equação de energia foi desacoplada da equação de Reynolds consumindo um menor custo computacional e obtendo resultados satisfatórios.

Outro trabalho que avançou nesta área foi publicado por Han e Paranjpe (1990). Aqui os autores desenvolveram uma análise THD em mancais utilizando o método dos volumes finitos e obtiveram bons resultados. Tal método favoreceu a implementação do modelo de Reynolds e equação da energia em relação à custo computacional. Outro ganho foi em relação a obtenção de resultados mais precisos e estáveis, graças a conservação da massa por todo o domínio (incluindo região de cavitação).

Ferron, Frene e Boncompain (1983) apresentaram um trabalho teórico e experimental de um mancal de deslizamento de comprimento finito considerando a transferência de calor entre o filme, eixo e mancal. Cavitação e recirculação do lubrificante também são levadas em conta neste estudo, visando melhor representar o componente. Foi também construída uma bancada experimental dedicada para estudar e compreender o comportamento e desempenho de um mancal cilíndrico radial com um rebaixo de injeção (*groove*). A distribuição de pressão e temperatura na superfície do mancal foram medidas, juntamente com a razão de excentricidade e as vazões de alimentação do lubrificante para diferentes velocidades e cargas. O efeito na razão de excentricidade da dilatação diferencial é destacado. Neste trabalho a concordância entre os resultados teóricos e os dados experimentais é satisfatória.

Mancais hidrodinâmicos frequentemente operam sob condições insuficientes de lubrificação, devido a problemas como entupimento de filtros, vazamentos, subdimensionamento ou mal funcionamento das bombas de óleo, altas rotações de operação ou até mesmo a inviabilidade do fornecimento da vazão adequada (ARTILES; HESHMAT, 1985). Essas situações onde a vazão de entrada de lubrificante é menor que o necessário para formar um filme completo é comumente chamado de "*oil starvation*" (BONNEAU; FRENE, 1983); (HE et al., 2005)).

Trabalhar com condições de vazão variáveis requer uma formulação que atenda ao princípio da conservação de massa, como o proposto por Elrod (1974). O modelo de cavitação aperfeiçoado Elrod (1981) respeita a conservação de massa ao longo de todo mancal e também localiza as fronteiras de reformação e ruptura do filme de óleo. Essa característica fornece um mapeamento da vazão circulante no mancal. Ausas et al. (2009) desenvolveram outra abordagem baseada no algoritmo de Elrod, conhecida como abordagem  $p - \theta$ , na qual resolve tanto o campo de pressão quanto o campo de fração volumétrica de lubrificante no mancal, sendo que o comportamento de ambas variáveis está atrelado através das condições de cavitação.

Cunha e Daniel (2022) implementaram um modelo de conservação de massa (formulação  $p - \theta$ ) para descrever realisticamente a alimentação de óleo e avaliar sua influência no comportamento

dinâmico do rotor. A análise variou a pressão de alimentação e a posição da ranhura, mostrando que as condições de fornecimento de óleo afetam significativamente o desempenho do mancal e o comportamento dinâmico do rotor. Menores vazões aumentavam a estabilidade do mancal, especialmente com ranhura a  $270^\circ$ , enquanto a maior pressão de alimentação reduz o limiar de instabilidade.

Paranjpe e Goenka (1990) observaram que os modelos conservativos capturam de maneira precisa os fluxos de entrada e saída de lubrificante, ao passo que o modelo clássico de Reynolds mostra uma discrepância significativa nesses fluxos, especialmente em mancais com suprimento limitado de lubrificante. Os algoritmos de cavitação com conservação de massa são amplamente aplicados em modelos de mancais hidrodinâmicos, especialmente em análises que necessitam representar de forma realista os fluxos de lubrificante e as condições de formação e ruptura das fronteiras.

Para estudar o comportamento térmico do lubrificante em regiões cavitadas de mancais foi desenvolvido um modelo que considera uma mistura borbulhante de líquido e ar, calculando as propriedades locais da mistura no filme fluido (KNIGHT; NIEWIAROWSKI, 1990). A temperatura é determinada pela equação de energia de primeira ordem que inclui transferência de calor entre o filme e suas bordas, utilizando um perfil de distribuição de temperatura de segunda ordem. Comparando com experimentos e teorias anteriores, os resultados mostraram boa concordância.

Um estudo teórico e experimental da influência da formação do filme no desempenho de mancais de mancal hidrodinâmicos, e a taxa de fluxo lateral em particular, foi apresentado por Miranda (1983). Neste trabalho, uma técnica de análise numérica com base em um algoritmo de cavitação proposto (ELROD, 1981) foi desenvolvida. Esta técnica foi capaz de uma determinação automática dos limites da região de cavitação e incluiu uma consideração das condições de entrada do lubrificante (geometria do groove e pressão de alimentação). Uma bancada experimental foi projetada e comissionada para estudar a taxa de fluxo de lubrificante em mancais de deslizamento. Testes foram realizados com três mancais de vidro, variando vazão de alimentação, excentricidade e razão L/D.

Além dos estudos de temperatura, o aumento de velocidade em máquinas rotativas também levou a investigações extensivas sobre turbulência. Suganami e Szeri (1979) em uma tentativa de formular um modelo termo-hidrodinâmico de lubrificação de filme, que seja válido em regimes de fluxo laminar e superlaminar, criaram um modelo que representa a turbulência por difusividades

turbulentas e considera o fluxo como uma pequena perturbação do fluxo turbulento de Couette. A equação de energia retém a condução de calor na direção do movimento de deslizamento, tornando assim a análise aplicável mesmo em grandes excentricidades, quando ocorre refluxo do lubrificante.

Mitsui, Hori e Tanaka (1983) apresentaram um estudo teórico e experimental sobre o efeito de resfriamento do óleo de alimentação em um mancal cilíndrico. O torque de atrito, a distribuição de temperatura do mancal, a razão de excentricidade, as temperaturas do óleo na entrada e saída e a vazão de óleo foram variáveis mensuradas. Foi construído um mancal de plástico transparente usado para observar o fluxo do filme de óleo próximo ao groove de injeção, bem como na região de cavitação. Um coeficiente de mistura foi empiricamente obtido na análise termo-hidrodinâmica para determinar a distribuição de temperatura inicial do filme logo atrás da entrada. Esse variou principalmente de 0,4 a 0,8.

Uma investigação numérica conduzida por Gethin (1996) examinou o impacto das condições de contorno de temperatura e da dissipação viscosa no comportamento de mancais de dois e três lóbulos. Os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais, evidenciando a importância de incluir o gradiente de temperatura na borda a jusante do lóbulo. Esse fator foi incorporado como uma condição de temperatura, resultando em uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais para a geometria de três lóbulos. Para o mancal de dois lóbulos, a melhor correspondência com os dados experimentais foi alcançada ao definir a geração viscosa como zero no filme caviado, sugerindo que o lubrificante adere ao mancal e é transportado pelo filme caviado.

No estudo de Santos (1997), um modelo computacional termohidrodinâmico foi utilizado para obter a distribuição de pressão, espessura do filme de óleo, variação tridimensional da viscosidade e temperatura, e perfis de velocidade. A equação de Reynolds é resolvida para encontrar a distribuição da pressão hidrodinâmica, cujas forças resultantes sustentam o rotor e reduzem o atrito. Essas forças são calculadas iterativamente até encontrar o ponto de equilíbrio rotor-mancal. A viscosidade, dependente da temperatura, é obtida através da equação da energia. As equações de Reynolds e da energia são resolvidas simultaneamente pelo Método das Diferenças Finitas e os resultados foram comparados com a literatura existente.

A injeção do lubrificante como forma de controle de temperatura e controle ativo de vibrações foi avaliada por Nicoletti et al. (1999). Este estudo investiga os efeitos térmicos em um novo conceito de mancal segmentado híbrido, que utiliza múltiplos orifícios nas sapatas para a

lubrificação e controle ativo dos movimentos do rotor. As distribuições de pressão e temperatura do lubrificante foram analisadas sob diferentes condições operacionais e os resultados numéricos mostraram boa concordância com dados experimentais, indicando que a injeção de óleo frio reduz a temperatura média do óleo nas sapatas, sendo mais eficaz nas áreas de menor pressão hidrodinâmica próximas as bordas das sapatas. A pressão de injeção deve ser ajustada para cada condição operacional para alcançar o resfriamento desejado.

Daniel (2012) ampliou o modelo THD para incluir mancais segmentados radiais, considerando a espessura do filme lubrificante, permitindo análises dos efeitos térmicos e da distribuição de temperatura nesta área específica. Uma comparação entre este e o modelo de Russo (2000) demonstra que o primeiro foi mais preciso, pois incorpora os efeitos térmicos na determinação das características dinâmicas. Além disso, investigou-se a distribuição de pressão, as forças hidrodinâmicas, a posição de equilíbrio e a espessura mínima do filme de óleo em cada segmento do mancal.

Brito (2009) propôs um modelo termo-hidrodinâmico (THD) para analisar o desempenho de mancais de dois grooves, baseado na solução numérica das equações generalizadas de Reynolds e Energia. Especial atenção foi dada aos fenômenos próximos aos grooves de alimentação e à modelagem da região cavitada. Experimentos foram conduzidos em duas diferentes máquinas, com o objetivo de fornecer à comunidade científica uma ampla gama de resultados experimentais e discutir os fenômenos envolvidos, além de validar e refinar o modelo teórico proposto.

Wei et al. (2022) realizaram uma análise computacional de dinâmica de fluidos (CFD) bifásicos para obter a distribuição de lubrificante em um mancal, incluindo o tubo de entrada e o groove de injeção. Descobriu-se que, para um filme inicial incompleto, o comprimento de espalhamento do óleo varia ao longo da profundidade da ranhura e da espessura do filme. A magnitude dessa variação foi considerada independente da vazão mássica de entrada. O modelo numérico apresentado está em concordância com as observações experimentais presentes na literatura. Simulações numéricas do modelo proposto mostraram que, na região de cavitação, os raios não preenchem toda a espessura do filme.

Barbosa et al. (2023) avaliam os efeitos da injeção de pressão de óleo no comportamento dinâmico de um mancal de escora tipo *tilting – pad* com lubrificação híbrida. Neste trabalho foi desenvolvido um modelo termo-hidrodinâmico para a determinação da posição de equilíbrio e métodos de perturbação e redução de frequência são introduzidos para calcular os coeficientes de rigidez e amortecimento em várias condições operacionais. Os resultados mostram que esses

coeficientes dependem das condições operacionais, como carga estática, velocidade de rotação e frequência de perturbação.

Alguns autores tem utilizado modelos termo-hidrodinâmicos para alimentar técnicas de modelagem substituta, como os modelos de Krigagem, e assim reduzir o esforço computacional para análise de mancais específicos. Barbosa et al. (2021) utilizaram modelos de Krigagem para substituir modelos de três tipos de mancais em uma unidade hidrelétrica Francis; um mancal cilíndrico, um mancal *tilting – pad* radial e um mancal *tilting – pad* de escora. Os resultados mostram que os modelos de Krigagem são eficazes como alternativa visando menor custo computacional.

Além de fornecer um modelo robusto e eficiente para a análise de diferentes condições de lubrificação, o modelo termohidrodinâmico desenvolvido neste trabalho permitiu verificar a distribuição de pressão, a distribuição de temperatura, as forças hidrodinâmicas e a posição de equilíbrio. As informações obtidas com este modelo sugerem seu uso para a análise e projeto de mancais hidrodinâmicos cilíndricos radiais. A junção de efeitos de turbulência, modelagem da temperatura de mistura e cálculo da fração volumétrica dos *grooves* de injeção conferem à este trabalho contribuição significativa à academia.

A construção de uma bancada experimental também se destaca como um legado importante, onde foi possível obter dados precisos e confiáveis de uma configuração com duas regiões de injeção em um mancal cilíndrico radial do tipo *leading edge groove*.

## CAPÍTULO III

### FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Modelagem de um mancal cilíndrico radial

Esta seção apresenta a formulação teórica da implementação de um modelo matemático para um mancal cilíndrico radial levando em consideração os efeitos térmicos, hidrodinâmicos e também diferentes regimes de lubrificação.

##### 3.1.1 Distribuição de pressão

O modelo físico de um mancal hidrodinâmico cilíndrico radial pode ser definido em função de suas características geométricas. Para início de implementação torna-se necessário estabelecer um referencial inercial com o centro dos eixos  $X$ ,  $Y$  e  $Z$ , posicionados no centro do mancal (Fig. 3.1). A variável  $\alpha$  é a posição angular medida neste referencial,  $R$  é o raio do eixo,  $L$  é o comprimento do mancal,  $C$  é a folga radial,  $\omega$  é a velocidade de rotação do eixo,  $h$  é a espessura do filme de óleo,  $e$  é a excentricidade do eixo e  $\phi$  é a posição angular do centro do eixo.

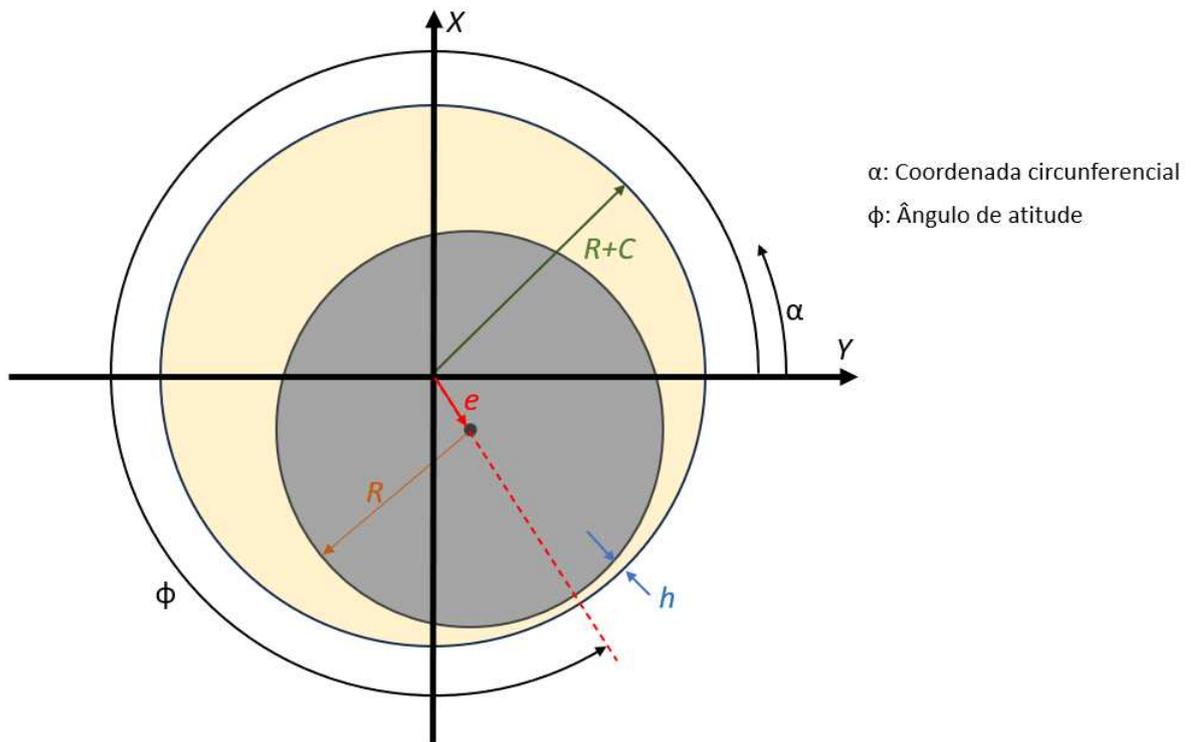


Figura 3.1: Representação cartesiana do mancal hidrodinâmico cilíndrico radial.

Um segundo referencial é adotado ao longo da superfície do mancal, sendo representado por  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Esse segundo referencial é necessário para os cálculos envolvendo a distribuição de pressão e temperatura (Fig. 3.2).

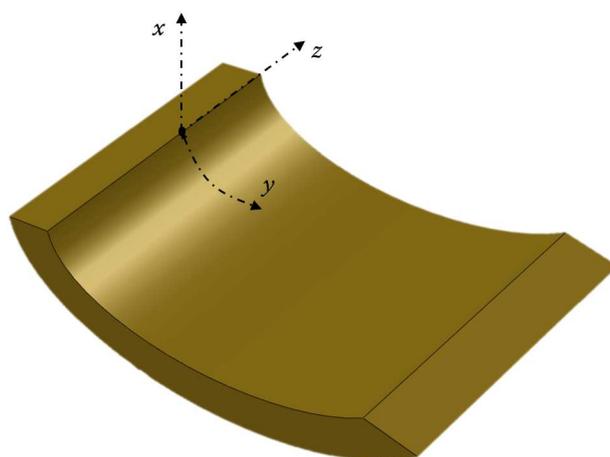


Figura 3.2: Referencial secundário.

A espessura do filme de óleo  $h_h$  e a posição do centro do eixo, ao longo das direções  $X$  e  $Y$  ( $X$  e  $Y$ , respectivamente), pode ser expressa em função da excentricidade  $e$  e do ângulo de

atitude  $\phi$  como mostra a Eq. (3.1).

$$\begin{aligned} X &= e \cos(\phi) \\ Y &= e \sin(\phi) \\ h &= C - X \cos(\alpha) - Y \sin(\alpha) \end{aligned} \quad (3.1)$$

A equação de Reynolds modificada Eq. (3.2) para um fluido Newtoniano incompressível, apresentada por Dowson (1962), foi utilizada na modelagem. As direções trabalhadas nesta modelagem para a análise do filme de óleo foram  $x$  e  $z$ , ou seja, o plano circunferencial do mancal. Para se obter a distribuição de pressão no filme é necessário solucionar essa equação diferencial parcial.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{h^3}{12\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \frac{h^3}{12\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial z} \right] = \frac{\Omega R}{2} \frac{\partial h}{\partial y} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.2)$$

Visando evitar problemas em relação às diferentes magnitudes das variáveis envolvidas no processo procede-se a adimensionalização da equação de Reynolds. As relações utilizadas são mostradas na Eq. (3.3). A viscosidade e temperatura de referência são, respectivamente,  $\mu_0$  e  $T_0$ .

$$\begin{aligned} \bar{y} &= \frac{y}{\beta_s}; & \bar{x} &= \frac{x}{C}; & \bar{z} &= \frac{z}{L}; & \bar{t} &= \Omega t; \\ \bar{\mu} &= \frac{\mu}{\mu_0}; & \bar{h} &= \frac{h}{C}; & \bar{P} &= \frac{P}{\mu_0 \Omega R^2} C^2; & E &= \frac{e}{C} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Dessa forma, a equação de Reynolds adimensionalizada é mostrada na Eq. (3.4).

$$\left( \frac{1}{\beta_s} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \right) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right] + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \right) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{1}{2\beta_s} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \quad (3.4)$$

A equação (3.4) possui solução analítica muito complexa, portanto métodos de solução numéricos são utilizados para determinar o campo de pressão do filme de óleo. Primeiramente é necessário discretizar a equação a fim de obter uma equação algébrica. O Método dos Volumes

Finitos (MVF), foi o escolhido para esta finalidade (MALISKA, 2004). A figura 3.3 apresenta a malha utilizada para representação do domínio físico do mancal, onde,  $\bar{x}$ ,  $\bar{y}$  e  $\bar{z}$  (formas adimensionais) são as direções adotadas.

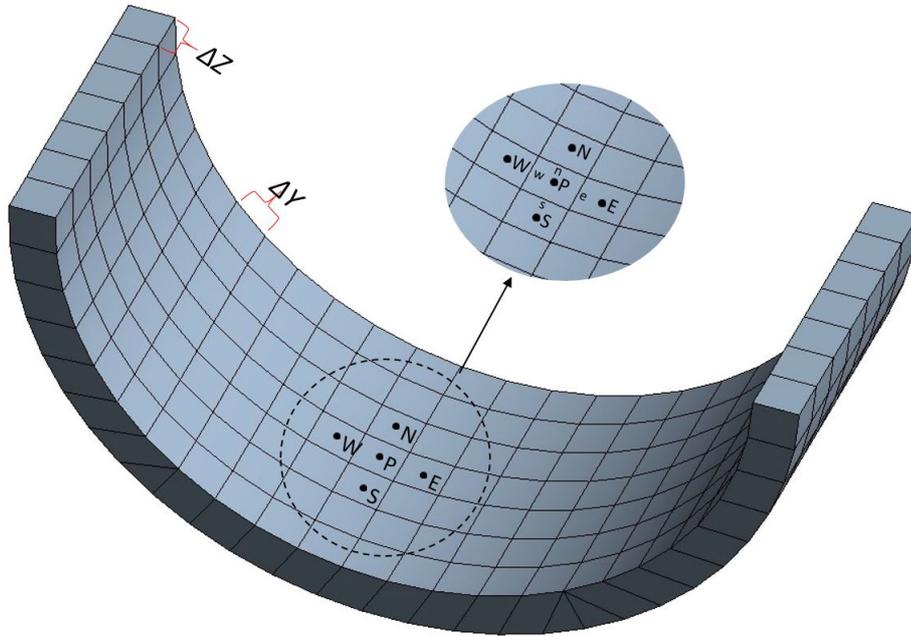


Figura 3.3: Representação da malha discretizada por MVF

A equação (3.4) será dividida em quatro partes (Termos A, B, C e D) para uma melhor organização e compreensão textual. A equação (3.5) apresenta a aplicação do MVF no primeiro termo da Eq. (3.4), denominado termo A. Analogamente são definidos os termos B, C e D, Eq. (3.6), Eq. (3.7) e Eq. (3.8).

Termo A

$$\int_s^n \int_w^e \left( \frac{1}{\beta_s} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \right) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right] d\bar{y} d\bar{z} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned}
&= \left(\frac{1}{\beta_s}\right)^2 \int_s^n \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_e - \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_w \right] d\bar{z} \\
&= \left(\frac{1}{\beta_s}\right)^2 \left[ \left( \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\partial \bar{P}_e}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_e - \left( \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\partial \bar{P}_w}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_w \right] \Delta\bar{z} \\
&\quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \Big|_e = \frac{(\bar{P}_E - \bar{P}_P)}{\Delta\bar{y}} \quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \Big|_w = \frac{(\bar{P}_P - \bar{P}_W)}{\Delta\bar{y}} \\
&= \left( \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right) \bar{P}_E + \left( \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right) \bar{P}_w - \frac{1}{\beta_s^2} \left[ \left( \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} + \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \right) \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right] \bar{P}_P
\end{aligned}$$

Termo B

$$\begin{aligned}
&\int_s^n \int_w^e \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \left( \frac{\bar{h}}{12\bar{\mu}} \right)^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right] d\bar{y} d\bar{z} \\
&= \left( \frac{R}{L} \right)^2 \int_e^w \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_n - \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_s \right] d\bar{y} \\
&= \left( \frac{R}{L} \right)^2 \left[ \left( \frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_n - \left( \frac{\bar{h}_s^3}{12\bar{\mu}_s} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_s \right] \Delta\bar{y} \\
&\quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \Big|_n = \frac{(\bar{P}_N - \bar{P}_P)}{\Delta\bar{z}} \quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \Big|_s = \frac{(\bar{P}_P - \bar{P}_S)}{\Delta\bar{z}} \\
&= \left( \frac{R}{L} \right)^2 \left( \frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right) \bar{P}_N + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \left( \frac{\bar{h}_s^3}{12\bar{\mu}_s} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right) \bar{P}_S - \left( \frac{R}{L} \right)^2 \left[ \left( \frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} + \frac{\bar{h}_s^3}{12\bar{\mu}_s} \right) \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right] \bar{P}_P
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Termo C

$$\begin{aligned}
 & \int_s^n \int_w^e \frac{1}{2\beta_s} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{y}} [\bar{h}] d\bar{y}d\bar{z} \\
 & = \frac{1}{2\beta_s} \int_s^n [\bar{h}]|_e - [\bar{h}]|_w d\bar{z} \\
 & = \frac{1}{2\beta_s} [\bar{h}_e - \bar{h}_w] \Delta\bar{z} \\
 & = \frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} [\bar{h}_e - \bar{h}_w]
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

Termo D

$$\begin{aligned}
 & \int_s^n \int_w^e \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} d\bar{y}d\bar{z} \\
 & \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = \frac{1}{\Omega_{cR}} \frac{\partial h}{\partial t} = -\bar{y}_r \cos\alpha - \bar{x}_r \sin\alpha \\
 & \int_s^n \int_w^e \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} d\bar{y}d\bar{z} = -(\bar{y}_r \cos\alpha + \bar{x}_r \sin\alpha) \Delta\bar{y}\Delta\bar{z}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Agrupando as equações obtidas a partir dos termos A, B, C e D Eq. (3.9):

$$C_P \bar{P}_P + C_E \bar{P}_E + C_W \bar{P}_W + C_N \bar{P}_N + C_S \bar{P}_S = B_P \tag{3.9}$$

onde:

$$C_E = \left( \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right), \quad C_W = \left( \frac{1}{\beta_s^2} \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right), \quad C_N = \left( \frac{R^2 \bar{h}_n^3}{L^2 12\bar{\mu}_n} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right)$$

$$C_S = \left( \frac{R^2 \bar{h}_s^3}{L^2 12\bar{\mu}_s} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right), \quad C_P = -(C_E + C_W + C_N + C_S) \quad (3.10)$$

$$B_P = \frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} [\bar{h}_e - \bar{h}_w] - (\bar{Y} \cos\alpha + \bar{X} \sin\alpha) \Delta\bar{y} \Delta\bar{z}$$

A equação (3.9) representa apenas um elemento da malha discretizada, logo, esta deve ser aplicada à todos os outros elementos. Na equação (3.11)  $i$  e  $j$  representam a posição do centro do volume finito, referenciado em  $\bar{y}$  e  $\bar{z}$ , respectivamente.

$$C_{(i,j)} \bar{P}_{(i,j)} + C_{(i,j+1)} \bar{P}_{(i,j+1)} + C_{(i,j-1)} \bar{P}_{(i,j-1)} + C_{(i+1,j)} \bar{P}_{(i+1,j)} + C_{(i-1,j)} \bar{P}_{(i-1,j)} = B_{(i,j)} \quad (3.11)$$

As condições de contorno são mostradas conforme Eq. (3.12).

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{P}(1, \theta) = 0 \\ \bar{P}(0, \theta) = 0 \\ \bar{P}(\bar{z}, 0) = \bar{P}(\bar{z}, 2\pi) \\ \bar{P}(\bar{z}, \alpha) < 0 \rightarrow \bar{P}(\bar{z}, \alpha) = 0 \end{array} \right. \quad (3.12)$$

As duas primeiras condições de contorno apresentadas referem-se à adoção de pressão manométrica nula nas extremidades laterais do mancal. A terceira consideração refere-se ao princípio da circularidade que o mancal apresenta. Por fim, na quarta condição de contorno despreza-se que efeitos de cavitação ocorram no mancal.

Por meio da solução da Eq. (3.11), obtém-se o campo de pressão hidrodinâmica no mancal. Existem diversos métodos para a solução de sistemas lineares disponíveis na literatura. Com o objetivo de se obter uma solução com menor custo computacional, neste trabalho optou-se pela solução direta do sistema linear. Este método consiste em construir uma matriz de coeficientes (de acordo com a disposição dos volumes finitos na malha discretizada) e um vetor contendo os termos independentes da pressão hidrodinâmica (de acordo a disposição dos volumes). Dessa

forma, é possível obter o vetor de pressão hidrodinâmica por meio do produto entre a inversa da matriz dos coeficientes e o vetor termo fonte Eq. (3.13).  $\bar{P}_h$  é o vetor de pressão,  $C$  é a matriz de coeficientes e  $B_p$  é o vetor de termos independentes da pressão hidrodinâmica.

$$\bar{P}_h = C^{-1}B_p \quad (3.13)$$

### 3.1.2 Distribuição de Temperatura

Para obtermos a distribuição de temperatura no filme de óleo do mancal, aplica-se a equação da conservação de energia Eq. (3.14). Esta se baseia no modelo apresentado por Nicoletti et al. (1999).

$$\begin{aligned} & - \left[ \frac{\rho c_p h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\rho c_p h U}{2} \right] \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\rho c_p h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} + \rho c_p h \frac{\partial T}{\partial t} \\ & = k_t h \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + k_t h \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + p \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{4\mu}{3h} \left( \frac{\partial h}{\partial t} \right)^2 \\ & + \mu \frac{U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (3.14)$$

As simplificações adotadas no modelo são:

- As variações da massa específica  $\rho$ , da condutividade térmica  $k_t$  e do calor específico  $c_p$  do óleo com relação a temperatura são desprezadas;
- Somente a variação da viscosidade  $\mu$  do óleo em função da temperatura é computada;
- A variação da temperatura do óleo ao longo da espessura do filme de óleo é desprezada.

Ao solucionar a equação da energia é possível obter a distribuição de temperatura do filme de óleo. Dessa forma, analogamente ao que aplica-se para determinar a distribuição de pressão, deve-se utilizar o MVF como método de discretização. Mais uma vez executa-se a adimensionalização da equação diferencial para facilitar a solução numérica. A equação da conservação de energia adimensionalizada Eq. (3.15) e seus termos adimensionalizados Eq. (3.16) são mostrados abaixo. A adimensionalização da equação diferencial é aplicada novamente para evitar erros numéricos.



Termo A

$$\begin{aligned}
& \int_s^n \int_w^e -\frac{(\bar{h})^3}{12 \cdot \bar{\mu} \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) d\bar{y} d\bar{z} \\
&= - \left( \frac{(\bar{h})^3}{12 \cdot \bar{\mu} \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_P \int_s^n (T_e - T_w) d\bar{z} \\
&= - \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} (T_e - T_w) \Delta \bar{z} \tag{3.17} \\
&\quad \bar{T}_e = \bar{T}_P \quad \bar{T}_w = \bar{T}_W \\
&= - \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} (T_P - T_W) \Delta \bar{z} \\
&= - \left[ \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_P + \left[ \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_W
\end{aligned}$$

Termo B

$$\begin{aligned}
& \int_s^n \int_w^e -\frac{(\bar{h})^3}{12 \cdot \bar{\mu}} \frac{R^2}{L^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right) d\bar{y} d\bar{z} \\
&= - \frac{R^2}{12 \cdot L^2} \left( \frac{(\bar{h})^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_P \int_s^n \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} d\bar{z} \tag{3.18} \\
&= - \frac{R^2}{12 \cdot L^2} \left( \frac{(\bar{h})^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_P (T_n - T_s) \Delta \bar{y}
\end{aligned}$$

$$= -\frac{R^2}{12.L^2} \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} (T_n - T_s) \Delta \bar{y}$$

$$\bar{T}_n = \bar{T}_P \quad \bar{T}_s = \bar{T}_S$$

$$= -\left[ \frac{R^2}{12.L^2} \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \Delta \bar{y} \right] \bar{T}_P + \left[ \frac{R^2}{12.L^2} \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \Delta \bar{y} \right] \bar{T}_S$$

Termo C

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\bar{h}}{2.\beta_s} \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) d\bar{y} d\bar{z}$$

$$= \frac{\bar{h}}{2.\beta_s} \Big|_P \int_s^n T_e - T_w d\bar{z}$$

$$= \frac{\bar{h}_P}{2.\beta_s} (T_e - T_w) \Delta \bar{z}$$

(3.19)

$$\bar{T}_e = \bar{T}_P \quad \bar{T}_w = \bar{T}_W$$

$$= \frac{\bar{h}_P}{2.\beta_s} (T_P - T_W) \Delta \bar{z}$$

$$= \left[ \frac{\bar{h}_P}{2.\beta_s} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_P - \left[ \frac{\bar{h}_P}{2.\beta_s} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_W$$

Termo D

$$\int_s^n \int_w^e (\bar{h}) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{t}} d\bar{y} d\bar{z} = 0 \quad (3.20)$$

Termo E

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e -\frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right) \frac{\bar{h}}{L^2} d\bar{y} d\bar{z} \\ &= -\frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}}{L^2} \Big|_P \Delta \bar{y} \int_s^n \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right) d\bar{z} \\ &= -\frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \cdot \frac{\bar{h}_P}{L^2} \Delta \bar{y} \left[ \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{z}} - \frac{\partial \bar{T}_s}{\partial \bar{z}} \right] \\ & \frac{\partial \bar{T}_n}{\partial \bar{z}} = \frac{\bar{T}_N - \bar{T}_P}{\Delta \bar{z}} \quad \frac{\partial \bar{T}_s}{\partial \bar{z}} = \frac{\bar{T}_P - \bar{T}_S}{\Delta \bar{z}} \\ &= -\left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \cdot \frac{\bar{h}_P \Delta \bar{y}}{L^2 \Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_N + \left[ \frac{2 \cdot k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \cdot \frac{\bar{h}_P \Delta \bar{y}}{L^2 \Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_P - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \cdot \frac{\bar{h}_P \Delta \bar{y}}{L^2 \Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_S \end{aligned} \quad (3.21)$$

Termo F

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e -\frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \left( \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} \right) \frac{\bar{h}}{\beta_s^2 \cdot R^2} d\bar{y} d\bar{z} \\ &= -\frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \left( \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \Big|_e - \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \Big|_w \right) \Delta \bar{z} \\ & \frac{\partial \bar{T}_e}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{T}_E - \bar{T}_P}{\Delta \bar{y}} \quad \frac{\partial \bar{T}_w}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{T}_P - \bar{T}_W}{\Delta \bar{y}} \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$= - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_E + \left[ \frac{2 \cdot k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_P - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_W$$

Termo G

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e \frac{\mu_0 \cdot \Omega \cdot (R)^2}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R^2} \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} d\bar{y} d\bar{z} \\ &= \frac{\mu_0 \cdot \Omega \cdot (R)^2}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R^2} \cdot \bar{p}_P \int_s^n \int_w^e \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} d\bar{y} d\bar{z} \\ &= \frac{\mu_0 \cdot \Omega \cdot (R)^2}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R^2} \cdot \frac{\partial \bar{h}_P}{\partial \bar{t}} \cdot \bar{p}_P [\Delta \bar{y} \Delta \bar{z}] \end{aligned} \quad (3.23)$$

Termo H

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{4}{3} \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}} \cdot c_R \left( \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \right)^2 d\bar{y} d\bar{z} \\ &= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{4 \cdot c_R}{3} \left( \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \right)^2 \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}} \Big|_P \Delta \bar{y} \int_s^n d\bar{z} \\ &= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \left( \frac{\partial \bar{h}_P}{\partial \bar{t}} \right)^2 \frac{4 \cdot c_R}{3} \frac{\bar{\mu}_P}{\bar{h}_P} \Delta \bar{y} \Delta \bar{z} \\ &= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0} \left( \frac{\partial \bar{h}_P}{\partial \bar{t}} \right)^2 \frac{4}{3} \frac{\bar{\mu}_P}{\bar{h}_P} \Delta \bar{y} \Delta \bar{z} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Termo I

$$\begin{aligned}
& \int_s^n \int_w^e \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \bar{\mu} \cdot \frac{(R)^2}{\bar{h} \cdot c_R} d\bar{y} d\bar{z} \\
&= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{\bar{\mu}_P \cdot (R)^2}{\bar{h}_P \cdot c_R} \int_s^n \int_w^e d\bar{y} d\bar{z} \\
&= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{\bar{\mu}_P \cdot (R)^2}{\bar{h}_P \cdot c_R} \Delta\bar{y} \Delta\bar{z} \\
&= \frac{\Omega \cdot \mu_0 \cdot R^2}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R^2} \left[ \frac{\bar{\mu}_P}{\bar{h}_P} \Delta\bar{y} \Delta\bar{z} \right]
\end{aligned} \tag{3.25}$$

Termo J

$$\begin{aligned}
& \int_s^n \int_w^e \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{(\bar{h})^3}{12\bar{\mu}} \cdot \frac{R^2}{\beta_s^2 \cdot c_R} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right)^2 d\bar{y} d\bar{z} \\
&= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{R^2}{12 \cdot c_R} \cdot \frac{(\bar{h}_P)^3}{\beta_s^2 \cdot \bar{\mu}_P} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \right)^2 \int_s^n \int_w^e d\bar{y} d\bar{z} \\
&= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \left[ \frac{R^2}{12 \cdot c_R} \cdot \frac{(\bar{h}_P)^3}{\beta_s^2 \cdot \bar{\mu}_P} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \right)^2 \Delta\bar{y} \Delta\bar{z} \right]
\end{aligned} \tag{3.26}$$

Termo K

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{(\bar{h})^3}{12\bar{\mu}} \cdot \frac{R^4}{L^2 \cdot c_R} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)^2 d\bar{y} d\bar{z}$$

$$= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \frac{R^4}{12 \cdot L^2 \cdot c_R} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \right)^2 \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \int_s^n \int_w^e d\bar{y} d\bar{z} \quad (3.27)$$

$$= \frac{\Omega \cdot \mu_0}{\rho \cdot c_p \cdot T_0 \cdot c_R} \left[ \frac{R^4}{12 \cdot L^2 \cdot c_R} \cdot \left( \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \right)^2 \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \cdot \Delta \bar{y} \Delta \bar{z} \right]$$

Agrupando os termos de acordo com as temperaturas nas faces leste, oeste, norte e sul obtém-se:

$$\begin{aligned} & - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_E \\ & + \left[ \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_W - \left[ \frac{\bar{h}_P}{2 \cdot \beta_s} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_W - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_W \\ & - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{L^2} \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_N \\ & + \left[ \frac{R^2}{12 \cdot L^2} \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \Delta \bar{y} \right] \bar{T}_S - \left[ \frac{k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{L^2} \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_S \\ & - \left[ \frac{(\bar{h}_P)^3}{12 \bar{\mu}_P \cdot \beta_s^2} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{y}} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_P - \left[ \frac{R^2}{12 \cdot L^2} \frac{(\bar{h}_P)^3}{\bar{\mu}_P} \frac{\partial \bar{p}_P}{\partial \bar{z}} \Delta \bar{y} \right] \bar{T}_P \\ & + \left[ \frac{\bar{h}_P}{2 \cdot \beta_s} \Delta \bar{z} \right] \bar{T}_P + \left[ \frac{2 \cdot k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{L^2} \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{z}} \right] \bar{T}_P + \left[ \frac{2 \cdot k_t}{\rho \cdot c_p \cdot \Omega} \frac{\bar{h}_P}{\beta_s^2 \cdot R^2} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{T}_P \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$B_T = \text{Termo G} + \text{Termo H} + \text{Termo I} + \text{Termo J} + \text{Termo K}$$

Analogamente ao procedimento de cálculo utilizado para determinar o campo de pressão hidrodinâmica, a Eq. (3.20) é aplicada a todos os volumes finitos internos da malha discretizada. Assim, o sistema linear correspondente é obtido, conforme a Eq. (3.31).

$$A_E \bar{T}_E + A_W \bar{T}_W + A_N \bar{T}_N + A_S \bar{T}_S + A_P \bar{T}_p = B_T \quad (3.29)$$

As condições de contorno aplicadas para o cálculo do campo de temperatura são apresentadas na Eq. (3.30). A primeira e segunda referem-se à condição de contorno adiabática entre mancal e eixo, respectivamente. Tal condição é considerada uma abordagem conservadora, visto que o campo de temperatura encontrado tende a apresentar valores não tão próximos à condição real.

A terceira condição de contorno refere-se ao princípio da circularidade do mancal. E, por fim, a quarta condição representa a mistura entre o fluxo de óleo frio, vindo de um reservatório, e o óleo aquecido que circula no mancal.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=1} = 0 \\ T(2\pi, z) = T(0, z) \\ T(0, z) = T(\beta_s, z) = T_{mist} \end{array} \right. \quad (3.30)$$

A figura 3.4 apresenta fisicamente a última condição de contorno. Nesta,  $T_2$  e  $Q_2$  são a temperatura e vazão do óleo de recirculação no mancal, respectivamente.  $T_{rep}$  e  $Q_{rep}$  são a temperatura e vazão do óleo que entra no mancal vindo do reservatório e  $T_{mist}$  e  $Q_{mist}$  são a temperatura e vazão resultante desta mistura, caracterizando o óleo que entra no mancal Eq. (3.31).

$$T_{mist} = \frac{T_{rep} Q_{rep} + T_2 Q_2}{Q_{mist}} \quad Q_{mist} = Q_{rep} + Q_2 \quad (3.31)$$

De modo análogo ao procedimento de cálculo adotado para determinar o campo de pressão

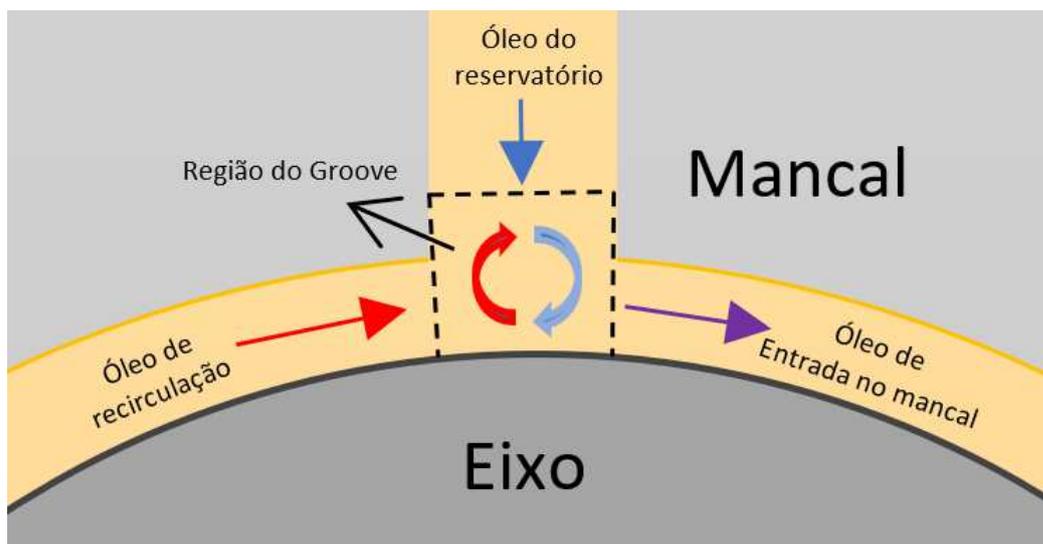


Figura 3.4: Representação da região de mistura dos fluidos na região do groove de injeção

hidrodinâmica, o campo de temperatura pode ser obtido por meio da solução direta do sistema linear Eq. (3.32). A variável  $T$  é o vetor de temperatura,  $A$  é a matriz de coeficientes e  $B_T$  é o vetor independente.

$$T = A^{-1}B_T \quad (3.32)$$

Conhecendo o campo de temperatura do óleo, é possível determinar o campo de viscosidade. A equação que descreve o comportamento da viscosidade em função da temperatura é obtida por regressão exponencial, usando dois valores de viscosidade medidos em diferentes temperaturas. Esses parâmetros devem ser inseridos no modelo previamente e normalmente utilizam-se informações de folheto técnico fornecidos pelo fabricante do óleo lubrificante.

Determinado o campo de viscosidade, retorna-se novamente ao cálculo do campo de pressão e temperatura até que seja verificado convergência dos valores de temperatura. Com o campo de pressão determinado, podemos então calcular as forças de sustentação hidrodinâmica do mancal como mostra a Eq. (3.33).

$$\begin{aligned}
 F_X &= \int_0^{2\pi} \int_0^L p_h \cos \alpha dx dy \\
 F_Y &= \int_0^{2\pi} \int_0^L p_h \sin \alpha dx dy \\
 F_h &= \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}
 \end{aligned} \tag{3.33}$$

### 3.1.3 Coeficientes Dinâmicos

Aplicando deslocamentos e velocidades no eixo a partir da sua posição de equilíbrio, pode-se determinar os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal. Uma vez que os coeficientes do filme de óleo do mancal são específicos para uma localização particular do centro do eixo, um incremento de deslocamento pode ser aplicado ao eixo em uma das direções, resultando em variação do campo de pressão e alteração da força hidrodinâmica. Dessa forma, os coeficientes de rigidez podem ser determinados mediante relação entre as variações das forças hidrodinâmicas e das perturbações aplicadas. A equação (3.34) apresenta este método.

$$\begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \Delta F_{hx} \\ \Delta F_{hy} \end{Bmatrix} &= - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \\
 k_{xx} &= \frac{\Delta F_x}{\Delta x} & k_{xy} &= \frac{\Delta F_x}{\Delta y} \\
 k_{yx} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta x} & k_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta y} \\
 c_{xx} &= \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{x}} & c_{xy} &= \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{y}} \\
 c_{yx} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{x}} & c_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{y}}
 \end{aligned} \tag{3.34}$$

A figura 3.5 apresenta o fluxograma que sintetiza as etapas mostradas para se obter os campos

de pressão e temperatura, a posição de equilíbrio e os coeficientes dinâmicos de um mancal cilíndrico radial.

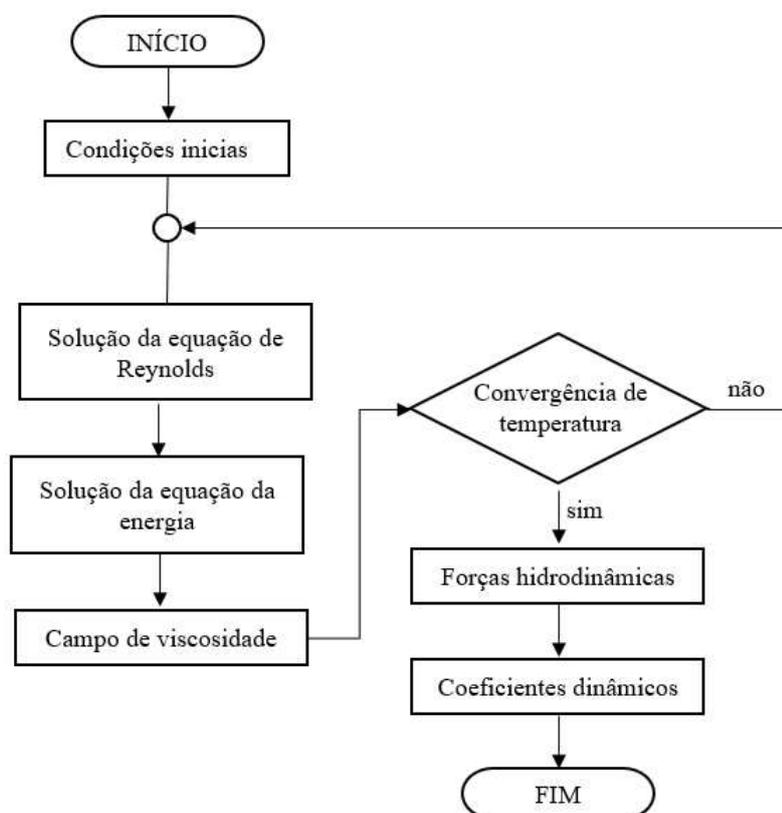


Figura 3.5: Fluxograma do modelo termo-hidrodinâmico.

### 3.1.4 Mancais ovalizados

Mancais hidrodinâmicos ovalizados, também conhecidos como mancais de formato limão (*Lemon shape*), tem sido objeto de considerável interesse na área de máquinas rotativas (CHAUHAN; SEHGAL; SHARMA, 2010). A geometria ovalizada desses mancais permite uma distribuição eficiente do fluido lubrificante, resultando em melhor desempenho e vida útil prolongada desse componente mecânico, advindo principalmente de uma carga mais equilibrada e menor concentração de tensões na superfície do mancal. Essa distribuição uniforme de pressão é benéfica para melhorar a capacidade de carga do mancal e reduzir os pontos de falha localizados.

Nesta seção é mostrada a implementação de duas geometrias para representação de mancais limão, a geometria lobular e a geometria elíptica (Fig. 3.6). A grande diferença dessas duas geometrias são suas extremidades, enquanto a geometria lobular apresenta extremidades mais

acentuadas a geometria elíptica apresenta uma extremidade suavizadas.

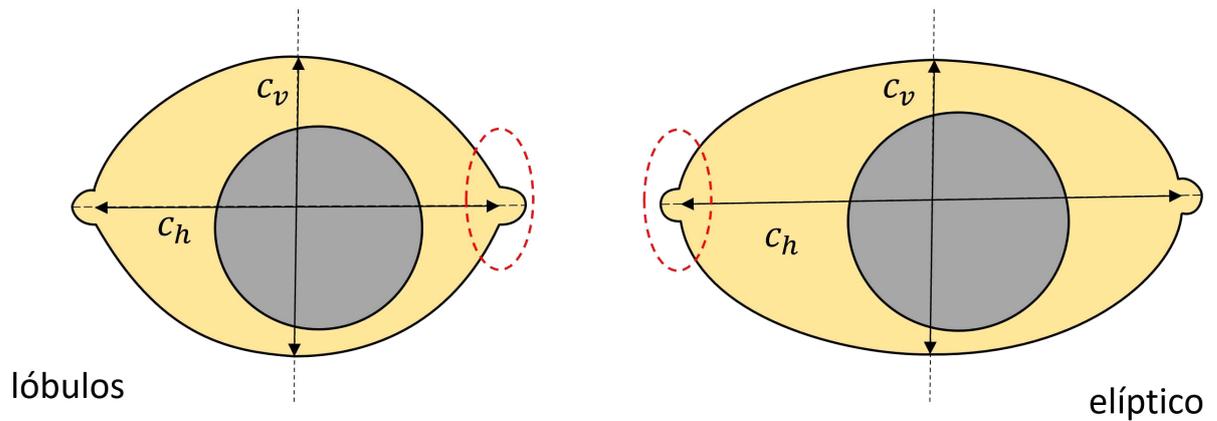


Figura 3.6: À esquerda mancal lobular; à direita mancal elíptico. Destacado em vermelho a principal diferença geométrica.

É necessário alterar a equação para a determinação do filme de óleo, adaptando-a para cada tipo de geometria. Para a modelagem dos mancais elípticos, foi aplicada a equação do filme de óleo utilizada por Chauhan, Sehgal e Sharma (2010), conforme mostrado na Eq. (3.35).

$$h = 1 - X \cos \alpha - Y \sin \alpha + \frac{Preload}{(1 - Preload)} \cos^2 \alpha \quad (3.35)$$

onde:

$h$  = espessura do filme de óleo;

$X$  = coordenada x cartesiana da posição do eixo;

$Y$  = coordenada y cartesiana da posição do eixo;

$\alpha$  = posição ao longo da circunferência do mancal;

O termo *Preload* utilizado na Eq. (3.35) é uma medida da elipticidade geométrica do mancal. Sua definição pode ser obtida em função da folga radial horizontal e vertical Eq. (3.36).

$$Preload = \frac{C_h - C_v}{C_h} \quad (3.36)$$

onde:

$C_h$  = folga radial horizontal do mancal;

$C_v$  = folga radial vertical do mancal (folga de projeto do mancal);

Para o mancal lobular a Eq. (3.37) proposta por He (2003) descreve a espessura do filme de óleo para essa geometria.

$$h = \frac{1}{(1 - Preload)} - X \cos \alpha - Y \sin \alpha + \frac{Preload}{(1 - Preload)} \cos(\alpha - \alpha_{pivot}) \quad (3.37)$$

onde:

$h$  = espessura do filme de óleo;

$X$  = coordenada x cartesiana da posição do eixo;

$Y$  = coordenada y cartesiana da posição do eixo;

$\alpha$  = posição ao longo da circunferência do mancal;

$\alpha_{pivot}$  = posição central do casquilho (pivot);

### 3.1.5 Condição de lubrificação variável em mancais cilíndrico radial

A representação do fenômeno de condição de lubrificação variável cabe ao modelo  $p - \theta$  proposto por Ausas, Jai e Buscaglia (2009). Este modelo baseia-se na imposição de determinadas condições de contorno na equação de Reynolds para garantir a conservação de massa em todo domínio. O modelo  $p - \theta$  possui duas variáveis desconhecidas: a variável  $P$  da pressão, presente nos termos de Poiseuille; e a variável  $\theta_{vol}$  que representa somente a fração volumétrica e assume valores entre 0 (filme cavitado) e 1 (filme completo). Esta variável aparece presente nos termos de *Squeeze* e *Couette* (CUNHA, 2019). Dessa forma, a equação de Reynolds pode ser reformulada conforme Eq. (3.38).

$$\frac{\partial(h\theta_{vol})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{U}{2} h \theta_{vol} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.38)$$

O procedimento de solução da equação de Reynolds para o modelo com condição de lubrificação insuficiente parte do mesmo princípio apresentado anteriormente. Dessa forma, a equação de Reynolds adimensionalizada é mostrada na Eq. (3.39) e sua integração para a solução

por volumes finitos são mostradas a partir da Eq.(3.40) a Eq. (3.43).

$$\left(\frac{1}{\beta_S}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \left( \frac{\bar{h}}{12\bar{\mu}} \right)^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right] + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \left( \frac{\bar{h}}{12\bar{\mu}} \right)^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{1}{2\beta_S} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{y}} (\bar{h}\theta_{vol}^-) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{h}\theta_{vol}^-) \quad (3.39)$$

Termo A

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e \left(\frac{1}{\beta_S}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \right) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right] d\bar{y}d\bar{z} \\ &= \left(\frac{1}{\beta_S}\right)^2 \int_s^n \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_e - \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_w \right] d\bar{z} \\ &= \left(\frac{1}{\beta_S}\right)^2 \left[ \left( \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\partial \bar{P}_e}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_e - \left( \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\partial \bar{P}_w}{\partial \bar{y}} \right) \Big|_w \right] \Delta \bar{z} \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \Big|_e &= \frac{(\bar{P}_E - \bar{P}_P)}{\Delta \bar{y}} & \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \Big|_w &= \frac{(\bar{P}_P - \bar{P}_W)}{\Delta \bar{y}} \\ &= \left( \frac{1}{\beta_S^2} \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right) \bar{P}_E + \left( \frac{1}{\beta_S^2} \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right) \bar{P}_w - \frac{1}{\beta_S^2} \left[ \left( \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} + \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \right) \frac{\Delta \bar{z}}{\Delta \bar{y}} \right] \bar{P}_P \end{aligned}$$

Termo B

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \left( \frac{\bar{h}}{12\bar{\mu}} \right)^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right] d\bar{y}d\bar{z} \\ &= \left(\frac{R}{L}\right)^2 \int_w^e \left[ \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_n - \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_s \right] d\bar{y} \\ &= \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left[ \left( \frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_n - \left( \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) \Big|_s \right] \Delta \bar{y} \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \Big|_n = \frac{(\bar{P}_N - \bar{P}_P)}{\Delta \bar{z}} \quad \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \Big|_s = \frac{(\bar{P}_P - \bar{P}_S)}{\Delta \bar{z}}$$

$$\left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}}\right) \bar{P}_N + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\frac{\bar{h}_s^3}{12\bar{\mu}_s} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}}\right) \bar{P}_S - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left[\left(\frac{\bar{h}_n^3}{12\bar{\mu}_n} + \frac{\bar{h}_s^3}{12\bar{\mu}_s}\right) \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}}\right] \bar{P}_P$$

Termo C

$$\begin{aligned} & \int_s^n \int_w^e -\frac{1}{2\beta_s} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{y}} [\bar{h}\theta_{vol}^-] d\bar{y}d\bar{z} \\ &= -\frac{1}{2\beta_s} \int_s^n [\bar{h}\theta_{vol}^-] \Big|_e - [\bar{h}\theta_{vol}^-] \Big|_w d\bar{z} \\ &= \frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} [-\bar{h}_e\bar{\theta}_e + \bar{h}_w\bar{\theta}_w] \end{aligned}$$

$$\theta_w = \theta_W \quad \theta_e = \theta_P \quad (3.42)$$

$$= -\frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} \bar{h}_e \theta_P + \frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} \bar{h}_w \theta_W$$

$$K_{P_1} = -\frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} \bar{h}_e \quad K_W = \frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_s} \bar{h}_w$$

Termo D

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{h}\theta_{vol}^-) d\bar{y}d\bar{z} = \underbrace{h_p \frac{\partial \bar{\theta}_p}{\partial \bar{t}} \Delta\bar{y}\Delta\bar{z}}_0 + \bar{\theta}_p \frac{\partial \bar{h}_p}{\partial \bar{t}} \Delta\bar{y}\Delta\bar{z}$$

$$K_{P_2} = \frac{\partial \bar{h}_p}{\partial \bar{t}} \Delta\bar{y}\Delta\bar{z} \quad (3.43)$$

Para a interpolação das variáveis foi utilizado o método das diferenças centradas nos termos de *Poiseulle* (Termo A e B) e *Upwind* no termo de *Squeeze* (Termo C). Após a integração, os termos podem ser agrupados de acordo com suas variáveis, como mostra a Eq. (3.44).

$$K_P = K_{P_1} + K_{P_2} = -\frac{\Delta\bar{z}}{2\beta_S} \bar{h}_e + \frac{\partial \bar{h}_p}{\partial \bar{t}} \Delta\bar{y} \Delta\bar{z}$$

$$C_E = \left( \frac{1}{\beta_S^2} \frac{\bar{h}_e^3}{12\bar{\mu}_e} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right) \quad C_W = \left( \frac{1}{\beta_S^2} \frac{\bar{h}_w^3}{12\bar{\mu}_w} \frac{\Delta\bar{z}}{\Delta\bar{y}} \right) \quad C_N = \left( \frac{R^2 \bar{h}_n^3}{L^2 12\bar{\mu}_n} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right) \quad C_S = \left( \frac{R^2 \bar{h}_s^3}{L^2 12\bar{\mu}_s} \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{z}} \right)$$

$$C_P = -(C_E + C_W + C_N + C_S)$$

$$C_E \bar{P}_E + C_W \bar{P}_W + C_N \bar{P}_N + C_S \bar{P}_S + C_P \bar{P}_P + K_P \theta_P + K_W \theta_W = 0 \quad (3.44)$$

$$C_E \bar{P}_E + C_W \bar{P}_W + C_N \bar{P}_N + C_S \bar{P}_S + C_P \bar{P}_P = -K_P \theta_P - K_W \theta_W$$

Algumas condições de contorno aplicadas para a solução do problema são similares às adotadas na modelagem mostrada Eq. (3.45). As duas primeiras condições de contorno apresentadas referem-se à adoção de pressão manométrica nula nas extremidades laterais do mancal. A terceira consideração refere-se ao princípio da circularidade que o mancal apresenta. Novamente, a formulação apresentada é aplicada em condição de regime permanente.

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{P}_h(1, \theta) = 0 \\ \bar{P}_h(0, \theta) = 0 \\ \bar{P}_h(\bar{z}, 0) = \bar{P}(\bar{z}, 2\pi) \end{array} \right. \quad (3.45)$$

Outra condição de contorno refere-se as considerações em relação à injeção de lubrificante. As regiões de injeção de óleo no mancal (*grooves*) são modelados como um conjunto de volumes de controle nos quais é imposta a condição de contorno de entrada de óleo. Usualmente impõe-se uma pressão de alimentação,  $P_f$ , como condição de contorno nos volumes do groove, resultando em uma vazão de entrada. A pressão de alimentação imposta pode ser positiva, indicando que o lubrificante é injetado com pressão fixada, ou nula, que corresponde a preencher a folga do mancal na região do groove com lubrificante à pressão atmosférica (CUNHA, 2019).

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Volume no } groove: \quad P = P_f \text{ e } \theta_{vol} = \text{Definida por balanço de vazão} \\ \text{Volume fora do } groove: \quad P \text{ e } \theta_{vol} \text{ determinados pelo } MVF \end{array} \right. \quad (3.46)$$

Para avaliar *starvation* se torna necessário um controle preciso da vazão de entrada onde o lubrificante seja admitido a uma taxa insuficiente para preencher a folga do mancal. Isso se torna possível pois o cálculo das vazões envolvidas são as integrais calculadas em Eq. (3.40) até (3.42), incluindo o termo fonte Eq. (3.43) que representa a vazão de entrada do lubrificante.

A fração volumétrica do *groove* pode ser calculada de acordo com a vazão circulante do casquilho anterior no mancal (multiplicada pela fração volumétrica no final desse casquilho) e a vazão de fluido que vem do reservatório. Caso a soma dessas duas vazões seja inferior a vazão de entrada máxima teórica do casquilho seguinte a fração volumétrica resultará em um valor entre 1 e 0, o que caracteriza uma condição de *starvation*. Caso o valor da fração volumétrica seja igual ou superior a 1 caracteriza uma condição de *flooded*. A Eq. (3.47) apresenta esse balanço mássico.

$$\theta_{groove} = \frac{Q_{circulante} \cdot \theta_{vol} + Q_{reservatorio}}{Q_{entrada}} \quad (3.47)$$

É importante ressaltar que a determinação da fração volumétrica do groove não é algo comum na literatura, sendo um dos diferenciais deste trabalho. Esta variável tem fundamental importância para melhor representar condições de lubrificação insuficiente neste tipo de geometria com grooves de injeção que compreendem praticamente toda a extensão axial do mancal (*leading edge groove bearing*).

A equação (3.44) possui duas variáveis a serem determinadas, portanto torna-se necessário um método iterativo para a solução (Gauss - Seidel). Iniciando o processo, atribui-se um valor unitário de fração volumétrica para toda a malha ( $\theta_{vol} = 1$ ) e então calcula-se o campo de pressão. Com o campo de pressão inicial determinado é possível atualizar os valores da fração volumétrica para cada elemento da malha e assim obter a solução, verificada a convergência. A Fig. 3.7 mostra um fluxograma para melhor compreensão da implementação numérica.

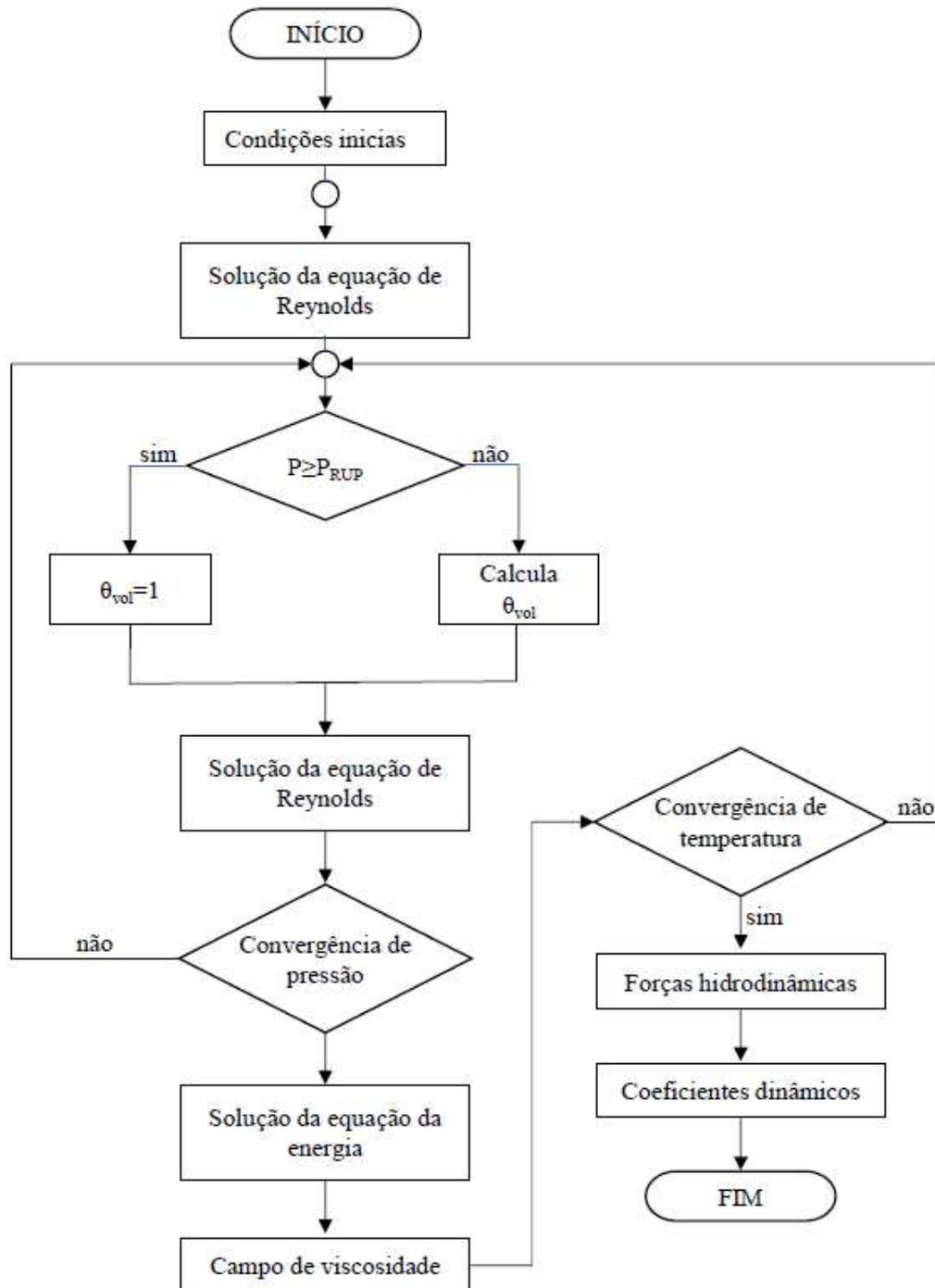


Figura 3.7: Fluxograma do modelo numérico usando metodologia  $p - \theta$

### 3.1.6 Modelagem da Turbulência no escoamento

Caso o mancal estiver operando no regime de fluxo turbulento do escoamento do óleo, os efeitos da turbulência devem ser incluídos nas análises (HE, 2003). Como o modelo numérico foi elaborado para representar mancais submetidos a diferentes condições de operação, tornou-se necessário a utilização de um modelo de turbulência para representar escoamentos envolvendo maiores velocidades no mancal. O modelo de viscosidade parasita para paredes próximas (*near wall eddy viscosity model*) tem uma teoria consolidada e foi a escolha para a inserção desses efeitos ao modelo.

O escoamento turbulento se caracteriza por um maior cisalhamento do fluido quando comparado ao escoamento laminar. A tensão cisalhante é modelada pela lei de viscosidade parasita turbulenta enquanto uma viscosidade efetiva pode ser definida conforme Eq. (3.48).

$$\mu_e = \mu \left[ 1 + \delta \frac{\mathcal{E}_m}{\nu} \right] \quad (3.48)$$

O termo de viscosidade parasita Eq. (3.49) é obtido conforme modelagem proposta por Suganami e Szeri (1979).

$$\frac{\mathcal{E}_m}{\nu} = \kappa \left[ y^+ - \delta_l^+ \tanh \left( \frac{y^+}{\delta_l^+} \right) \right] \quad (3.49)$$

onde:

$$\kappa = 0.4$$

$$\delta_l^+ = 10.7$$

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{|\tau|}{\rho}}$$

$y = \text{distância da parede}$

$$\tau = \mu_e \sqrt{\left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2}$$

A viscosidade efetiva devido a turbulência deve ser conhecida para determinar o termo de viscosidade parasita. Portanto, um procedimento numérico iterativo deve ser usado para

determinar a tensão de cisalhamento e posteriormente a viscosidade efetiva. Isso implica que a adição dos efeitos de turbulência na análise gera um aumento do custo computacional.

As Eq. (3.48) e (3.49) são válidas para um escoamento onde temos turbulência totalmente desenvolvida. A fim de lidar com diferentes regimes de escoamento, um fator de escala é adicionado para atribuir peso à viscosidade efetiva (SUGANAMI; SZERI, 1979). O peso  $\delta$  é adicionado à Eq. (3.48) como multiplicador do termo viscosidade parasita. A condição de atribuição do fator de escala está descrito Eq. (3.50).

$$\delta = \begin{cases} 0.0 & (\text{Re}_h)_{\max} \leq \text{Re}_L \\ 1.0 - \left[ \frac{\text{Re}_H - (\text{Re}_h)_{\max}}{\text{Re}_H - \text{Re}_L} \right]^{1/8} & \text{Re}_L \leq (\text{Re}_h)_{\max} \leq \text{Re}_H \\ 1.0 & \text{Re}_H \leq (\text{Re}_h)_{\max} \end{cases} \quad (3.50)$$

Se o número máximo de Reynolds local for menor que o número de Reynolds crítico mais baixo, o fluxo é laminar e o fator de escala é zero. Se o Reynolds máximo local é maior que o número de Reynolds crítico superior, o escoamento é totalmente turbulento e o fator de escala recebe peso unitário. Se o Reynolds local está entre as fronteiras de estabelecidas previamente, o escoamento é transicional e o fator de escala é obtido pela Eq. (3.50). He (2003) aponta que os valores de Reynolds 500 e 1000 para os limites inferior e superior, respectivamente, apresentam boa correlação em mancais convencionais.

## CAPÍTULO IV

### BANCADA EXPERIMENTAL

Uma bancada experimental de mancal hidrodinâmico desempenha um papel fundamental na validação e no aprimoramento dos estudos teóricos sobre esse tipo específico de componente de máquinas rotativas. O projeto de um mancal cilíndrico radial envolve considerações técnicas essenciais para garantir a coleta eficaz de dados experimentais. Esse tipo de mancal, projetado para a aquisição de dados operacionais, deve considerar fatores como a seleção de materiais adequados, a definição de geometrias precisas e a implementação de sistemas de lubrificação eficazes. Além disso, todo o esquema de aquisição de dados deve ser meticulosamente planejado para assegurar que a bancada forneça informações precisas e confiáveis, permitindo uma análise detalhada deste componente.

#### 4.1 Projeto e construção do mancal cilíndrico radial

Um dos principais requisitos para a construção do mancal hidrodinâmico cilíndrico radial foi a elaboração de um projeto simples e eficaz. A facilidade de fabricação é algo que influencia diretamente no resultado do produto final devido a dificuldade em encontrar empresas com conhecimento e ferramentas para uma fabricação correta. Outro requisito do projeto é que o mancal deve ter uma configuração bipartida que possibilita seu acoplamento ao chassi da bancada. Este chassi consiste em um rotor montado em dois braços que tem liberdade de movimentação longitudinalmente e pivotado em sua origem. Esta configuração garante o controle total para definir a posição do rotor dentro do mancal.

A montagem do mancal envolve quatro partes principais: capa superior, casquilho superior,

base e casquilho inferior. A capa superior e a base são fabricadas em aço 1045 (Parte 1 e 3) e têm a função estrutural de resistir aos esforços gerados durante a operação do mancal. O casquilho superior e inferior (Parte 2 e 4) são as partes do mancal que estão em contato direto com filme de óleo e são fabricados em latão com acabamento superficial retificado. Possuem região de injeção de óleo (groove de injeção) e furos de entrada para coleta dos dados de temperatura e pressão. A figura 4.1 mostra o arranjo do mancal montado.

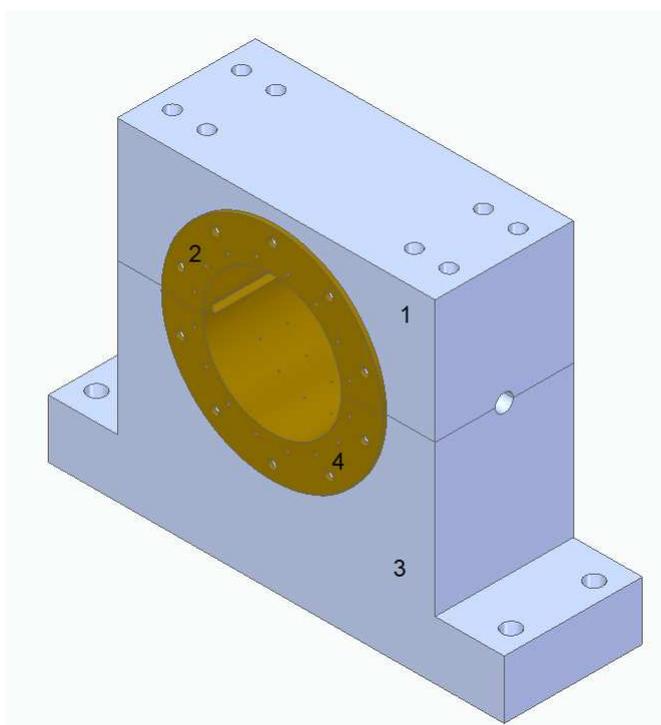


Figura 4.1: Mancal montado: capa superior (1), casquilho superior (2), base (3) e casquilho inferior (4).

A figura 4.2 mostra com detalhes os casquilhos do mancal onde é possível verificar os orifícios de passagem do óleo para medição de temperatura e pressão. Os furos na superfície têm 1mm de diâmetro e tem comunicação com os dutos laterais do casquilho. Esses dutos laterais são onde os termopares e sensores de pressão são posicionados ou conectados. Uma observação importante refere-se à posição dos furos superficiais. Os furos centrados são destinados à medição da pressão, pois o valor máximo desse parâmetro está localizado na linha central do mancal. Para medir a temperatura do filme, não é necessário que o furo esteja na linha central, uma vez que a temperatura varia pouco na direção axial.

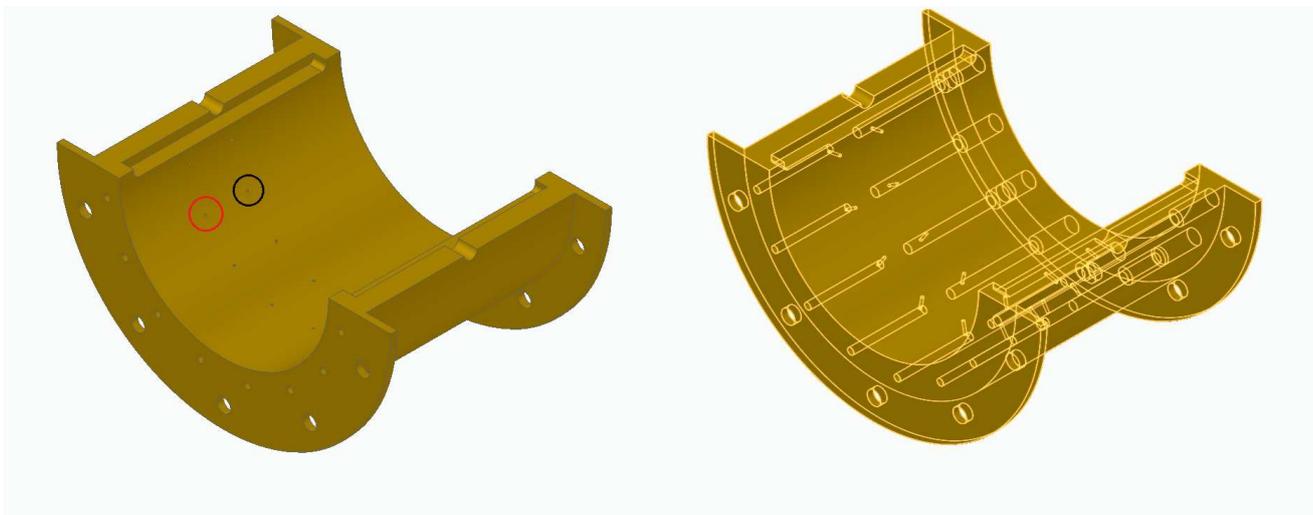


Figura 4.2: Esquerda: círculo vermelho mostra a entrada de óleo para medição de temperatura, círculo preto para medição de pressão; direita: furos superficiais e dutos laterais.

As dimensões geométricas do mancal foram ajustadas para o rotor presente no chassi da bancada de testes. Através simulação numérica, a folga radial do mancal foi definida em 0,185 mm resultando em um mancal com diâmetro de 100,37 milímetros. O comprimento axial é de 106 mm (relação  $L/D = 1,06$ ). O mancal é do tipo "leading edge groove", logo a superfície foi desenvolvido com região de groove para concordar com esta característica. As dimensões dessa região são mostradas na Fig. 4.3.

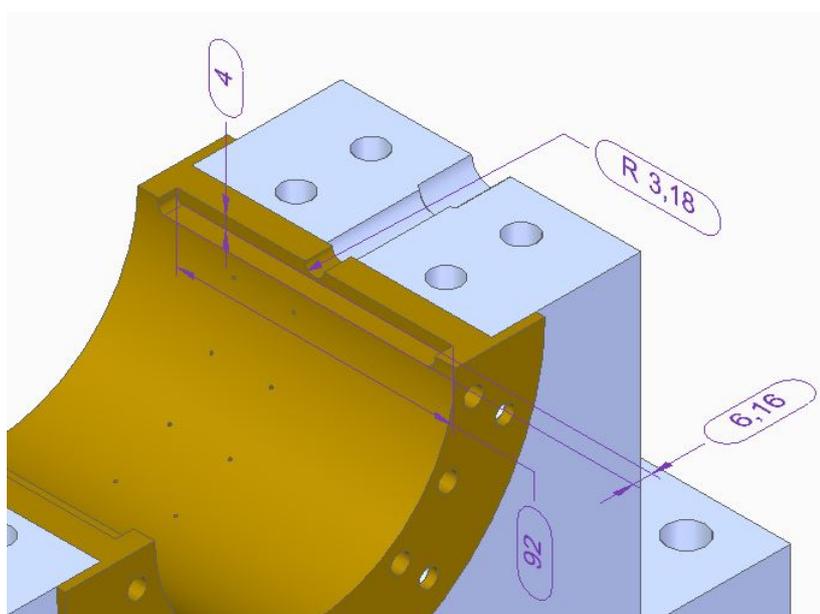


Figura 4.3: Dimensões geométricas do groove de injeção.

Os sensores utilizados são mostrados na Fig. 4.4. Para medir a pressão foi selecionado um transdutor de pressão capaz de operar na faixa de 0 a 40 bar, o que é suficiente para os experimentos. Para medir a temperatura Termopar tipo K foi selecionado . As dimensões do termopar permitem que ele se encaixe com certa folga nos furos laterais do mancal, o que permite o fluxo do óleo circulante do mancal. Já o transdutor de pressão foi conectado ao casquilho do mancal utilizando conexões engate rápido com mangueiras de poliuretano reforçado.



Figura 4.4: Transdutor de pressão à esquerda e termopar à direita.

A medição de temperatura do fluido circulante no mancal apresenta uma maior complexidade. Como os modelos numéricos utilizam discretização para a solução das equações diferenciais envolvidas, seria interessante para a validação a possibilidade de medir a temperatura do filme de óleo em pontos específicos ao longo da superfície do mancal. A obtenção dessa informação tende a ser inviável com um termopar fixado à superfície do casquilho, pois desta forma a medição corresponderia à temperatura de uma região da superfície, e não de um ponto específico. Glavatskih (2004) propôs uma maneira de contornar esse problema permitindo o fluxo contínuo de óleo passando pelo termopar. A condição de análise numérica assume estado estacionário, de modo que o fluxo de óleo que passa pelo sensor garante uma medição mais precisa da temperatura no ponto. A figura 4.5 ilustra o o fluxo do lubrificante pelo sensor.

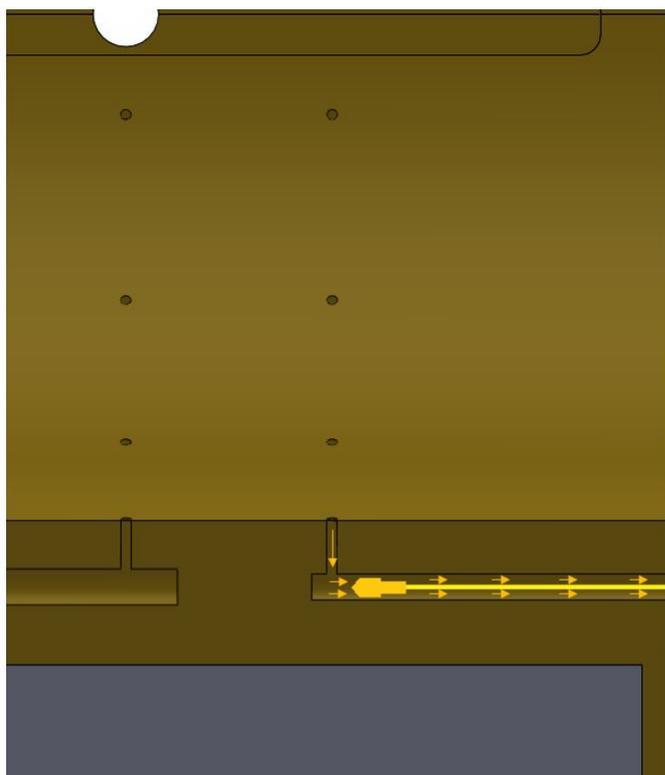


Figura 4.5: Fluxo de óleo circulante no mancal pelo canal para medição de temperatura.

O sistema de aquisição do sinal de pressão tem como requisito a obtenção de dados com confiabilidade e precisão. Para essa finalidade, foi empregado o multímetro Tektronix DMM914 (Figura 4.6), capaz de ler o sinal do sensor, que opera dentro da faixa de 4 a 20 mA. Essa configuração simplificada proporciona uma medição direta da pressão exercida em cada ponto de tomada no mancal, permitindo uma análise detalhada do comportamento do fluido lubrificante e sua interação com as superfícies do mancal. A utilização do multímetro é de simples aplicação e assegura uma leitura eficaz do sinal de pressão, garantindo a obtenção de resultados confiáveis no experimento.



Figura 4.6: Multímetro Tektronix DMM914.

No que se refere ao sistema de aquisição dos termopares, uma abordagem dedicada foi adotada com o uso do sistema Agilent 34970A (Fig. 4.7). Este equipamento ofereceu uma solução confiável e precisa para a medição de temperatura, permitindo que os valores registrados sejam facilmente visualizados na tela gráfica. Ao empregar o Agilent 34970A, foi possível obter leituras diretas e em tempo real das temperaturas medidas pelos termopares, garantindo uma coleta de dados precisa. A interface do equipamento facilita o monitoramento contínuo da temperatura ao longo do experimento, proporcionando compreensão do comportamento térmico do sistema estudado. Uma outra vantagem desse equipamento é a capacidade de ligação dos 16 termopares simultaneamente.



Figura 4.7: Sistema de aquisição do sinal dos termopares.

Para o sistema de lubrificação, a unidade hidráulica fabricada pela Bosch Rexroth, modelo ABDT 40, foi a escolhida para fornecer óleo para o mancal hidrodinâmico. Esse modelo foi solicitado com duas tomadas de alimentação dedicadas, garantindo suprimento de óleo de maneira independente e regulável para cada *groove* do mancal. A unidade hidráulica oferece desempenho consistente e confiável, garantindo a realização de diversas condições de lubrificação para os experimentos. Sua capacidade de vazão chega a 40 L/min e pressão máxima de trabalho de 40 bar, valores suficientes para atender as condições de lubrificação do mancal. A figura 4.8 apresenta o equipamento.



Figura 4.8: Unidade hidráulica abdt 40 bosch rexroth.

O monitoramento e controle do fornecimento de óleo para a bancada de mancal hidrodinâmico é um ponto crucial nos experimentos, para isto foi utilizado um medidor de fluxo e uma válvula

reguladora. Estes componentes foram projetados para o controle e a medição da quantidade de fluido que está sendo direcionada para o alimentação do mancal, dessa forma é possível obter essa variável do experimento com precisão. O sensor escolhido foi o IFM SBY233 com capacidade de operação em óleo lubrificante e pressões de trabalho de até 40 bar. Este componente possui *display* lcd integrado, o que simplifica a obtenção dos valores de vazão em tempo real, sem a necessidade de uma *interface* para obtenção do dado. As válvulas reguladoras selecionadas são do tipo gaveta com acionamento por rosca (Fig. 4.9).



Figura 4.9: Fluxômetro e válvula reguladora.

Para acionamento do eixo rotor foi selecionado o Weg w22 com dois pólos e 3 cv de potência. Para controle do motor foi selecionado o inversor de frequência Weg CFW300. Trata-se de um acionamento de velocidade variável para motores de indução trifásicos, ideal para aplicações em máquinas ou equipamentos que necessitam de controle preciso e facilidade de operação. Possui tamanho compacto e interface de operação (IHM) incorporada oferecendo uma solução flexível e com custo benefício. Ambos componentes são mostrados na Fig. 4.10.



Figura 4.10: Motor elétrico e inversor de frequência.

O motor é montado em base separada do chassi da bancada e do mancal. A ligação entre o eixo do motor e o eixo do rotor é feita por um acoplamento elástico do fabricante Acoplatec Modelo T-Flex 25, fabricado com liga de alumínio de alta resistência e fole em aço inoxidável. Esse componente se torna necessário devido ao pequeno desalinhamento que é introduzido à montagem ao aplicar uma excentricidade ao eixo rotor (Fig. 4.11).

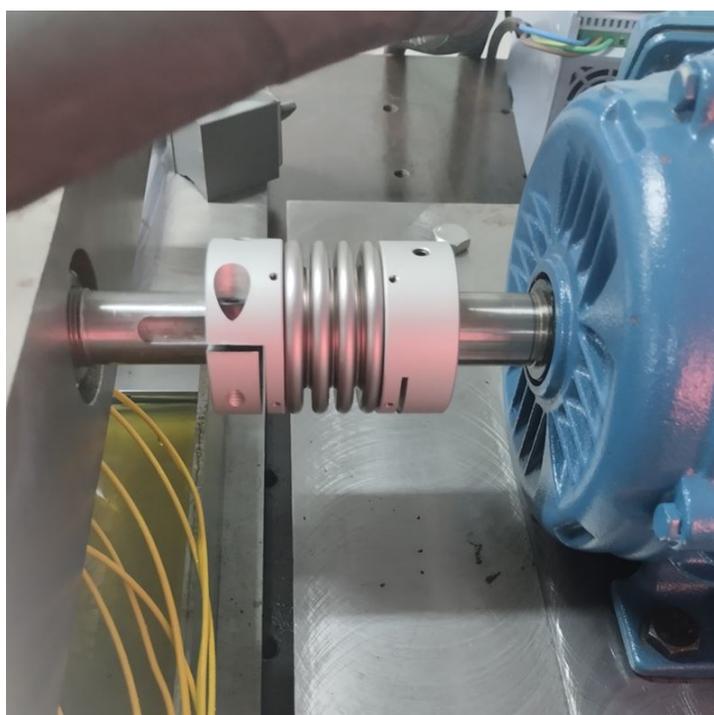


Figura 4.11: Acoplamento motor elétrico eixo rotor.

# CAPÍTULO V

## RESULTADOS

### 5.1 Validação numérica

Neste capítulo é apresentado uma validação numérica detalhada do modelo THD proposto comparando-o com modelos de referência já reconhecidos na indústria e também com a literatura. A validação numérica é um passo importante no desenvolvimento de modelos teóricos e computacionais, pois permite avaliar a precisão, robustez e aplicabilidade do novo modelo. Esta comparação tem como objetivo não apenas verificar a coerência e representatividade, mas também identificar áreas de melhoria e potencialidades para aplicações futuras.

#### 5.1.1 Comparação modelo THD com software MaxBrg e XLTRC 2

Esta seção visa comparar os resultados obtidos por meio de nosso modelo numérico de mancais hidrodinâmicos (THD) com os resultados fornecidos pelo MaxBrg e XLTRC 2. MaxBrg é um código de computador de elementos finitos que realiza análise termo-hidrodinâmica em condições de estado estacionário para mancais de filme fluído criado pelo laboratório ROMAC (*University of Virginia*). O software XLTRC2, desenvolvido pela *Texas AM University*, oferece uma vasta gama de ferramentas para simulações, incluindo análises de estabilidade, resposta a frequências, resposta a transientes, e otimização de parâmetros. Além disso, o software permite realizar estudos detalhados de desempenho de mancais hidrodinâmicos, considerando fatores como cargas dinâmicas, variações de temperatura e efeitos de lubrificação.

A avaliação será realizada em termos de distribuição de pressão, distribuição de temperatura e coeficientes dinâmicos. Os dados referentes à geometria do mancal simulado e as propriedades do lubrificante são apresentados na Tab. 5.1. As curvas de pressão e temperatura para cada

velocidade de rotação do eixo são mostradas a partir da Fig. 5.1 até 5.4.

Tabela 5.1: Propriedades do mancal e lubrificante.

| <b>Propriedades do Mancal</b>             |                        |
|---|------------------------|
| Raio do eixo (m)                          | 0,20                   |
| Folga radial (m)                          | 1,94e-4                |
| Comprimento axial (m)                     | 0,263                  |
| Carregamento em x (N)                     | 0                      |
| Carregamento em y (N)                     | -112814,91             |
| Velocidade do eixo (Rpm)                  | 900, 1800, 3600 e 4500 |
| Posição injeção de óleo                   | 0° e 180°              |
| Comprimento angular do casquilho          | 176°                   |
| Comprimento angular de cada <i>groove</i> | 4°                     |
| <b>Propriedades do Lubrificante</b>       |                        |
| Condutividade Térmica (J/s.m.°C)          | 0,13                   |
| Calor específico (J/Kg.degK)              | 1951,88                |
| Densidade (kg/m <sup>3</sup> )            | 880,62                 |
| Viscosidade 50°C / 80°C (N.s/m)           | 0,02 / 0,01            |
| Temperatura do tanque de óleo (°C)        | 49,85                  |

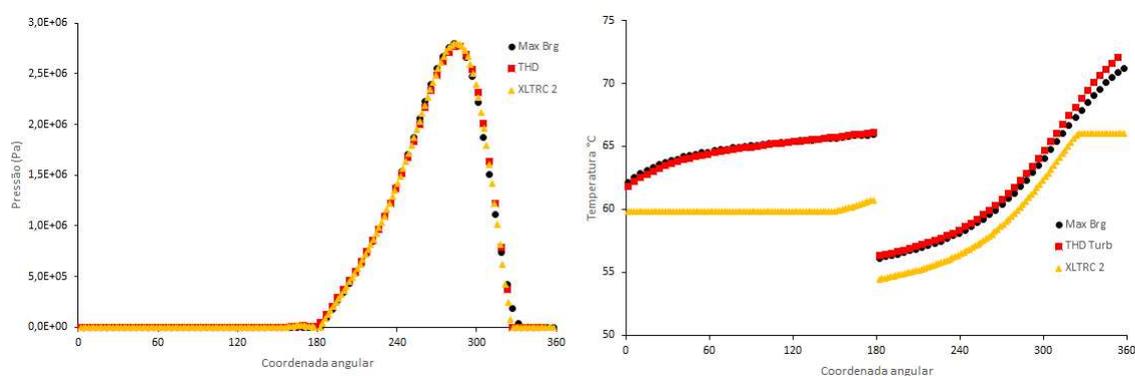


Figura 5.1: Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 900 Rpm.

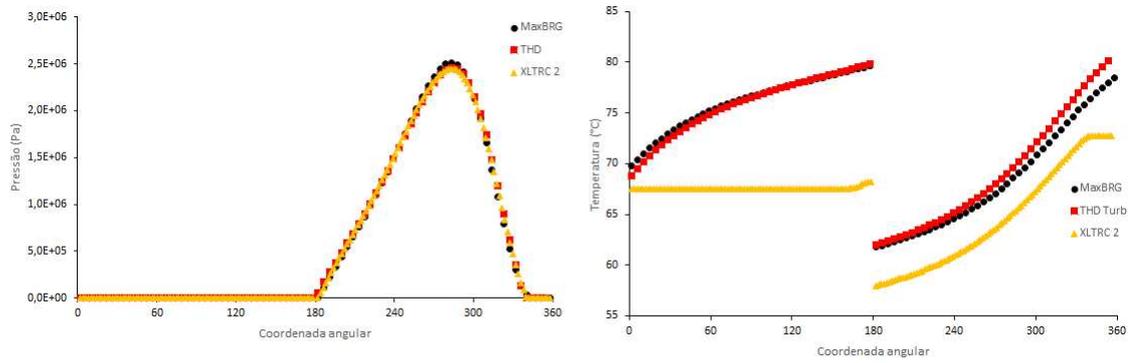


Figura 5.2: Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 1800 Rpm.

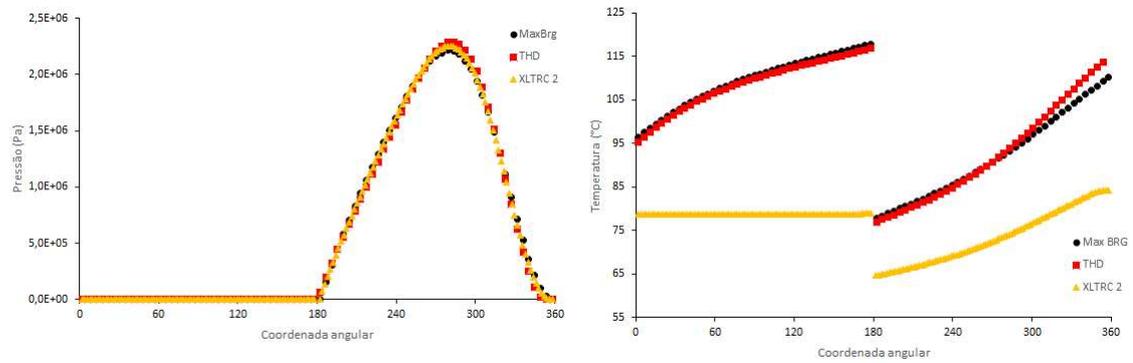


Figura 5.3: Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 3600 Rpm.

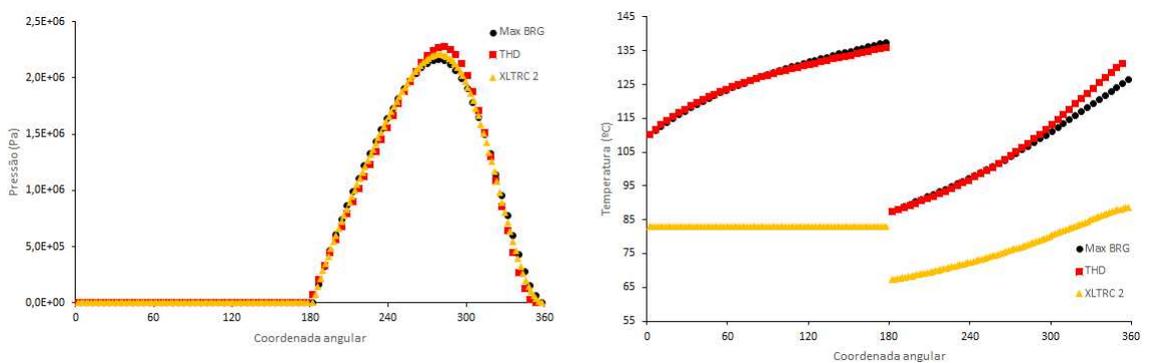


Figura 5.4: Comparação MaxBrg, THD e XLTRC 2 para 4500 Rpm.

É possível observar que os resultados do MaxBrg e o modelo THD apresentam uma excelente similaridade. As curvas traçam comportamentos semelhantes, com pouca diferença em relação aos valores de maior magnitude, e, em alguns pontos ao longo da circunferência do mancal as curvas se sobrepõem. Tamanha similaridade confirma que ambos modelos apresentam formulação semelhante. O XLTRC 2 apresenta um bom assentamento de curvas do campo de pressão, contudo os resultados do campo de temperatura não possuem a mesma concordância.

Como já explicado no capítulo contendo a formulação teórica (capítulo II) o modelo desenvolvido nesse trabalho foi discretizado pelo método dos volumes finitos, enquanto o MaxBrg possui discretização por elementos finitos, assim como o XLTRC 2. Essa diferença pode ser apontada como um dos motivos para os resultados não serem exatamente sobrepostos, pois ambos modelos resolvem a equação de Reynolds simplificada e posteriormente a equação da energia para obter os campos de pressão e temperatura, respectivamente.

Outro ponto de diferença entre os resultados aqui comparados é a formulação para cálculo da temperatura do fluido após a mistura nos *grooves* de injeção. No modelo proposto é possível trabalhar de duas formas: uma quando adotamos o regime mancal *Flooded*, atribui-se um fator de mistura variante de 0 a 1 para cada groove; já na outra forma é avaliado um balanço de massa envolvendo o fluxo de reposição do óleo vindo do reservatório e fluxo de óleo circulante. Estes resultados foram obtidos com fator de mistura (aproximadamente 0,5). O MaxBrg e o XLTRC 2 trabalham com a metodologia de *hot oil carry – over* que atribui um fator de correção com valor entre 0 e 1, no balanço mássico. Zero significa que não há transferência de óleo quente, enquanto um significa que todo o óleo quente é transferido para o segmento a jusante. Um valor típico está entre 0,7 e 1,0. Nestas simulações foi utilizado *hot oil carry – over* de 0,8.

O modelo utilizado para gerar a variação de viscosidade em função da temperatura também contribui para essas pequenas diferenças obtidas entre os resultados. No modelo THD utiliza-se uma interpolação exponencial a partir de dois pontos conhecidos de temperatura e viscosidade do fluido. No MaxBrg também são utilizados dois pontos para interpolar a curva de viscosidade, contudo não se sabe o tipo de função aplicada para realização dessa regressão. No XLTRC 2 uma das entradas é o coeficiente da equação exponencial que rege a variação de viscosidade em função da temperatura. Foi utilizado valor padrão do software para essa análise 0,768.

Um ponto interessante a respeito dessa validação foi a importância do modelo de turbulência para estimativa do campo de temperatura em velocidades de rotação mais elevadas. A Fig. 5.5 mostra os resultados em duas velocidades, 900 e 4500 Rpm. Como pode-se observar para

a velocidade de 900 rpm, que apresentam características do escoamento do fluido no regime laminar, as curvas são similares em comportamento e em magnitude de valores. Contudo, para a velocidade de 4500 rpm percebe-se uma grande separação das curvas dos dois códigos que apresentam modelo de turbulência (THD e MaxBrg) do XLTRC 2 que não possui essa formulação. A diferença de magnitude de temperatura chega a 50°C em determinados pontos ao longo da circunferência do mancal. A representação dos campos de temperatura obtidos com o XLTRC 2 não foi tão precisa quanto a dos campos de pressão. Além disso, é possível visualizar algumas inconsistências na parte final de cada casquilho para o resultado de 900 e 1800 Rpm.

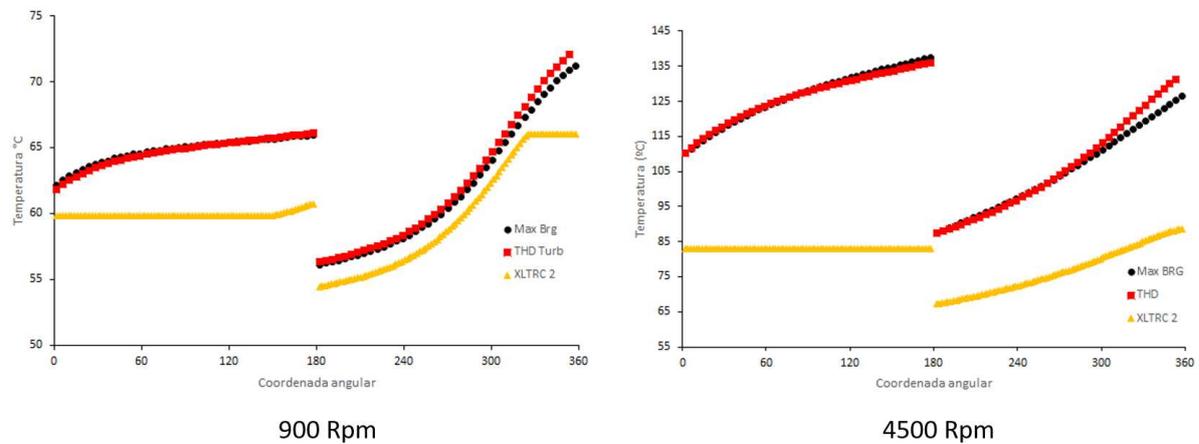


Figura 5.5: Campo de temperatura comparando os efeitos da formulação da viscosidade turbulenta.

Os resultados obtidos para a excentricidade e o ângulo de atitude utilizando os modelos THD e MaxBrg demonstram uma consistente proximidade e similaridade. A consistência entre as previsões de ambos os modelos reforça essa validação numérica e destaca também a robustez do modelo THD. A Tabela 5.2 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 5.2: Posição de equilíbrio encontrada.

| Velocidade | MaxBrg |                   | THD  |                   | XLTRC 2 |                   |
|------------|--------|-------------------|------|-------------------|---------|-------------------|
|            | Exc    | Ângulo de atitude | Exc  | Ângulo de atitude | Exc     | Ângulo de atitude |
| 900 rpm    | 0,61   | -46,0°            | 0,60 | -48,7°            | 0,59    | -49,3°            |
| 1800 rpm   | 0,50   | -53,7°            | 0,47 | -56,2°            | 0,46    | -57,1°            |
| 3600 rpm   | 0,38   | -66,3°            | 0,40 | -61,3°            | 0,35    | -62,3°            |
| 4500 rpm   | 0,35   | -69,4°            | 0,39 | -61,8°            | 0,32    | -67,0°            |

Na Tabela 5.3 são mostrados os coeficientes dinâmicos obtidos para cada uma das velocidades de rotação aplicadas nesta validação.

Tabela 5.3: Coeficientes dinâmicos.

|            | 900 Rpm             |                     |                     | 1800 Rpm            |                     |                     |
|------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
|            | MaxBrg              | THD                 | XLTRC 2             | MaxBrg              | THD                 | XLTRC 2             |
| Kxx (N/m)  | $9,27 \times 10^8$  | $8,01 \times 10^8$  | $9,91 \times 10^8$  | $9,59 \times 10^8$  | $9,13 \times 10^8$  | $1,03 \times 10^9$  |
| Kxy (N/m)  | $1,81 \times 10^8$  | $5,51 \times 10^7$  | $3,43 \times 10^8$  | $4,16 \times 10^8$  | $3,79 \times 10^8$  | $6,44 \times 10^8$  |
| Kyx (N/m)  | $-1,93 \times 10^9$ | $-1,77 \times 10^9$ | $-2,02 \times 10^9$ | $-1,92 \times 10^9$ | $-1,87 \times 10^9$ | $-2,01 \times 10^9$ |
| Kyy (N/m)  | $1,94 \times 10^9$  | $1,99 \times 10^9$  | $1,65 \times 10^9$  | $1,50 \times 10^9$  | $1,50 \times 10^9$  | $1,25 \times 10^9$  |
| Cxx (Ns/m) | $1,09 \times 10^7$  | $8,10 \times 10^6$  | $1,46 \times 10^7$  | $7,14 \times 10^6$  | $6,71 \times 10^6$  | $9,42 \times 10^6$  |
| Cxy (Ns/m) | $-1,05 \times 10^7$ | $-7,18 \times 10^6$ | $-1,26 \times 10^7$ | $-5,24 \times 10^6$ | $-4,65 \times 10^6$ | $-6,09 \times 10^6$ |
| Cyx (Ns/m) | $-1,05 \times 10^7$ | $-7,09 \times 10^6$ | $-1,53 \times 10^7$ | $-5,24 \times 10^6$ | $-4,60 \times 10^6$ | $-6,71 \times 10^6$ |
| Cyy (Ns/m) | $3,81 \times 10^7$  | $3,35 \times 10^7$  | $4,05 \times 10^7$  | $1,91 \times 10^7$  | $1,83 \times 10^7$  | $2,03 \times 10^7$  |
|            | 3600 Rpm            |                     |                     | 4500 Rpm            |                     |                     |
|            | MaxBrg              | THD                 | XLTRC 2             | MaxBrg              | THD                 | XLTRC 2             |
| Kxx (N/m)  | $9,63 \times 10^8$  | $9,56 \times 10^8$  | $1,03 \times 10^9$  | $9,39 \times 10^8$  | $9,64 \times 10^8$  | $1,01 \times 10^9$  |
| Kxy (N/m)  | $7,78 \times 10^8$  | $6,11 \times 10^8$  | $9,20 \times 10^8$  | $8,53 \times 10^8$  | $6,50 \times 10^8$  | $9,87 \times 10^8$  |
| Kyx (N/m)  | $-1,97 \times 10^9$ | $-1,95 \times 10^9$ | $-2,18 \times 10^9$ | $-2,05 \times 10^9$ | $-1,95 \times 10^9$ | $-2,26 \times 10^9$ |
| Kyy (N/m)  | $1,23 \times 10^9$  | $1,30 \times 10^9$  | $1,12 \times 10^9$  | $1,21 \times 10^9$  | $1,28 \times 10^9$  | $1,10 \times 10^9$  |
| Cxx (Ns/m) | $5,14 \times 10^6$  | $4,37 \times 10^6$  | $5,79 \times 10^6$  | $4,33 \times 10^6$  | $3,63 \times 10^6$  | $4,84 \times 10^6$  |
| Cxy (Ns/m) | $-2,31 \times 10^6$ | $-2,49 \times 10^6$ | $-2,75 \times 10^6$ | $-1,68 \times 10^6$ | $-1,95 \times 10^6$ | $-2,04 \times 10^6$ |
| Cyx (Ns/m) | $-2,31 \times 10^6$ | $2,39 \times 10^6$  | $-2,78 \times 10^6$ | $-1,68 \times 10^6$ | $-1,88 \times 10^6$ | $-2,05 \times 10^6$ |
| Cyy (Ns/m) | $9,83 \times 10^6$  | $9,65 \times 10^6$  | $1,11 \times 10^7$  | $8,22 \times 10^6$  | $7,72 \times 10^6$  | $9,23 \times 10^6$  |

A análise comparativa entre os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento obtidos nos modelos THD, MaxBrg e XLTRC 2 mostraram boa similaridade, mesmo com considerável diferença de magnitude. A aplicação de coeficientes dinâmicos para utilização em modelos rotodinâmicos, onde oscilações de rigidez e amortecimento, mantendo-se na mesma ordem de grandeza, não influenciam de forma linearmente proporcional na resposta dinâmica do rotor.

Dessa forma podemos considerar os resultados obtidos satisfatórios. As Figuras 5.6 à 5.9 mostram o comportamento dos coeficientes em função da velocidade. Nesta análise percebe-se também um comportamento semelhante em relação às curvas dos três modelos, o que reforça a equivalência de ambos.

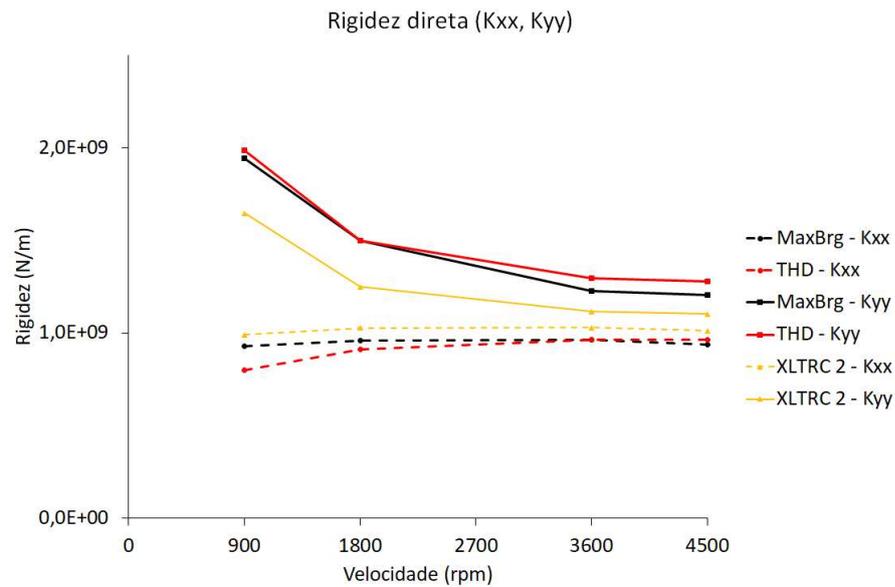


Figura 5.6: Rigidez direta vs velocidade angular.

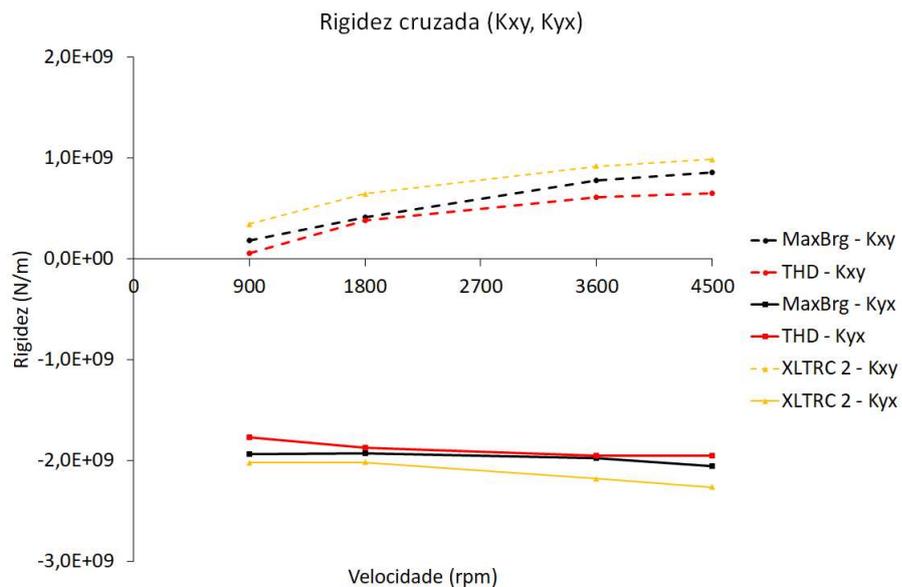


Figura 5.7: Rigidez cruzada vs velocidade angular.

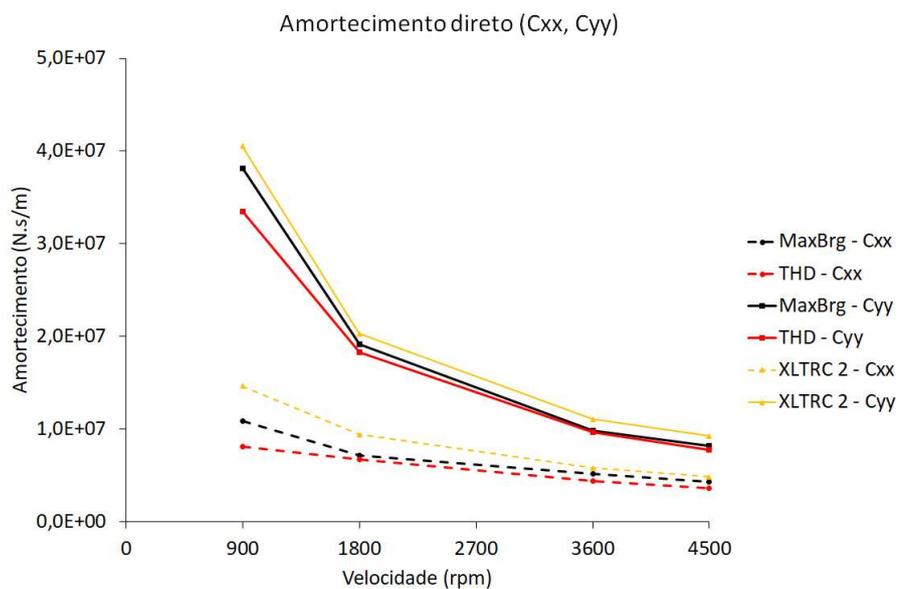


Figura 5.8: Amortecimento direto vs velocidade angular.

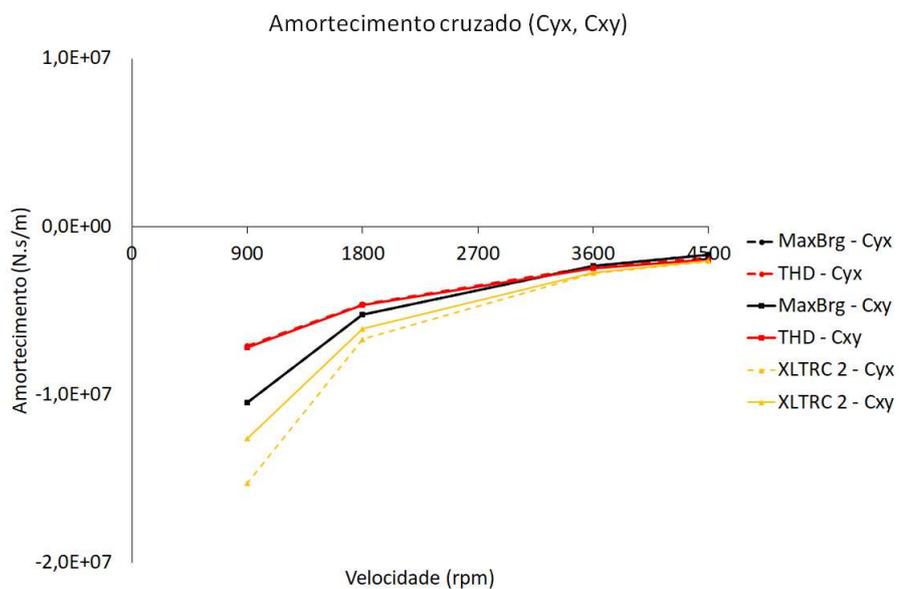


Figura 5.9: Amortecimento cruzado vs velocidade angular.

### 5.1.2 Validação numérica dos mancais ovalizados

Para validar a precisão da modelagem numérica do modelo THD de mancais elípticos e lobulares, conduzimos simulações comparativas, tanto com referências da literatura quanto com *softwares* já consolidados. Os resultados dos mancais elípticos foram confrontados com o trabalho de Chauhan, Sehgal e Sharma (2010), enquanto os resultados dos mancais lobulares

foram comparados com os resultados fornecidos pelo MaxBrg.

Comparação com Chauhan, Sehgal e Sharma (2010)

Chauhan, Sehgal e Sharma (2010) realizaram um estudo comparativo sobre aumento da temperatura do óleo, pressões térmicas e capacidade de carga para mancal elíptico radial. Os parâmetros de entrada do mancal avaliado estão mostrados na Tab. 5.4.

Tabela 5.4: Propriedades do mancal e lubrificante.

| <b>Propriedades do Mancal</b>                 |        |
|---|--------|
| Raio do eixo (m)                              | 0,05 m |
| Folga radial $C_h$ ( $\mu\text{m}$ )          | 200    |
| Comprimento axial (m)                         | 0,1    |
| Preload                                       | 0,4    |
| Folga radial vertical $C_v$ ( $\mu\text{m}$ ) | 120    |
| Velocidade do eixo (Rpm)                      | 2000   |
| Excentricidade                                | 0,7    |
| Ângulo de atitude                             | 0°     |
| <b>Propriedades do Lubrificante</b>           |        |
| Condutividade térmica (J/s.m.°C)              | 0,1304 |
| Calor específico (W/m°C)                      | 0,126  |
| Densidade (kg/m <sup>3</sup> )                | 868    |
| Viscosidade 33°C (Pa.s)                       | 0,065  |
| Temperatura do tanque de óleo (°C)            | 33     |

É possível observar que os resultados obtidos com o modelo proposto são concordantes com aqueles reportados por Chauhan, Sehgal e Sharma (2010) pois percebe-se o comportamento da pressão semelhante para toda o comprimento do mancal conforme Fig. 5.10. A formação do primeiro pico de pressão no casquilho superior do mancal (0 a 180°), característica marcante de mancais elípticos, foi representada conforme esperado. A diferença de magnitude desse primeiro pico de pressão pode ser explicada pelo fato do artigo fornecer poucas informações sobre o óleo lubrificante utilizando. Apenas foi informado a viscosidade do óleo em uma dada temperatura, onde o convencional seria dois valores de viscosidade em duas temperaturas diferentes. Para contornar essa falta de informação, foi utilizado um valor aproximado de viscosidade em uma segunda temperatura.

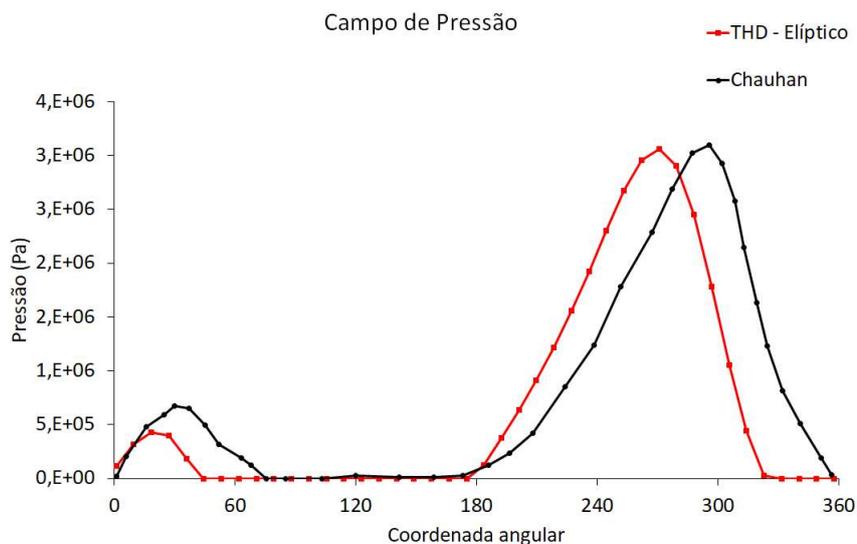


Figura 5.10: Comparativo do campo de pressão para o mancal elíptico.

Um outro ponto vago foi o ângulo de atitude utilizado. No artigo não foi informado o valor dessa variável sendo utilizado o valor de  $0^\circ$  que é o mais comumente utilizado em artigos. A esse fator podemos justificar esse offset das curvas de pressão, evidenciado principalmente no segundo pico do gráfico da Fig. 5.10.

#### Comparação com MaxBrg

Prosseguindo com a validação dos mancais limões, agora avaliando o desempenho do modelo THD em conjunto com o MaxBrg, utilizando a geometria de lóbulos. O MaxBrg trabalha apenas com a geometria de lóbulos, que tem diferenças sutis de uma geometria elíptica conforme mostrado na Fig. 3.6. A Fig. 5.11 mostra graficamente a diferença em relação à espessura do filme de óleo para essas duas variantes. As duas curvas foram geradas para uma mesma posição de equilíbrio, ou seja, mesmo ângulo de atitude e mesma excentricidade. Apesar da posição relativa ser a mesma obtemos valores diferentes para a espessura do filme de óleo ( $h$ ) ao longo da circunferência.

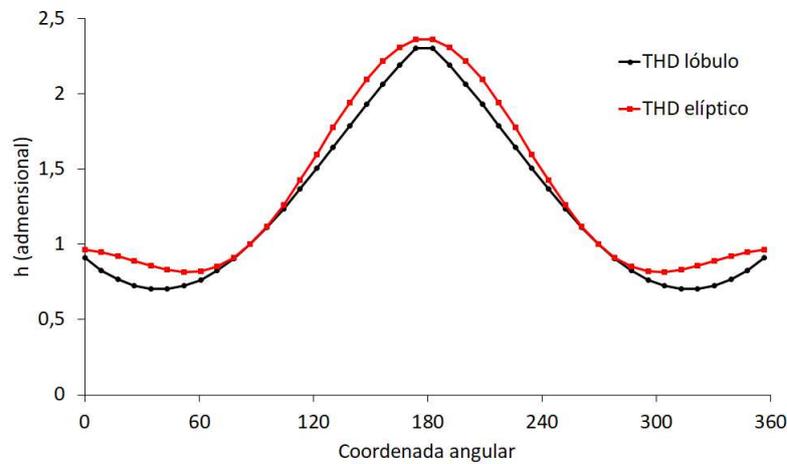


Figura 5.11: Diferença do  $h$  para geometria lobular e elíptica.

A figura 5.14 ilustra a semelhança entre o perfil de espessura do filme de óleo do modelo e do software confrontado.

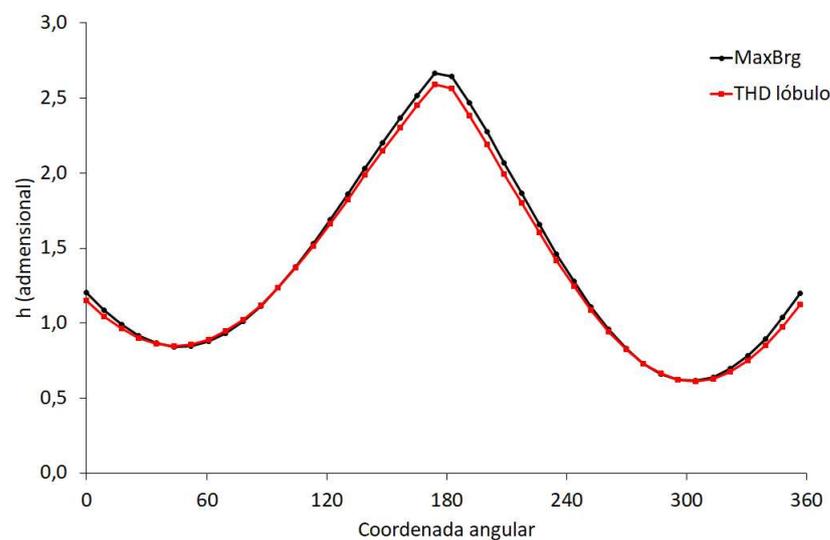


Figura 5.12: Espessura do filme de óleo para a geometria lobular.

O mancal apresentado por Chauhan, Sehgal e Sharma (2010) é do tipo elíptico, dessa forma inserir o resultado MaxBrg nas comparações feitas na seção anterior não seria adequado. Devido a essa peculiaridade a avaliação do modelo implementado foi mostrada separadamente. O mancal utilizado na simulação aqui proposta terá as mesmas dimensões do mancal da literatura, contudo

ao invés de aplicar uma excentricidade e ângulo de atitude foi aplicado um carregamento de conforme parâmetros da tabela 5.5.

Tabela 5.5: Propriedades do mancal e lubrificante - THD vs MaxBrg.

| <b>Propriedades do Mancal</b>                 |          |
|---|----------|
| Raio do eixo (m)                              | 0,05     |
| Folga radial $C_h$ ( $\mu\text{m}$ )          | 200      |
| Comprimento axial (m)                         | 0,1      |
| <i>Preload</i>                                | 0,4      |
| Folga radial vertical $C_v$ ( $\mu\text{m}$ ) | 120      |
| Velocidade do eixo (Rpm)                      | 2000     |
| Carregamento em Y (N)                         | -10000   |
| Carregamento em X (N)                         | 0        |
| Comprimento casquilho                         | 178°     |
| <b>Propriedades do Lubrificante</b>           |          |
| Lubrificante                                  | ISOVG 46 |
| Temperatura do tanque de óleo                 | 33°C     |

As figuras 5.13 e 5.14 mostram os campos de pressão e temperatura. A posição de equilíbrio obtida em ambos modelos foi próxima, com MaxBrg apontando excentricidade de 0,77 e ângulo de atitude de 72°, enquanto o modelo THD obteve excentricidade de 0,83 e ângulo de atitude de -14,9°. É válido ressaltar que o referencial difere nos dois códigos sendo MaxBrg tomado a partir das ordenadas e o THD a partir das abcissas.

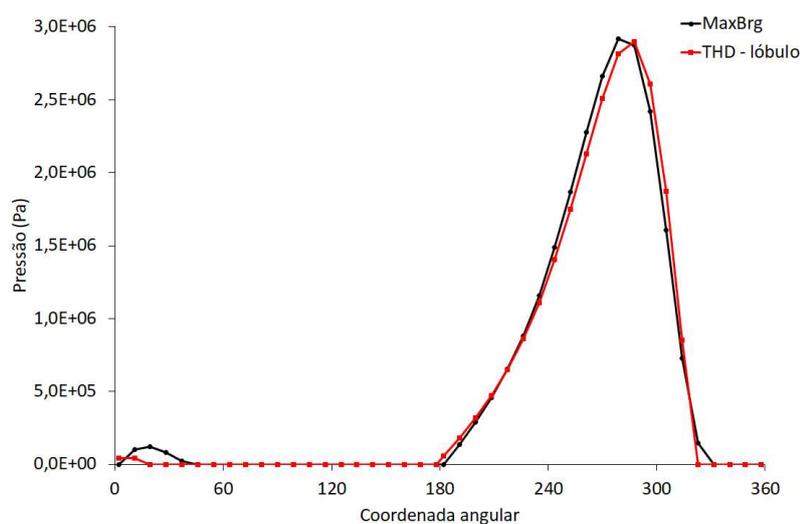


Figura 5.13: Comparação mancais limão THD lobular vs MaxBrg - Campo de pressão

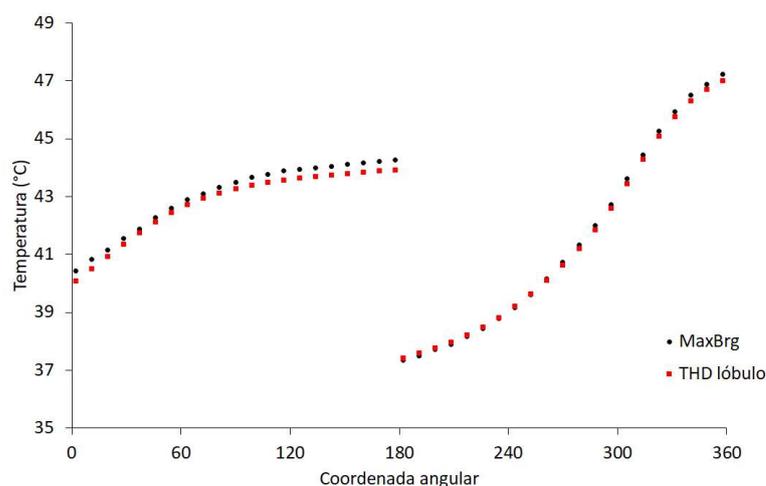


Figura 5.14: Comparação mancais limão THD lobular vs MaxBrg - Campo de temperatura

O campo de temperatura apresentou grande similaridade tanto em relação ao comportamento da curva quanto nas magnitudes de temperatura obtidas. Tal resultado comprova uma formulação semelhante dos dois modelos em relação a equação da energia.

O campo de pressão também apresentou boa similaridade, sendo a curva no casquilho inferior (181 a 359°) descrevendo aproximadamente a mesma trajetória. A maior diferença ocorreu entre os campos de pressão iniciais, presentes no casquilho superior (1 a 179°), onde a formação obtida pelo código implementado não obteve magnitude nem formato de curva semelhante. Tal comportamento pode ser explicado devido a posição de equilíbrio encontrado ser ligeiramente diferente, o que geometricamente formaria uma região de cunha menor no primeiro casquilho resultando em um campo de pressão de distribuição e magnitude menor.

Os coeficientes dinâmicos também foram comparados para este mancal simulado e os resultados são mostrados na Tab. 5.6. Os valores obtidos pelo modelo THD novamente são coerentes e não tão afastados da referência. É válido ressaltar que para coeficientes dinâmicos valores com a ordem de grandeza similar podem ser considerados satisfatório devido sua influência não causar grandes diferenças na análise rotordinâmica.

Tabela 5.6: Coeficientes dinâmicos.

| <b>Coeficientes Dinâmicos</b> |                     |                     |
|-------------------------------|---------------------|---------------------|
|                               | <b>MaxBrg</b>       | <b>THD</b>          |
| Kxx (N/m)                     | $6,13 \times 10^7$  | $7,20 \times 10^7$  |
| Kxy (N/m)                     | $1,90 \times 10^7$  | $1,30 \times 10^7$  |
| Kyx (N/m)                     | $-1,53 \times 10^8$ | $-9,98 \times 10^7$ |
| Kyy (N/m)                     | $1,89 \times 10^8$  | $1,07 \times 10^8$  |
| Cxx (Ns/m)                    | $4,19 \times 10^5$  | $6,64 \times 10^5$  |
| Cxy (Ns/m)                    | $-2,95 \times 10^5$ | $-3,71 \times 10^5$ |
| Cyx (Ns/m)                    | $-2,95 \times 10^5$ | $-4,55 \times 10^5$ |
| Cyy (Ns/m)                    | $1,55 \times 10^6$  | $2,68 \times 10^6$  |

## 5.2 Mancal cilíndrico experimental

Após a etapa de projeto e fabricação, o resultado obtido são apresentados nas Figs. 5.15 à 5.21. O mancal fabricado atendeu os requisitos do projeto e a solução da capa do mancal e os casquilhos separados se mostrou ser uma decisão acertada pois é um facilitador da montagem e caso haja algum desgaste localizado basta não se faz necessário a confecção de todas as partes novamente. É importante ressaltar que, para a realização dos ensaios experimentais, a única parte que não foi fruto deste trabalho foi o chassi de posicionamento do eixo rotor no interior do mancal. Este componente foi projetado por outro pesquisador e aproveitado nesta pesquisa.



Figura 5.15: Base do mancal

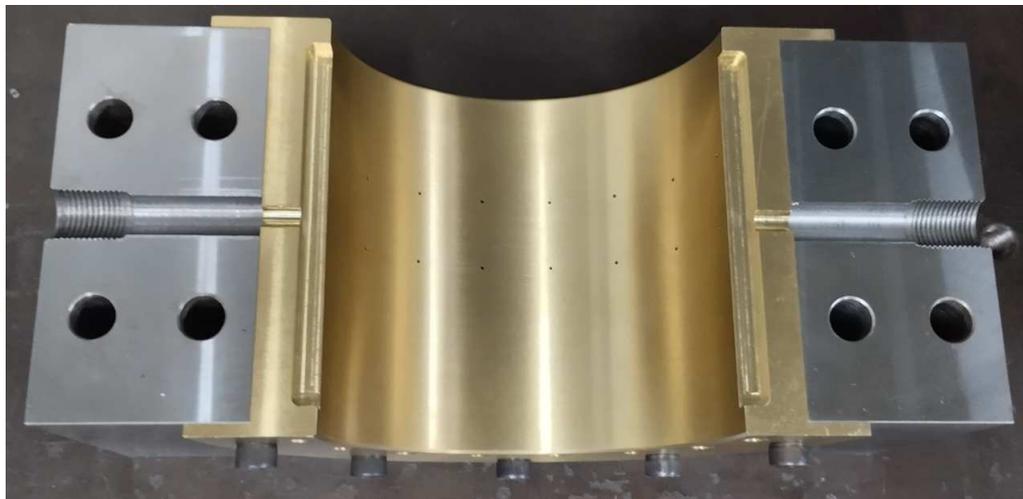


Figura 5.16: Capa superior do mancal

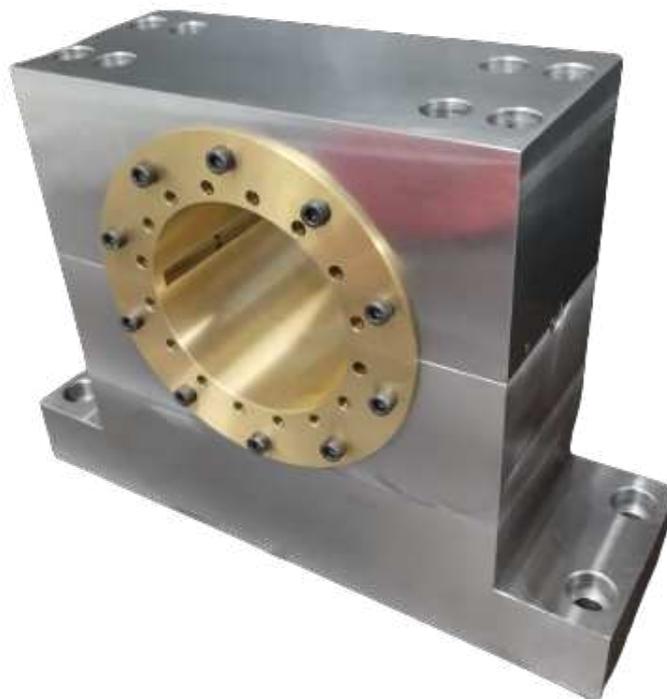


Figura 5.17: Mancal completo

A união entre a capa superior e a base do mancal é feita por 8 parafusos M10 classe 12.9, enquanto a fixação da base na mesa inercial utiliza quatro parafusos M12, também de classe de resistência 12.9. Cada casquilho é preso à capa ou base do mancal por 10 parafusos *allen* m6. Nas figuras 5.15 e 5.16 é possível observar alguns detalhes importantes como os *grooves* de injeção de óleo e também os pequenos furos de comunicação da superfície do mancal com os dutos de medição de pressão e temperatura.

O mancal é montado no centro de um chassi articulado que suporta o eixo rotor da bancada. Esse sistema permite a movimentação horizontal e vertical do rotor dentro do mancal. A movimentação é controlada por mecanismos de rosca sem-fim, que garantem o posicionamento preciso do eixo. Um detalhe importante é o passo de 0,5 mm nesses mecanismos, pois assegura uma maior precisão. Além disso, o sistema conta com componentes de trava, como contra-porcas e parafusos prisioneiros, que mantêm o rotor na posição desejada. A figura 5.18 ilustra o mancal montado na estrutura e sua capacidade de movimentação.

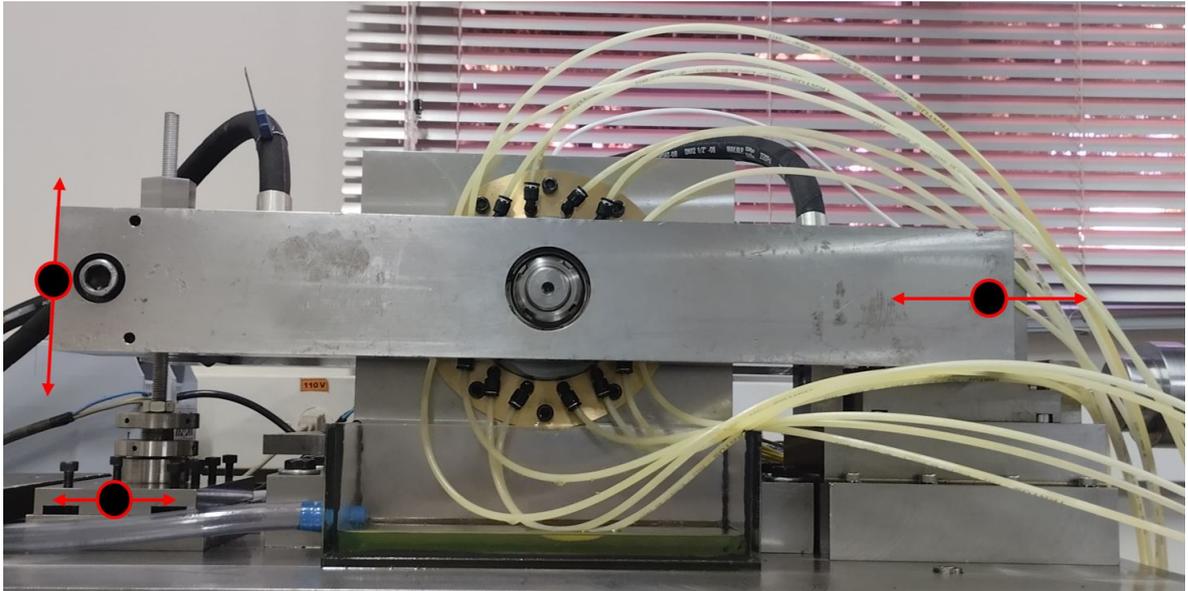


Figura 5.18: Vista frontal da bancada experimental indicando sua liberdade de movimentação

Para facilitar o entendimento da montagem do mancal cilíndrico a Fig. 5.19 mostra o sistema de movimentação no sentido da vertical e a Fig. 5.20 mostra o sistema para a movimentação no sentido horizontal. Neste caso é possível perceber as mesas de deslizamento com encaixe tipo *rabo de andorinha*, fundamental para garantir fixação em uma direção e liberdade de movimentação na outra direção.

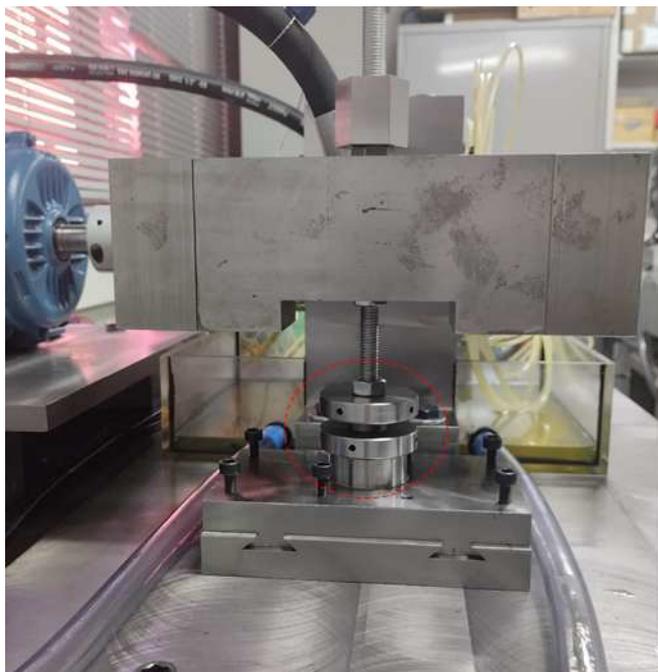


Figura 5.19: Vista lateral da bancada. Em destaque mecanismo de posicionamento do rotor na vertical

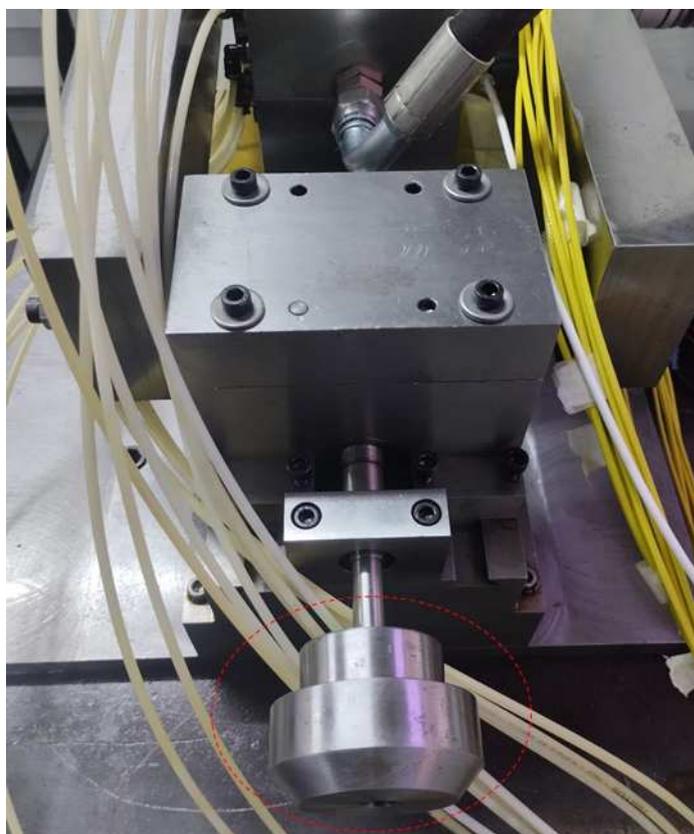


Figura 5.20: Vista lateral da bancada. Em destaque manípulo de posicionamento do rotor na horizontal

O resultado da bancada experimental montada e ligada ao sistema de aquisição é mostrado na Fig. 5.21. A montagem foi cuidadosa utilizando relógios comparadores e calibre de folga para garantir o alinhamento da base em relação ao rotor, de modo a evitar que os centros do mancal e do rotor ficassem fora de concentricidade. Contudo, após a montagem, notou-se que a folga radial na direção vertical era de 200 micrômetros, ou seja, acima da folga medida anteriormente. Essa diferença ocorreu devido à introdução de selantes e conexões de ligação da unidade hidráulica ao mancal, que criaram um espaçamento entre os dois casquilhos. No entanto, essa diferença não afeta nos resultados, pois ao longo da superfície do casquilho, a folga radial permanece conforme o projeto (185 micrometros). As Figs. 5.22 à 5.24 mostram o mancal cilíndrico pronto para ensaio experimental em diferentes ângulos.

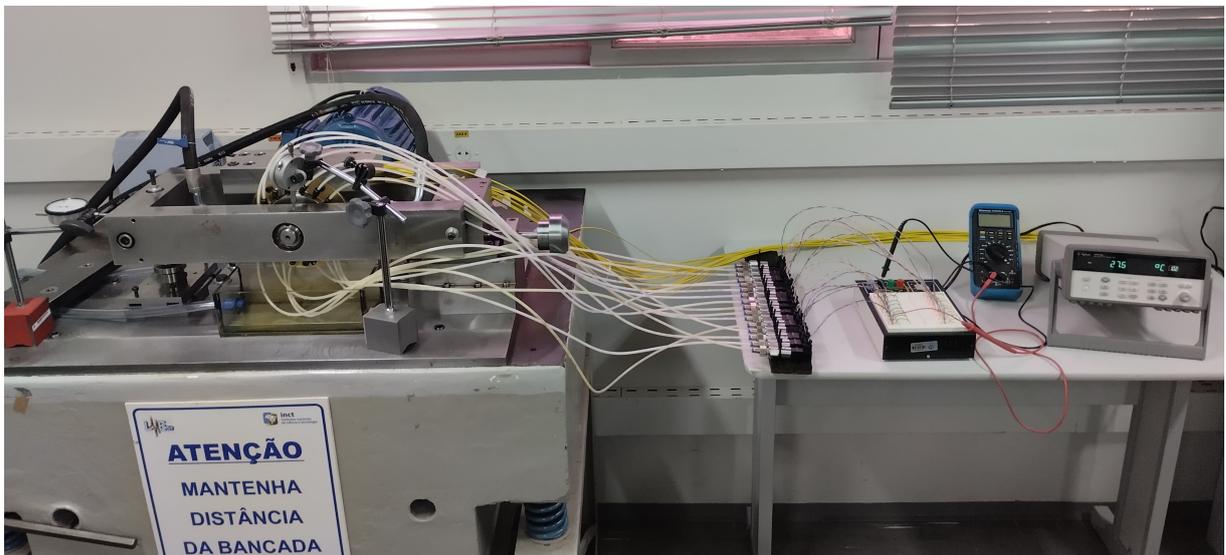


Figura 5.21: Bancada experimental pronta para ensaio



Figura 5.22: Bancada experimental vista lateral/frontal



Figura 5.23: Bancada experimental vista lateral/traseiro

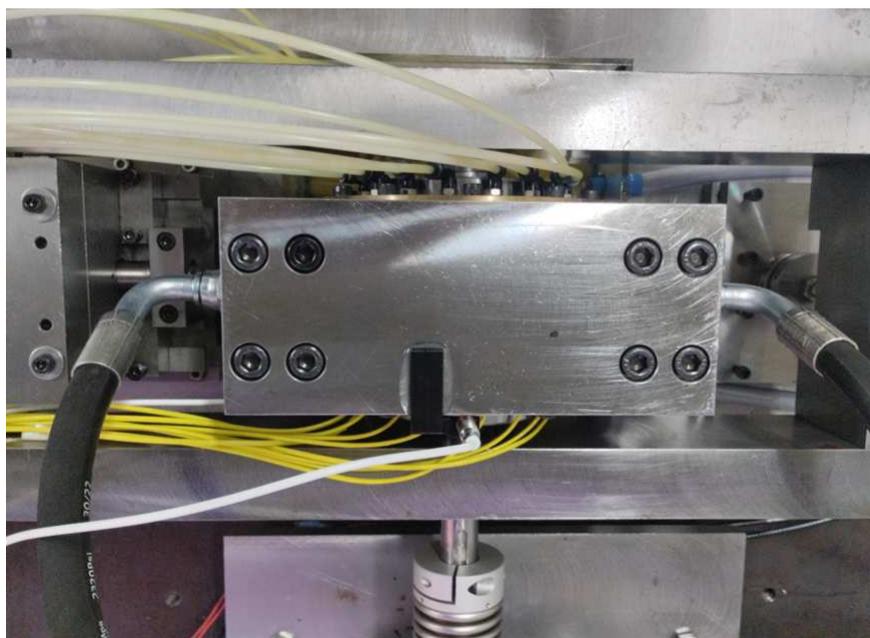


Figura 5.24: Bancada experimental vista superior

Trabalhar com essa configuração de mancal hidrodinâmico, impondo excentricidade e ângulo de atitude, em vez de aplicar carga diretamente, oferece algumas vantagens significativas. Primeiramente, essa abordagem permite um controle preciso e replicável das condições de operação, facilitando a análise detalhada do comportamento dinâmico do mancal sob diferentes condições de operação. Essa metodologia também reduz o risco de desgaste mecânico e uma possível falha catastrófica durante os testes, prolongando a vida útil dos componentes experimentais e garantindo maior segurança no ambiente de pesquisa.

Um ponto que se faz necessário verificar é se os furos feitos na superfície dos casquilhos possam estar influenciando na formação do campo de pressão do mancal. Os furos para a medição da pressão não são preocupantes nesse tocante pois estão ligados aos sensores de pressão e não tem fluxo de óleo nessa aquisição, sendo assim o campo de pressão é mantido nessa região. Os orifícios para a medição de temperatura são os que mais influenciam, pois os mesmos permitem o fluxo de óleo passando pelo termopar. Esse fluxo contínuo impede a formação de campo de pressão nessa pequena área.

Neste sentido foi realizado um teste onde foi aquisitado sinal de pressão do filme de óleo no mancal em duas condições: com os furos livres e com os furos bloqueados. A Fig. 5.25 mostra os resultados obtidos para uma vazão 1,5 L/min por groove (condição de *starvation*) e a Fig. 5.26 mostra os resultados para uma vazão de 4,5 L/min (condição *flooded*). Ambos estavam

com velocidade de 25Hz e mesma posição de equilíbrio.

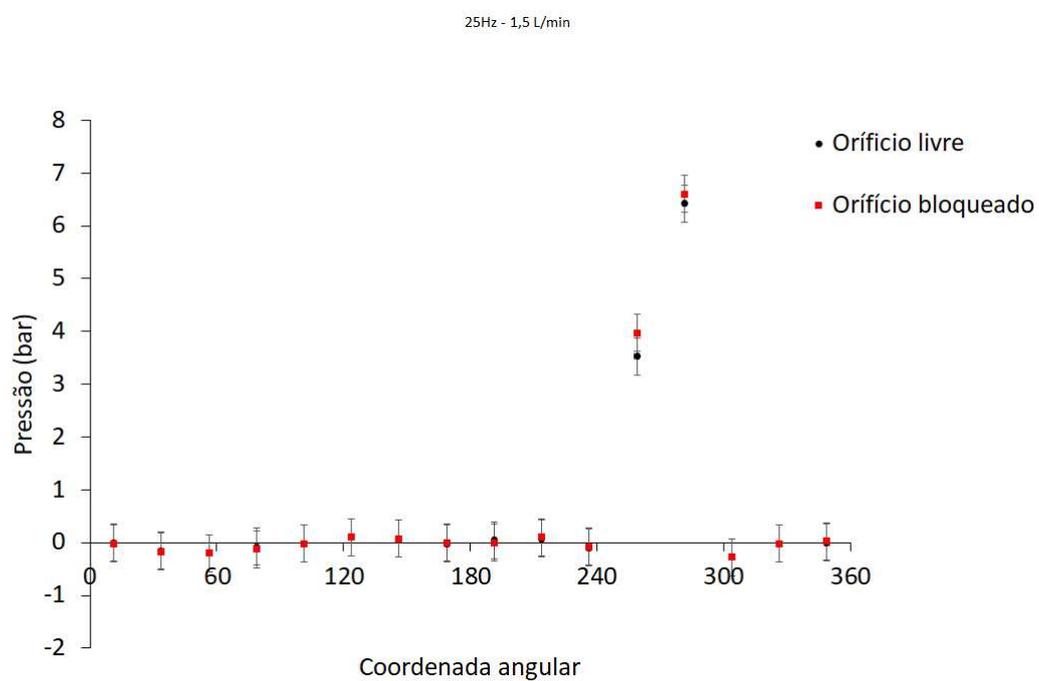


Figura 5.25: Comparação do campo de pressão orifícios livres e bloqueados 1,5 L/min.

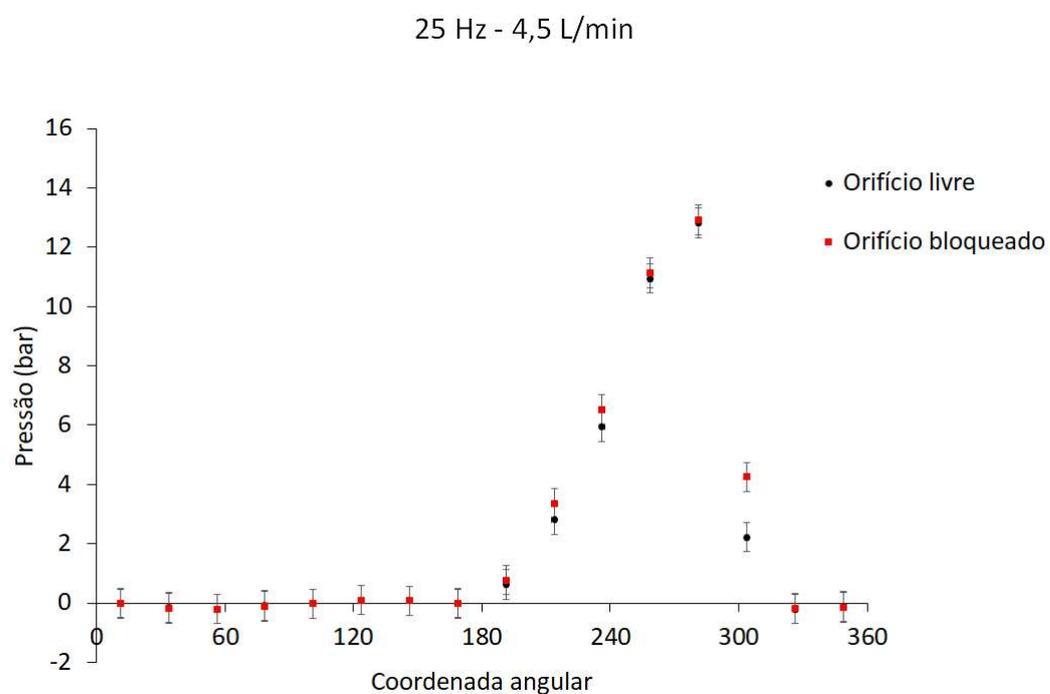


Figura 5.26: Comparação do campo de pressão orifícios livres e bloqueados 4,5 L/min.

A influência dos furos presentes na superfície do mancal não é relevante na formação do campo de pressão. O formato da curva é basicamente o mesmo, apresentando pequenas variações em determinados pontos. A máxima pressão obtida em ambos são semelhantes assim como a área descrita pelo campo de pressão. Tal resultado corrobora com as estimativas de projeto, visando que a área dos 16 furos (que possuem 1mm de diâmetro) é muito menor que a área superficial restante para a formação do campo de pressão.

### **5.3 Comparação experimento modelo numérico THD**

Nesta seção, é apresentada uma comparação entre os resultados obtidos a partir dos experimentos realizados e as previsões geradas pelo modelo numérico desenvolvido (THD). Essa análise é fundamental para validar a precisão e a confiabilidade do modelo, permitindo identificar possíveis discrepâncias e entender suas causas.

Inicialmente foi feita a análise de convergência de malha para assegurar a precisão e a estabilidade das soluções numéricas do modelo. Foram testadas 4 malhas com diferentes refinamentos, avaliando-se a variação dos resultados obtidos para determinar o ponto em que o aumento no refinamento da malha não produz variações significativas. Os resultados mostraram que a solução do modelo numérico estabiliza-se adequadamente a partir de uma malha com 16 elementos na circunferencial e 10 elementos na axial, indicando a convergência da solução. Este foi o nível de refinamento adotado para as simulações subsequentes, proporcionando um equilíbrio entre a precisão dos resultados e a eficiência computacional. A Fig. 5.27 mostra as curvas para o campo de pressão e a Fig. 5.28 apresenta as curvas do campo de temperatura.

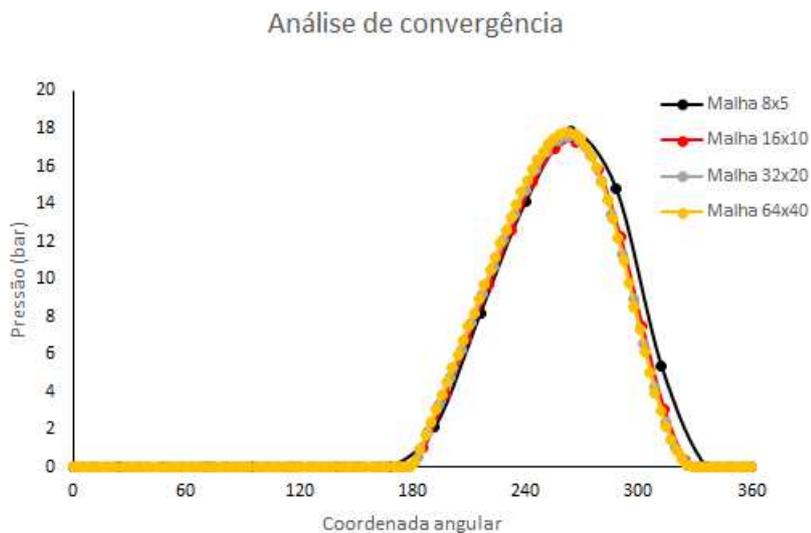


Figura 5.27: Análise de convergência de malha campo de pressão

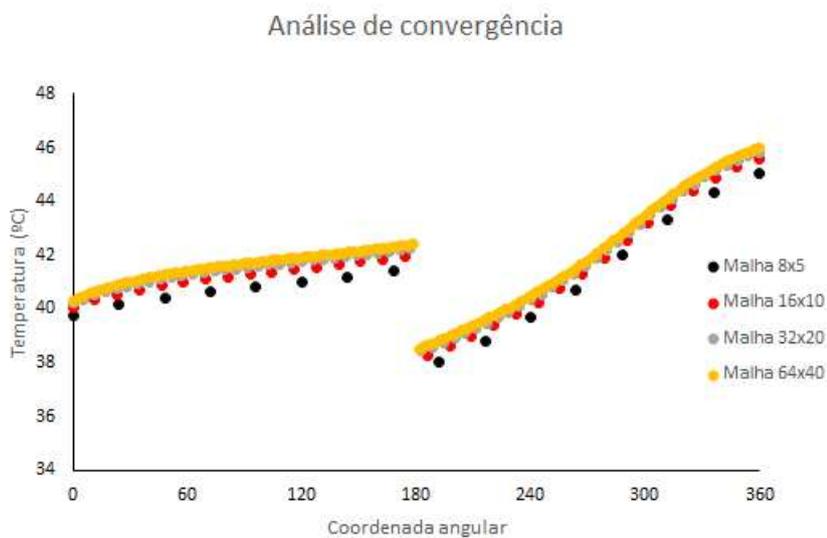


Figura 5.28: Análise de convergência de malha campo de temperatura

Com a convergência de malha estabelecida, a próxima etapa envolve a comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais. Os parâmetros de geometria do mancal e condição de operação são mostrados na Tab. 5.7, assim como os dados referentes ao lubrificante utilizado.

Tabela 5.7: Propriedades geométrica do mancal e lubrificante utilizados no experimento.

| Propriedades do Mancal             |                   |
|------------------------------------|-------------------|
| Raio do eixo (m)                   | 0,05              |
| Folga radial (m)                   | 0,000185          |
| Comprimento axial (m)              | 0,106             |
| Velocidade do eixo (Rpm)           | 1500              |
| Posição de injeção de óleo         | 0° e 180°         |
| Excentricidade                     | 0,5               |
| Ângulo de atitude                  | -50°              |
| Propriedades do Lubrificante       |                   |
| Condutividade térmica (J/s m °C)   | 0,15              |
| Calor específico (J/KgK)           | 1951,88           |
| Densidade (kg/m <sup>3</sup> )     | 874               |
| Viscosidade 40°C / 100°C (Pa s)    | 0,05707 / 0,00597 |
| Temperatura do tanque de óleo (°C) | (28 a 34)         |

A Fig. 5.29 mostra a comparação entre os resultados numéricos e experimental para uma velocidade de 1500 Rpm e uma vazão de 4,5 L/min.

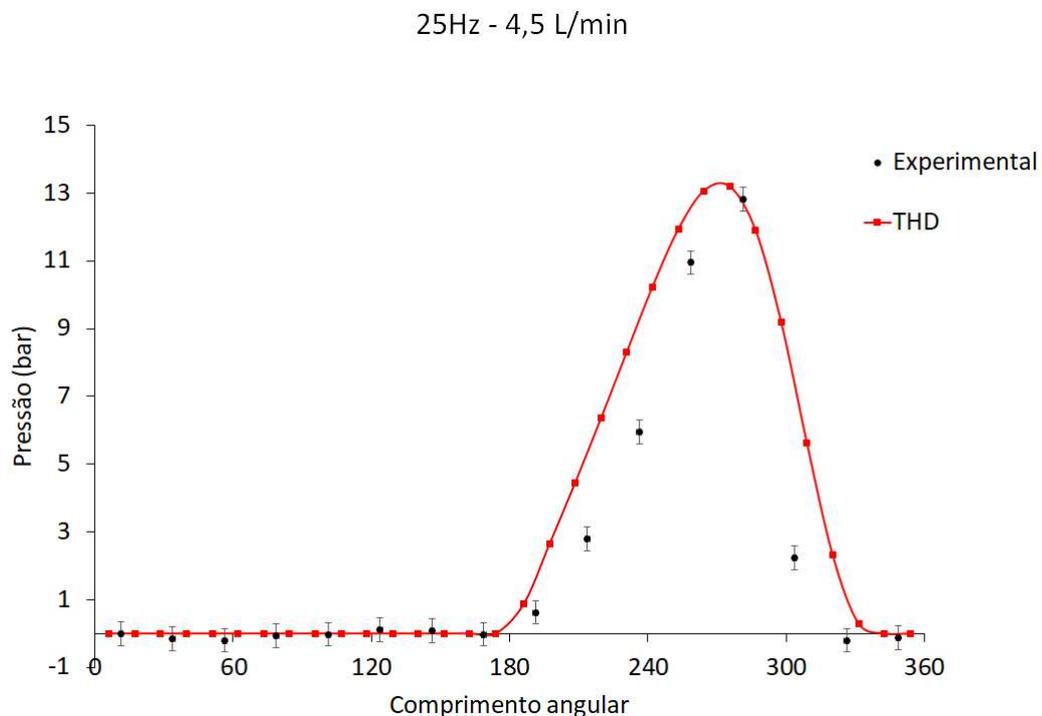


Figura 5.29: Comparação numérico THD contra experimental. Resultados do campo de pressão obtido para 4,5 L/min.

Analisando os resultados do campo de pressão na condição com 4,5 L/min de óleo injetado

em cada *groove*. Nesta configuração temos uma condição de lubrificação suficiente (*flooded*) no mancal, pois a fração volumétrica calculada nos *grooves* tem valor unitário. O campo de pressão apresenta boa similaridade, com comportamentos semelhantes e valores de magnitudes bem próximos. A posição dos pontos de máxima pressão também ficaram próximos o que indica que a posição de equilíbrio concorda em ambos. A área correspondente ao campo de pressão foi outro ponto de acerto relevante, como pode-se observar, o início e o fim do campo têm coordenada angular próximas.

As curvas apresentam algumas discrepâncias específicas em relação à formação do campo de pressão. O resultado numérico fornecido pelo modelo THD mostra na parte inicial uma subida, aproximadamente, linear durante toda a fase com gradiente positivo. Já no resultado experimental percebe-se uma formação do campo de pressão inicialmente com um formato de curva não linear. Esse comportamento coincide com outros trabalhos da literatura (FERRON; FRENE; BONCOMPAIN, 1983). Um outro comportamento que também diferencia o modelo numérico do experimental é a fase final do campo (região com gradiente de pressão negativo). Percebe-se uma queda muito acentuada da pressão no experimento, algo que não é muito bem representado numericamente.

Outro argumento para explicar as diferenças entre o resultado numérico e experimental são oriundos devido a fatores inerentes a parte experimental. A incerteza atribuída à exata posição de equilíbrio é um ponto fundamental nos resultados, pois qualquer pequena variação na excentricidade e no ângulo de atitude influencia diretamente os resultados. Para o posicionamento do rotor dentro do mancal e também verificação da permanência na posição, foram utilizados relógios comparador cercado os eixos horizontal e vertical. Mudanças na condição de operação da máquina geravam pequenas movimentações na posição de equilíbrio, contudo o posicionamento era corrigido e mantido novamente no previsto para a aquisição de dados. É válido ressaltar que devido à vibração intrínseca da máquina o relógio comparador acaba perdendo um pouco de sua precisão devido às oscilações em seu ponteiro. Logo, podemos ter uma posição de equilíbrio ligeiramente diferente do setado previamente.

Um ponto que exerce influência direta no campo de pressão é a viscosidade do fluido de trabalho. Neste experimento, o óleo utilizado foi *Lubrax Hydra XP 68* e suas propriedades foram obtidas a partir do folheto técnico fornecido pelo fabricante. Para o modelo numérico utiliza-se interpolação usando os dados do lubrificante com a viscosidade em duas temperaturas. Essa estratégia é uma solução comum na literatura e vem apresentando bons resultados (1983study,

(NICOLETTI et al., 1999), (HE, 2003), (DANIEL, 2012), entre outros). Contudo a aferição da viscosidade de uma amostra do óleo presente no carter da unidade hidráulica possivelmente traria curvas com resultados mais próximos.

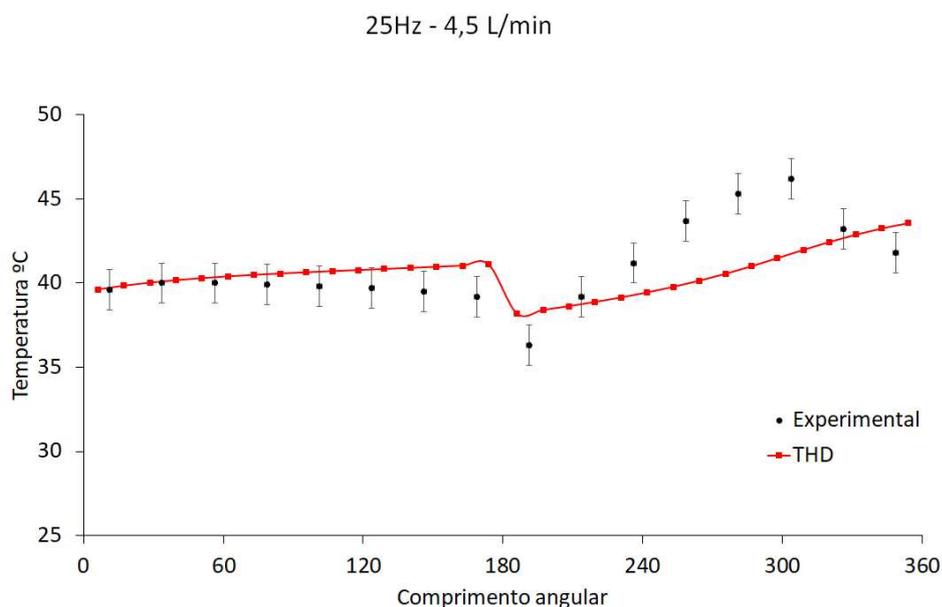


Figura 5.30: Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de temperatura para 4,5 L/min.

Partindo para a análise comparativa do campo de temperatura Fig. 5.30, ainda da configuração de 4,5 L/min (*flooded*), é possível destacar alguns pontos interessantes. Primeiramente é necessário reafirmar que o modelo numérico apresentado neste trabalho possui formulação adiabática, logo é esperado divergências entre os campos de temperatura experimental e numérico. Essas principais divergências recaem principalmente sobre o comportamento da curva que devido à troca de calor com o eixo e mancal apresenta contorno característico.

Observando o casquilho superior (que compreende 0 a 180°) percebe-se que o modelo numérico apresenta um gradiente positivo chegando a uma temperatura de maior magnitude ao fim dessa parte. Enquanto o experimental descreve uma trajetória quase linear e sem variação significativa da magnitude de temperatura. Uma hipótese que pode ser levantada é que nessa região do mancal, onde não há esmagamento do filme de óleo, o atrito viscoso do fluido é baixo, e o calor gerado por essa movimentação é equalizado com a temperatura do mancal nesta área específica.

Analisando o casquilho inferior do mancal (180° a 360°), região onde ocorre a formação do campo de pressão do mancal, percebe-se as maiores divergências entre as curvas do modelo e a experimental. Fica evidente a diferença de inclinação das curvas, onde a experimental apresenta um gradiente maior que a numérica, mostrando uma variação de temperatura grande em um passo angular pequeno. Outra característica é a queda de temperatura após o ponto de maior esmagamento do filme de óleo, região essa onde a dissipação viscosa diminui e conseqüentemente a geração de calor decresce. Já o modelo apresenta uma elevação de temperatura muito suavizada e crescente até o fim do casquilho. Como o modelo tem formulação adiabática essa característica é algo esperado e se difere consideravelmente do experimento.

Outro ponto é a falta de propriedades específicas para o lubrificante utilizado. O óleo utilizado no experimento é o *lubrax Hydra XP 68* e não se encontra em seu folheto técnico os valores das propriedades de calor específico e condutividade térmica, sendo atribuído para a simulação valores generalistas encontrados em outros modelos de lubrificantes. É provável que o valor dessas propriedades sejam próximos aos valores utilizados na simulação, contudo, o cenário ideal seria a medição das propriedades citadas do óleo presente no cárter para resultados mais aproximados.

Mesmo com as discrepâncias comentadas acima os resultados do modelo adiabático possuem representatividades importantes no estudo e projeto de mancais hidrodinâmicos. Apesar dos formatos de curvas não serem semelhantes, as magnitudes de temperatura encontradas estão próximas. A máxima temperatura experimental foi de 46,2°C enquanto o THD foi 43,5°C, ou seja, uma diferença de apenas 2,7°C. É válido ressaltar que a posição da máxima temperatura não é a mesma, porém, para uma estimativa de temperatura do lubrificante no interior do mancal temos um bom resultado.

O modelo obteve boa representatividade nas regiões de mistura do groove. As quedas de temperatura devido a mistura do óleo quente circulante no mancal com o óleo frio vindo do cárter da unidade hidráulica resultaram em 4°C para o groove a 0° (experimento 2,2°C) e de 3°C para o groove a 180° (experimento 3,1°C). Vale destacar que esses resultados foram obtidos sem o uso de fatores de correção experimentais como *hot oil carry over*, utilizando balanço mássico com a ponderação pela fração volumétrica. O uso da fração volumétrica nesse cálculo foi fundamental para esses bons resultados.

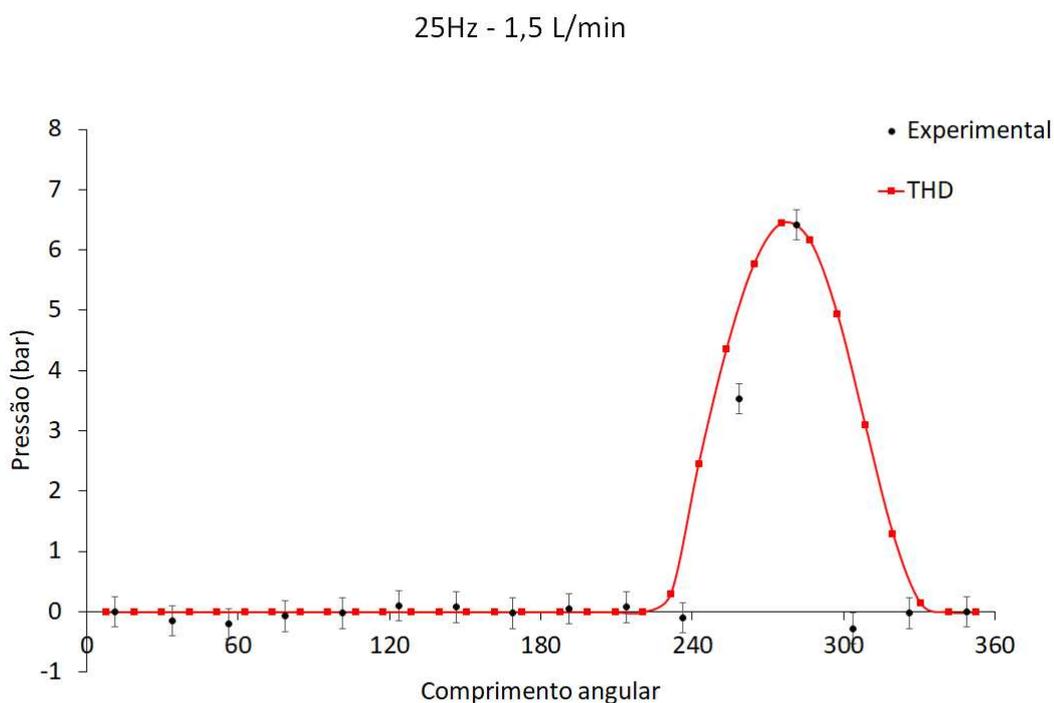


Figura 5.31: Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de pressão para 1,5 L/min.

Esse resultado foi obtido com uma vazão de 1,5 L/min em cada *groove* de injeção do mancal Fig. 5.31. A fração volumétrica do *groove* nessa condição foi de 0,72 e 0,52 respectivamente, logo podemos afirmar que o mancal está operando em condição de lubrificação insuficiente denominada de *starvation* na literatura. Assim como já observado para a condição *flooded*, o campo de pressão apresenta boa similaridade, com comportamentos semelhantes e valores de magnitudes bem próximos. Novamente, a posição dos pontos de máxima pressão estão próximas, o que indica que a posição de equilíbrio usada na simulação é próxima à real no experimento.

A área correspondente ao campo de pressão, avaliada aqui pelo comprimento angular, foi menos representativa do que a observada na condição *flooded*, resultando no modelo THD com uma área de formação maior em comparação com o ensaio experimental. A explicação para esse resultado segue duas vertentes: a primeira sugere que a fração volumétrica real é menor do que a estimada, o que implica que o modelo superestimou numericamente a vazão de lubrificante no casquilho. A segunda vertente está relacionada à dinâmica da mistura de lubrificantes que ocorre nos *grooves*. Esse movimento de mistura pode gerar uma recirculação internamente ao *groove* que reduz o fluxo na direção circunferencial, diminuindo assim a vazão de entrada no casquilho

(ABDOLLAHI, 2017). O termo de ajuste da temperatura de mistura *hot oil carry over* também se fundamenta em uma hipótese semelhante a esta.

Assim como verificado na condição *flooded*, a queda de pressão após o pico é muito acentuada nesta condição também. O modelo numérico não consegue representar essa queda tão rápida e acaba superestimando a área do campo de pressão. Essa região com gradiente negativo, mais um vez, é a parte com maior discordância entre os resultados. Uma observação no resultado experimental é que ao fim da queda de pressão, nota-se um ponto com valor negativo de maior magnitude da análise, levando a impressão da região cavitada com pressão manométricamente negativa. Contudo, os sensores de pressão utilizados não são recomendados para leitura de pressão negativa. O valor pode ter sido obtido, coincidentemente nesta posição, devido a uma resistência de contato elevada do terminal de envio do sinal.

A análise do campo de temperatura para condição *oil starvation* é apresentado na Fig. 5.32.

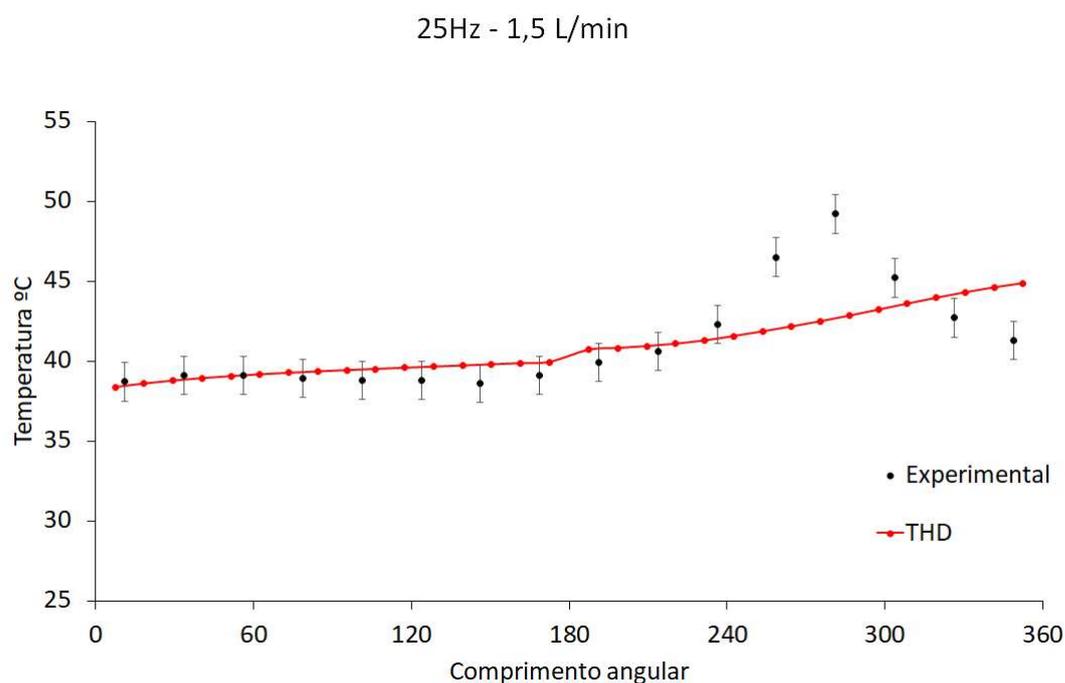


Figura 5.32: Comparação numérico THD contra resultados experimental do campo de temperatura

A comparação entre o campo de temperatura numérico e experimental para a condição de *oil starvation* seguiu um padrão semelhante ao visto na condição *flooded*. O formato descrito pelas curvas é similar em ambos os casos, com ponderações em relação à queda

de temperatura e ao elevado gradiente no casquilho carregado. O comportamento final da curva experimental não foi possível reproduzir novamente devido ao modelo aqui utilizado ter formulação adiabática. A inclinação acentuada presente no modelo experimental também não foi reproduzida numericamente, um dos fatores que pode ter colaborado para isso é as propriedades físicas do lubrificante não ser conhecida. O calor específico e a condutividade térmica exercem forte influência nesta análise.

As magnitudes de temperatura encontradas estão próximas assim como no caso anterior. A máxima temperatura experimental foi de 49,2°C enquanto o THD foi 45,7°C, ou seja, uma diferença de apenas 3,5°C. Esse valor foi um pouco maior que a diferença obtida na condição flooded, contudo é válido ressaltar que uma das suspeitas para as diferenças entre os campos de pressão da condição atual é o modelo numérico estimar uma vazão de lubrificante maior circulando no mancal. Essa maior quantidade tende a diminuir as temperaturas obtidas e aumentar a diferença entre numérico e experimental.

A temperatura de mistura do *groove* a 180° foi um ponto de alta representatividade do modelo numérico. Devido à baixa vazão fornecida neste ensaio, o *groove* em específico apresenta um comportamento onde não há queda de temperatura mesmo ocorrendo injeção de óleo do cárter da unidade hidráulica. Tal comportamento sugere que a vazão da alimentação seria tão baixa que não influencia no balanço mássico entre o lubrificante aquecido circulante no mancal e o óleo frio sendo injetado. Outra justificativa é a recirculação que ocorre na cavidade do groove (ABDOLLAHI, 2017) discutida anteriormente, hipótese mais plausível. O gráfico da Fig. 5.33 mostra detalhadamente o comportamento da temperatura no lubrificante no groove a 180° para as vazões, 1,5 e 4,5 L/min. Em ambos os casos, o modelo THD representou bem a temperatura de mistura.

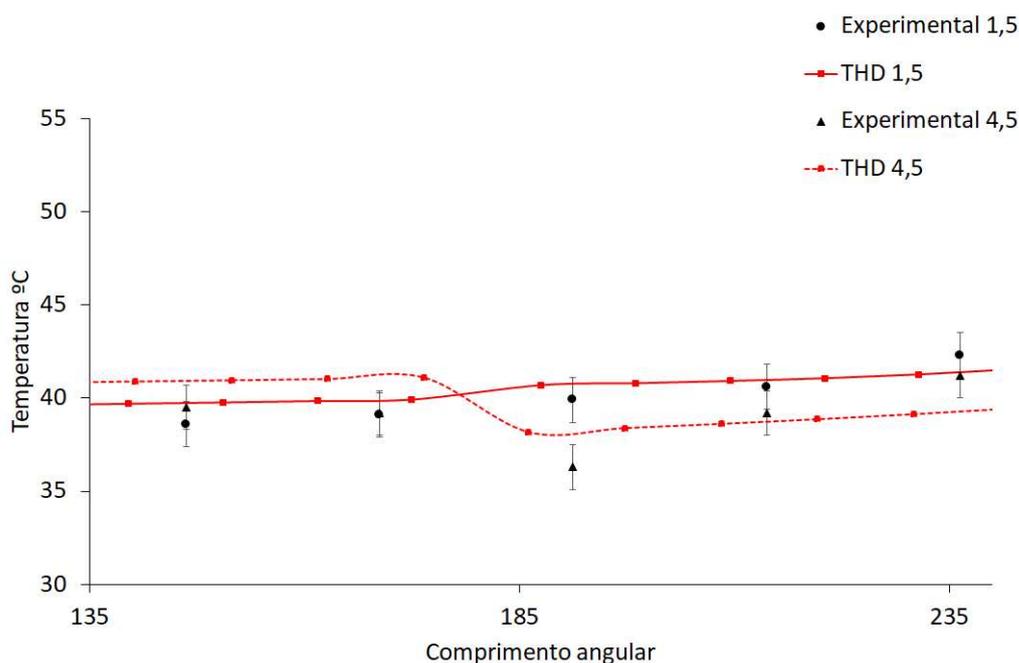


Figura 5.33: Temperatura do lubrificante na região próxima ao groove à 180°

As condições de *starvation* e *flooded* foram bem representadas pelo modelo, quanto a redução na capacidade de carga do mancal. Enquanto no caso com lubrificação insuficiente a força de sustentação na direção vertical foi de 2542,5 N, para o caso de 4,5 L/min em cada *groove* obteve um valor de 6026,1 N. Isso reforça a importância do correto fornecimento de óleo ao mancal, pois em uma situação de carga do mancal a excentricidade sofreria um aumento considerável, em casos extremos podendo causar danos ao mancal e eixo devido a alta excentricidade. A Fig. 5.34 mostra os campos de pressão das condições *flooded* e *starvation*, experimental e numérico em um único gráfico, evidenciando a diferença entre as duas condições de operação.

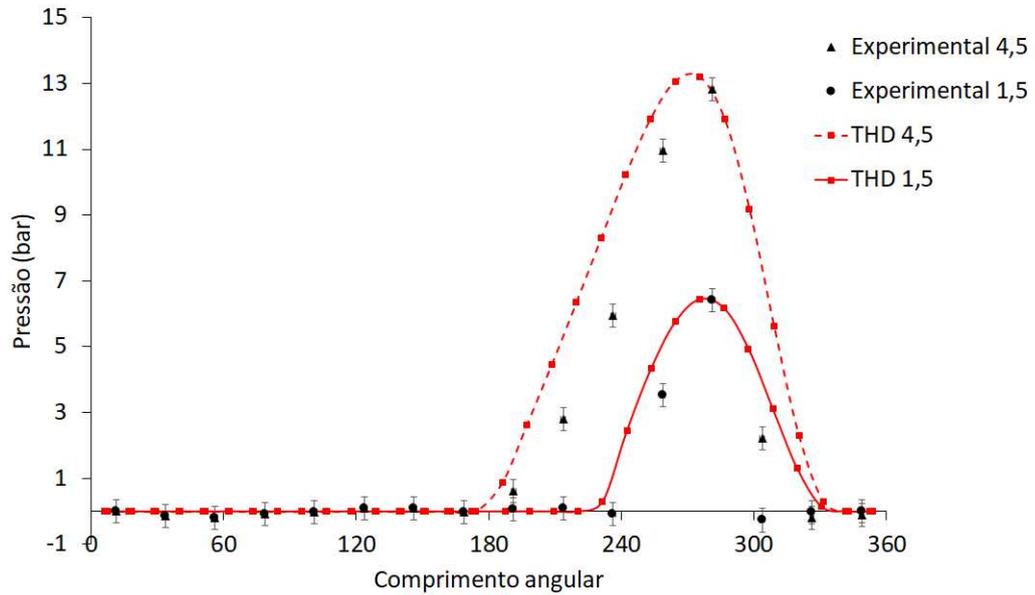


Figura 5.34: Campos de pressão numérico e experimental

O modelo numérico THD fornece superfícies dos campos de pressão, temperatura e fração volumétrica. Dessa forma, as Figs. 5.35 à 5.37 mostram os resultados para a condição "flooded". Já as Figs. 5.38 à 5.40 mostram os resultados para a condição "starvation". A capacidade do modelo de apresentar essas variáveis de forma tridimensional auxilia na compreensão e análise do comportamento do filme de óleo dentro do mancal.

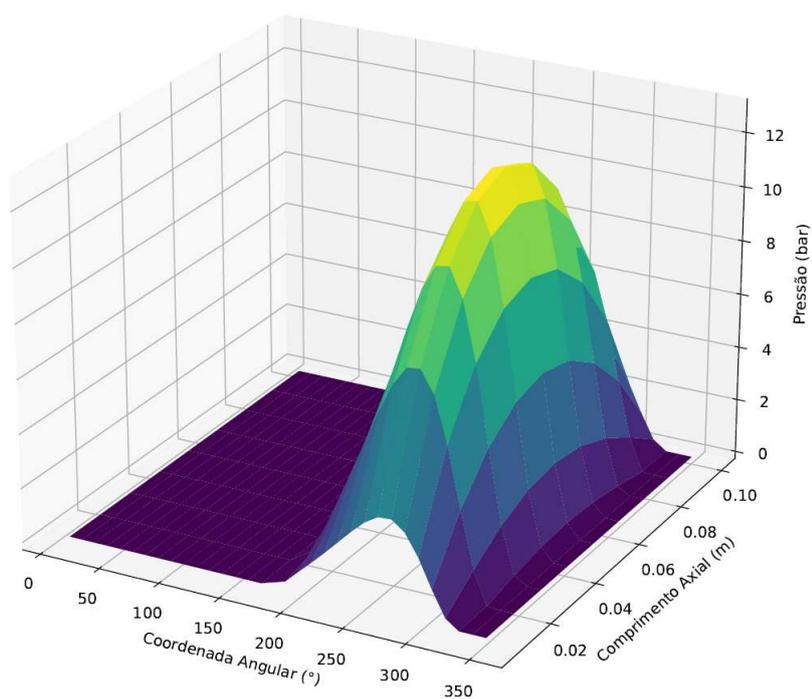


Figura 5.35: Resultados numéricos para o campo de pressão do modelo THD, condição *flooded*

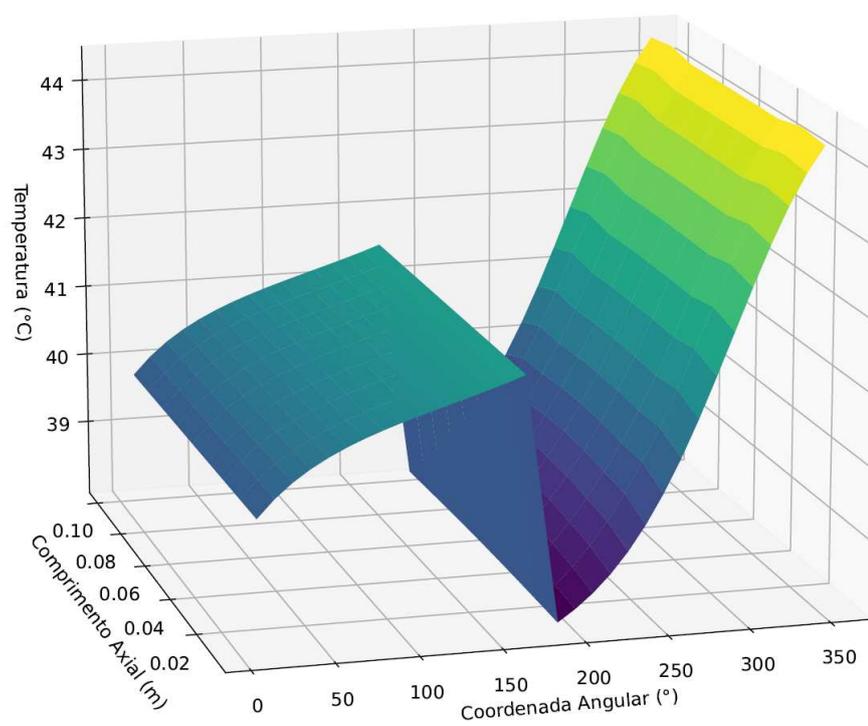


Figura 5.36: Resultados numéricos para o campo de temperatura do modelo THD, condição *flooded*

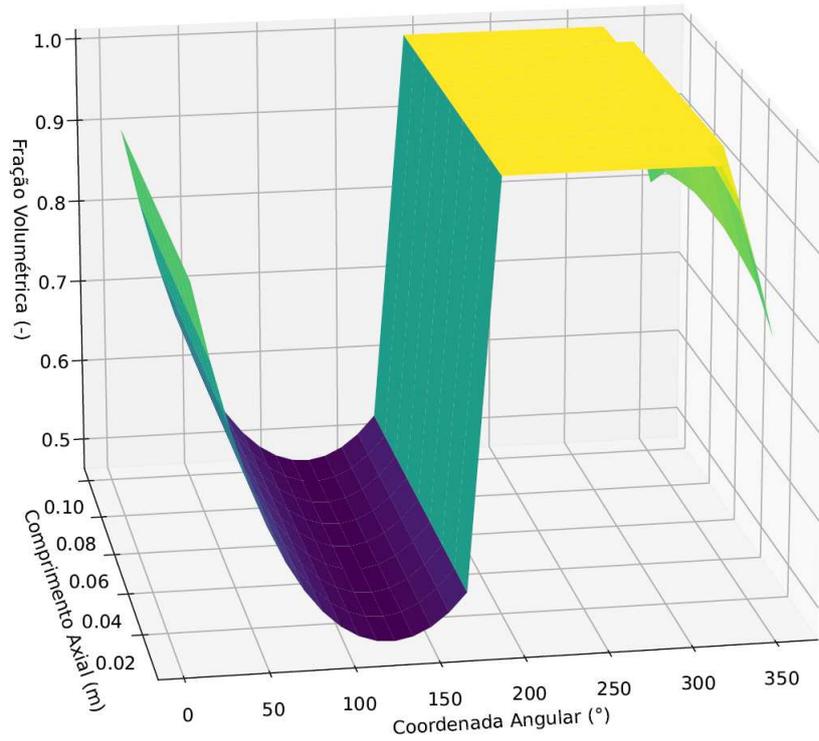


Figura 5.37: Resultados numéricos para o campo de fração volumétrica do modelo THD, condição *flooded*

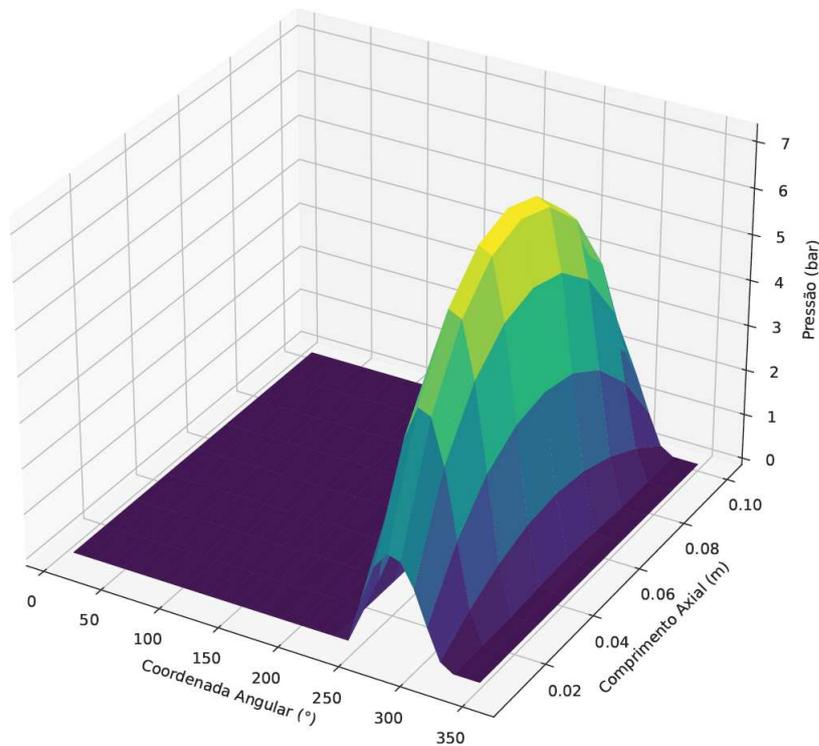


Figura 5.38: Resultados numéricos para o campo de pressão do modelo THD, condição *starvation*

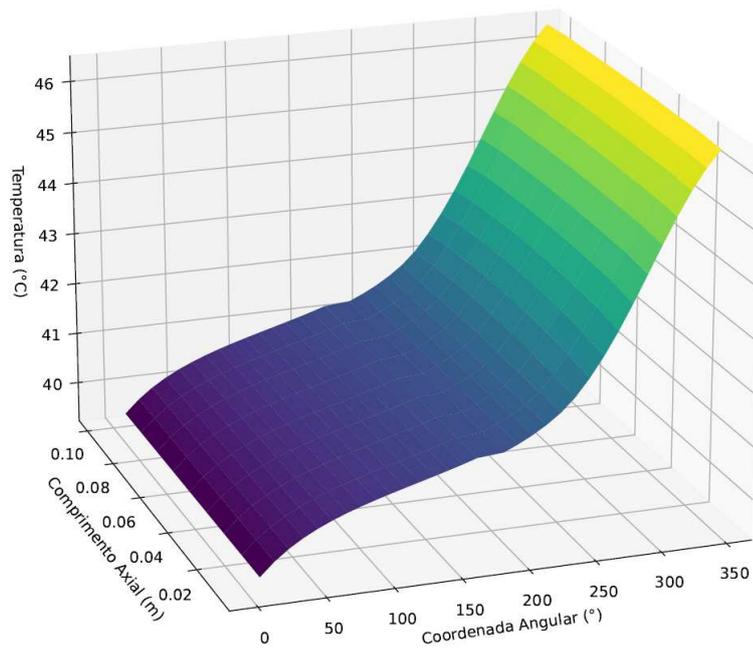


Figura 5.39: Resultados numéricos para o campo de temperatura do modelo THD, condição *starvation*

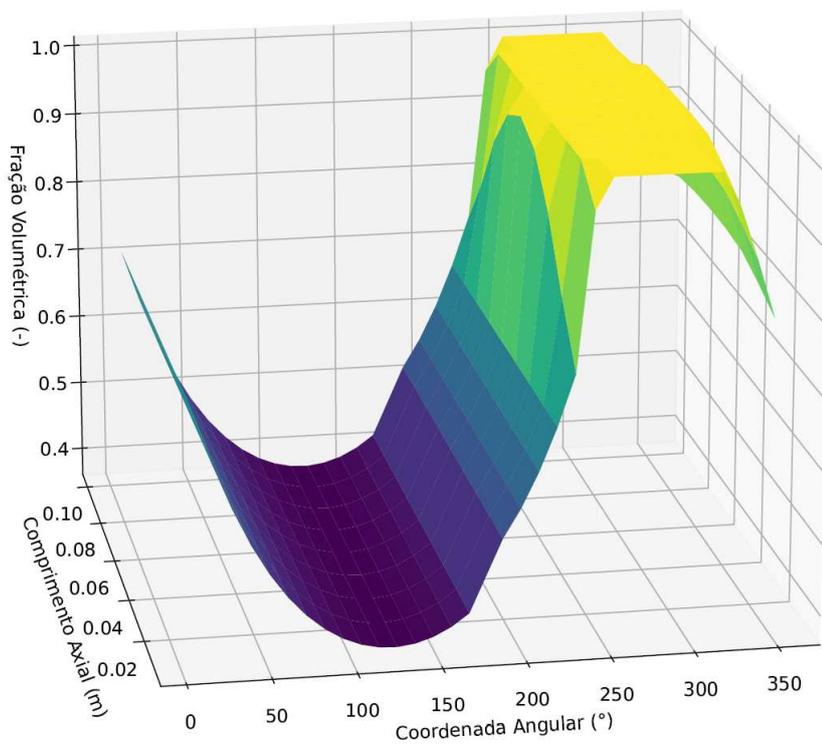


Figura 5.40: Resultados numéricos para o campo de fração volumétrica do modelo THD, condição *starvation*

## CAPÍTULO VI

### CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Este trabalho foi dedicado ao desenvolvimento de modelo numérico de mancais hidrodinâmicos cilíndricos assim como toda a construção de uma mancal cilíndrico e sua ligação com a bancada para a realização de ensaios experimentais. A primeira etapa do trabalho consistiu em introduzir e enfatizar a importância da área de estudo que engloba este trabalho e apresentar uma revisão bibliográfica abrangente sobre a modelagem numérica de mancais hidrodinâmicos.

Foi apresentada a formulação teórica completa da modelagem numérica de um mancal cilíndrico termo-hidrodinâmico (THD). A flexibilidade das duas abordagens para obter o campo de pressão do lubrificante no mancal oferece a vantagem de reduzir o tempo computacional necessário para resolver a equação reduzida de Reynolds, que é significativamente menor em comparação com a solução do modelo  $p - \theta$ . Por outro lado, o modelo  $p - \theta$  representa as variações nas condições de lubrificação de forma mais eficaz. É importante ressaltar que a modelagem da fração volumétrica do groove foi um diferencial importante, melhorando consideravelmente os resultados.

O projeto do mancal cilíndrico radial foi o próximo capítulo. A solução para a medição da temperatura do óleo no experimento é algo pouco visto na literatura e também um diferencial deste projeto. Este sistema foi eficaz para sua função e não influenciou significativamente na formação do campo de pressão. O conjunto de sensores e periféricos selecionados foi capaz de fornecer controle e aquisição dos dados experimentais, embora uma *interface* de aquisição de dados dedicada seria uma melhoria considerável na máquina. O sistema de posicionamento do rotor associado ao mancal projetado garante uma configuração possivelmente única da bancada experimental na academia.

No capítulo dos resultados, foi inicialmente realizada uma comparação com os softwares MaxBrg e XLTRC 2, ambos já consolidados na indústria petroquímica para análise de mancais hidrodinâmicos. Observou-se que o modelo THD apresentou uma excelente correlação, principalmente com o MaxBrg, indicando uma validação satisfatória da funcionalidade e da formulação teórica do modelo proposto neste estudo. O comportamento dos coeficientes dinâmicos também mostrou boa correlação entre os três modelos comparados. Além da geometria cilíndrica padrão, foram investigadas as geometrias lobular e elíptica. Esta última foi confrontada com a literatura devido à ausência dessa geometria nas opções do MaxBrg. Novamente, a correlação com o MaxBrg foi boa, enquanto os resultados comparados com Chauhan, Sehgal e Sharma (2010) não foram tão representativos, devido à falta de informações inerentes à posição de equilíbrio simulada no artigo.

Ainda no capítulo de resultados, foram apresentados os detalhes da fabricação do mancal cilíndrico radial e a montagem completa da bancada experimental. A solução de posicionar o eixo rotor dentro do mancal tem, além da vantagem da posição de equilíbrio já determinada (o que facilita a representação na simulação numérica), a vantagem de evitar possíveis desgastes, especialmente em condições de operação com lubrificação insuficiente. No entanto, esse método demanda um tempo considerável para alcançar o posicionamento correto, prolongando assim os procedimentos experimentais. Uma alternativa para este aparato experimental seria a aplicação de carga no mancal em vez de simplesmente impor uma posição fixa. Isso poderia acelerar a coleta de dados e tornar o trabalho experimental mais produtivo.

Por fim, foram comparadas as respostas do modelo numérico THD com os resultados experimentais. A correlação foi boa e a principal discrepância foi observada na análise de temperatura, o que era esperado devido à condição de contorno adiabática. No entanto, mesmo com essa simplificação, as magnitudes das temperaturas obtidas foram próximas, o que valida o uso deste modelo em aplicações de projeto e análise de mancais hidrodinâmicos. Em relação ao campo de pressão, os resultados foram mais representativos; o formato das curvas foi bem descrito e as magnitudes encontradas foram próximas. Essa concordância nos resultados é satisfatória, considerando as limitações do modelo e as incertezas de medição presentes no experimento, como a posição de equilíbrio do eixo, a temperatura de entrada do óleo na superfície do casquilho e as propriedades exatas do lubrificante utilizado.

É importante frisar que a comparação experimental numérica serve como uma base para futuras melhorias no modelo e oferece entendimento sobre a dinâmica dos fenômenos estudados.

Os dados experimentais fornecem uma referência empírica essencial, enquanto as simulações numéricas possibilitam uma exploração abrangente das variáveis envolvidas, contribuindo para um entendimento mais completo e robusto do sistema analisado.

Com base no trabalho desenvolvido, as perspectivas futuras para seu aprimoramento incluem:

a) Implementação da troca de calor entre o lubrificante e a superfície do mancal e o eixo rotor no modelo numérico. Com isso os resultados numérico e experimentais serão mais próximos e o modelo se torna mais representativo.

b) Instalação de um termopar em cada groove de injeção do lubrificante. Somente a medição da temperatura no cárter da unidade hidráulica mostrou-se não ser suficiente, visto que provavelmente há um aquecimento desse lubrificante ao entrar em contato com o mancal. Outra vantagem é a medição da temperatura da mistura que ocorre nos grooves.

c) Adição de uma estrutura para aplicação de carga ao eixo rotor. Isso reduziria o tempo para posicionamento da máquina tornando a coleta de dados mais eficiente.

d) Criação de uma interface com software e hardware para aquisição dos dados digitalmente. Essa medida também deixaria a coleta de dados mais eficiente e mais simplificada.

e) Instalação de proxímetros e células de carga para obtenção de dados experimentais de análises dinâmicas.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDOLLAHI, B. *A Computational Model for Tilting Pad Journal Bearings: Accounting for Thermally Induced Pad Deformations and Improving a Feeding Groove Thermal Mixing Model*. Tese (Doutorado), 2017.

ANDRÉS, L. S.; KOO, B.; HEMMI, M. A flow starvation model for tilting pad journal bearings and evaluation of frequency response functions: a contribution towards understanding the onset of low frequency shaft motions. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. [S.l.], 2017. v. 50923, p. V07AT34A030. <https://doi.org/10.1115/GT2017-64822>.

ARTILES, A.; HESHMAT, H. Analysis of starved journal bearings including temperature and cavitation effects. 1985. <https://doi.org/10.1115/1.3260997>.

AUSAS, R. F.; JAI, M.; BUSCAGLIA, G. C. A mass-conserving algorithm for dynamical lubrication problems with cavitation. *Journal of Tribology*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 131, n. 3, 2009. <https://doi.org/10.1115/1.3142903>.

BARBOSA, J. S. *ANÁLISE DE MODELOS TERMOHIDRODINÂMICOS PARA MANCAIS DE UNIDADES GERADORAS FRANCIS*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2017. <https://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2018.1146>.

BARBOSA, J. S. Determinação da posição de equilíbrio em mancais hidrodinâmicos cilíndricos usando o algoritmo de evolução diferencial. *REVISTA CEREUS*, v. 10, n. 2, 2018. <https://doi.org/10.18605/2175-7275>.

BARBOSA, J. S.; JR, A. A. C.; SANTOS, I. F.; JR, V. S. Dynamic behavior of a tilting-pad thrust bearing operating under a hybrid lubrication regime. *Journal of Tribology*, American Society of Mechanical Engineers, v. 145, n. 11, p. 114101, 2023. <https://doi.org/10.1115/1.4062817>.

BARBOSA, J. S. et al. Análise de modelos termohidrodinâmicos para mancais de unidades geradoras francis. Universidade Federal de Uberlândia, 2018. <https://dx.doi.org/10.14393/ufu.di.2018.1146>.

BARBOSA, J. S. et al. Comportamento dinâmico de mancais segmentados axiais sob regime de lubrificação híbrido. Universidade Federal de Uberlândia, 2023. <https://doi.org/10.14393/ufu.te.2023.84>.

BARBOSA, J. S.; SICCHIERI, L. C.; DOURADO, A. D. P.; JR, A. A. C.; JR, V. S. Kriging approach dedicated to represent hydrodynamic bearings. *Journal of Engineering for Gas*

*Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 143, n. 6, p. 061016, 2021. <https://doi.org/10.1115/1.4049307>.

BONNEAU, D.; FRENE, J. Film formation and flow characteristics at the inlet of a starved contact—theoretical study. 1983. <https://doi.org/10.1115/1.3254559>.

BRITO, F. Thermohydrodynamic performance of twin groove journal bearings considering realistic lubricant supply conditions: a theoretical and experimental study. 2009.

CAMERON, A. Heat transfer in journal bearings: a preliminary investigation. *Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer*, Institute of Mechanical Engineers, p. 194–197, 1951.

CAVALINI, A. A. *Detecção e Identificação de Trincas Transversais Iniciais em Eixos Horizontais Flexíveis de Máquinas Rotativas*. 134 p. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal de Uberlândia, 2013. <https://doi.org/10.14393/ufu.te.2013.87>.

CAVALINI, A. A.; SILVA, A. D. G.; LARA-MOLINA, F. A.; STEFFEN, V. Dynamic analysis of a flexible rotor supported by hydrodynamic bearings with uncertain parameters. *Meccanica*, Springer, v. 52, p. 2931–2943, 2017. <https://DOI.10.1007/s11012-017-0616-2>.

CHAUHAN, A.; SEHGAL, R.; SHARMA, R. K. Thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearing with different grade oils. *Tribology International*, Elsevier, v. 43, n. 11, p. 1970–1977, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2010.03.017>.

CUNHA, B. Z. Efeitos das condições de alimentação de óleo de mancais lubrificadas no comportamento dinâmico do rotor. [sn], 2019. <https://doi.org/10.1115/1.3142903>.

CUNHA, B. Z.; DANIEL, G. B. Effects of bearing lubrication conditions on rotor dynamic behavior. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, SAGE Publications Sage UK: London, England, p. 13506501211010563, 2021. <https://doi.org/10.1177/13506501211010563>.

CUNHA, B. Z.; DANIEL, G. B. Effects of bearing lubrication conditions on rotor dynamic behavior. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 236, n. 3, p. 563–580, 2022. <https://doi.org/10.1177/13506501211010563>.

DANIEL, G. B. *Desenvolvimento de um modelo termohidrodinâmico para análise em mancais segmentados*. Tese (Tese de Doutorado), 2012. <https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.2012.871686>.

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/10.1115/1.3451479>.

ELROD, H. A computer program for cavitation and starvation problems. *Cavitation and related phenomena in lubrication*, Mechanical Engineering Pub., v. 37, 1974.

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

FERRON, J.; FRENE, J.; BONCOMPAIN, R. A study of the thermohydrodynamic performance of a plain journal bearing comparison between theory and experiments. 1983. <https://doi.org/10.1115/1.3254632>.

- FILLON, M.; BLIGOUD, J.-C.; FRE<sup>^</sup>NE, J. Experimental study of tilting-pad journal bearings—comparison with theoretical thermoelastohydrodynamic results. 1992. <https://doi.org/10.1115/1.2920920>.
- GETHIN, D. Modelling the thermohydrodynamic behaviour of high speed journal bearings. *Tribology International*, Elsevier, v. 29, n. 7, p. 579–596, 1996. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(96\)00004-7](https://doi.org/10.1016/0301-679X(96)00004-7).
- GLAVATSKI, S. A method of temperature monitoring in fluid film bearings. *Tribology International*, Elsevier, v. 37, n. 2, p. 143–148, 2004. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(03\)00050-1](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00050-1).
- HAN, T.; PARANJPE, R. A finite volume analysis of the thermohydrodynamic performance of finite journal bearings. 1990. <https://doi.org/10.1115/1.2920293>.
- HE, M. *Thermoelastohydrodynamic analysis of fluid film journal bearings*. [S.l.]: University of Virginia, 2003.
- HE, M.; ALLAIRE, P.; BARRETT, L.; NICHOLAS, J. Thermohydrodynamic modeling of leading-edge groove bearings under starvation condition. *Tribology transactions*, Taylor & Francis, v. 48, n. 3, p. 362–369, 2005. <https://doi.org/10.1080/05698190591008531>.
- KNIGHT, J.; NIEWIAROWSKI, A. Effects of two film rupture models on the thermal analysis of a journal bearing. 1990. <https://doi.org/10.1115/1.2920240>.
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. 2. ed. Rio de Janeiro, BR: LTC, 2004.
- MCCALLION, H.; YOUSIF, F.; LLOYD, T. The analysis of thermal effects in a full journal bearing. 1970. <https://doi.org/10.1115/1.3451479>.
- MEGGIOLARO, M. A. Modelagem de mancais hidrodinâmicos na simulação de sistemas rotativos. *Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro*, 1996.
- MIRANDA, A. *Oil flow, cavitation and film reformation in journal bearings, including an interactive computer-aided design study*. Tese (Doutorado) — University of Leeds, 1983.
- MITSUI, J.; HORI, Y.; TANAKA, M. Thermohydrodynamic analysis of cooling effect of supply oil in circular journal bearing. 1983. <https://doi.org/10.1115/1.3254629>.
- NICOLETTI, R. et al. Efeitos termicos em mancais segmentados hibridos: teoria e experimento. [Unicamp], 1999. <https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.1999.170914>.
- OCVIRK, F. W. *Short-bearing approximation for full journal bearings*. [S.l.], 1952.
- PARANJPE, R. S.; GOENKA, P. K. Analysis of crankshaft bearings using a mass conserving algorithm. *Tribology Transactions*, Taylor & Francis, v. 33, n. 3, p. 333–344, 1990. <https://doi.org/10.1080/10402009008981963>.
- PETROFF, N. Friction in machines and the effect of lubricant,”(russian). *Eng. Journal, St. Petersburg*, 1, v. 71, p. 2, 1883.

PINKUS, O. Analysis of elliptical bearings. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, American Society of Mechanical Engineers, v. 78, n. 5, p. 965–972, 1956. <https://doi.org/10.1115/1.4013888>.

RAIMONDI, A.; BOYD, J. A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design: Iii. *ASLE Transactions*, Taylor & Francis, v. 1, n. 1, p. 194–209, 1958. <https://doi.org/10.1080/05698195808972330>.

RAMOS, D.; DANIEL, G. A new concept of active hydrodynamic bearing for application in rotating systems. *Tribology International*, Elsevier, v. 153, p. 106592, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106592>.

REYNOLDS, O. Iv. on the theory of lubrication and its application to mr. beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Philosophical transactions of the Royal Society of London*, The Royal Society London, n. 177, p. 157–234, 1886.

RUSSO, F. H. *Identificação das propriedades dinâmicas de mancais segmentados híbridos: teoria e experimento*. Tese (Doutorado) — [sn], 2000. <https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.1999.199281>.

SANTOS, M. F. *Efeitos termicos em mancais segmentados*. Tese (Doutorado) — [sn], 1997. <https://doi.org/10.47749/T/UNICAMP.1997.117473>.

SICCHIERI, L. C. *Metamodelagem kriging aplicada em modelos de mancais termo-hidrodinâmicos*. Universidade Federal de Uberlândia, 2019. <https://doi.org/10.1115/1.3451479>.

SUGANAMI, T.; SZERI, A. A thermohydrodynamic analysis of journal bearings. 1979. <https://doi.org/10.1115/1.3453273>.

SZERI, A. *Tribology: Friction, Lubrication, and Wear*. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1979.

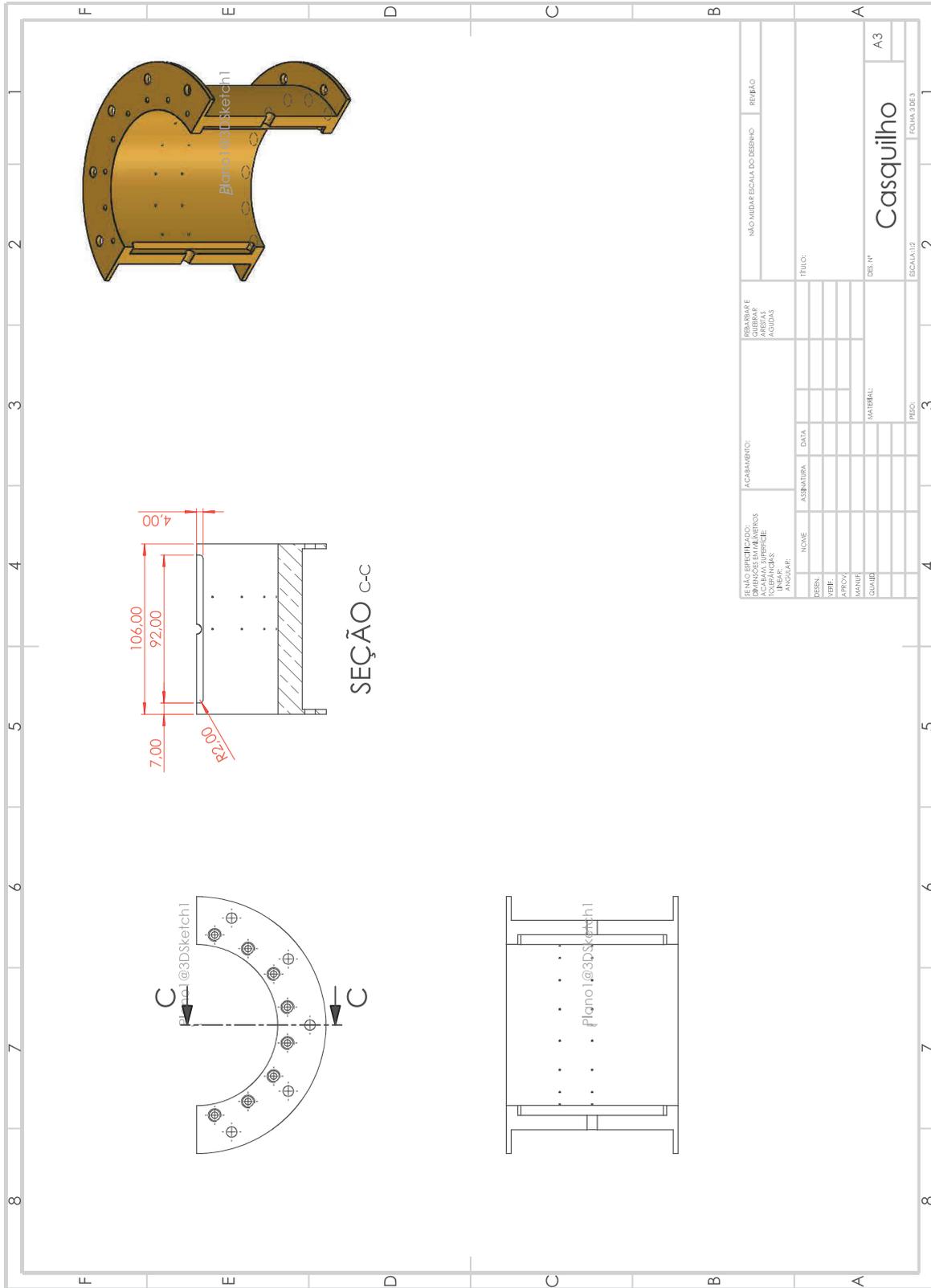
TOWER, B. First report on friction experiments. *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 34, n. 1, p. 632–659, 1883.

WEI, S.; KLIGERMAN, Y.; GOLTSBERG, R.; ETSION, I. Variation of lubricant distribution across the radial direction in a journal bearing. *Journal of Tribology*, American Society of Mechanical Engineers, v. 144, n. 6, p. 061803, 2022. <https://doi.org/10.1115/1.4053093>.

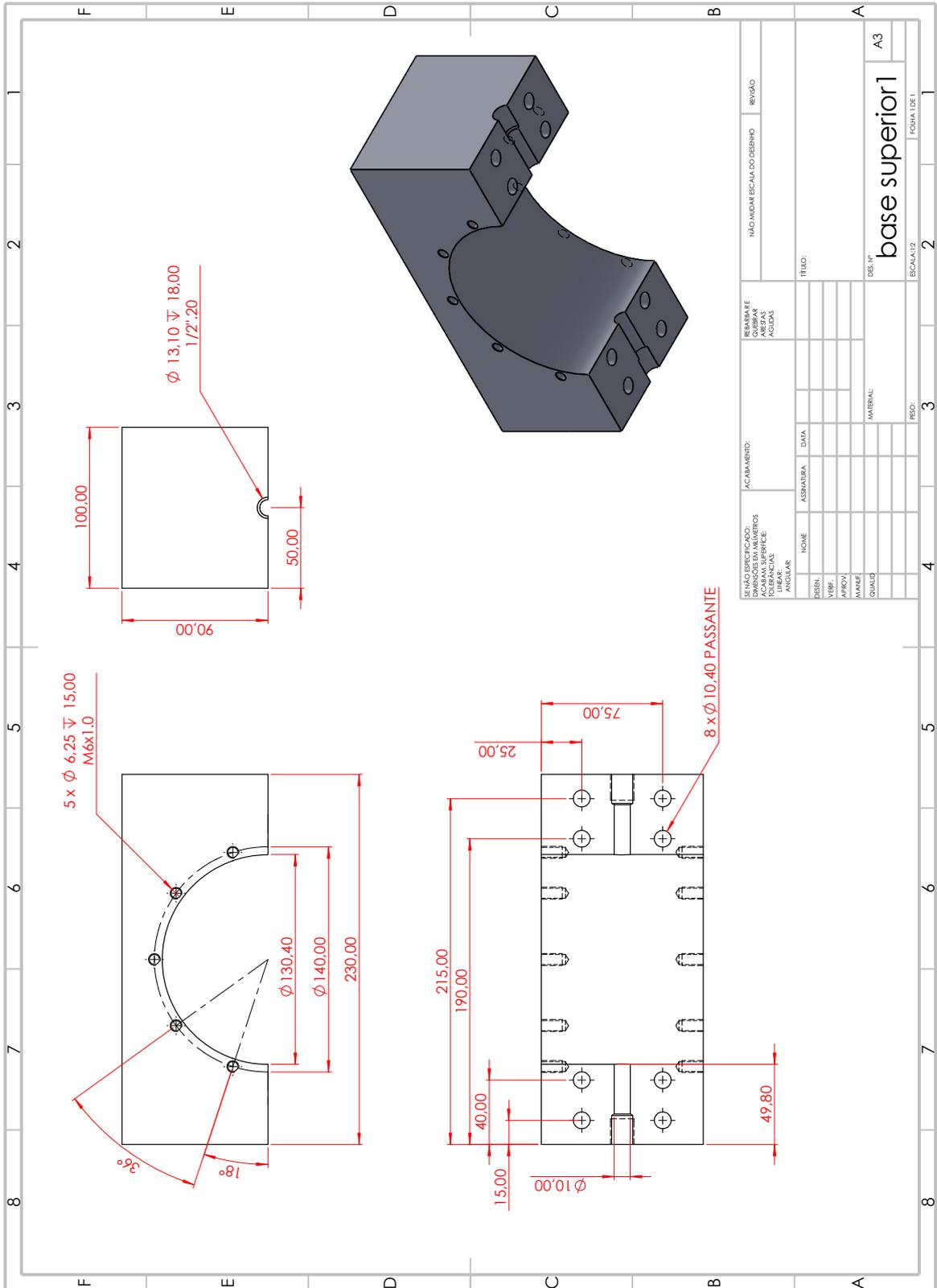




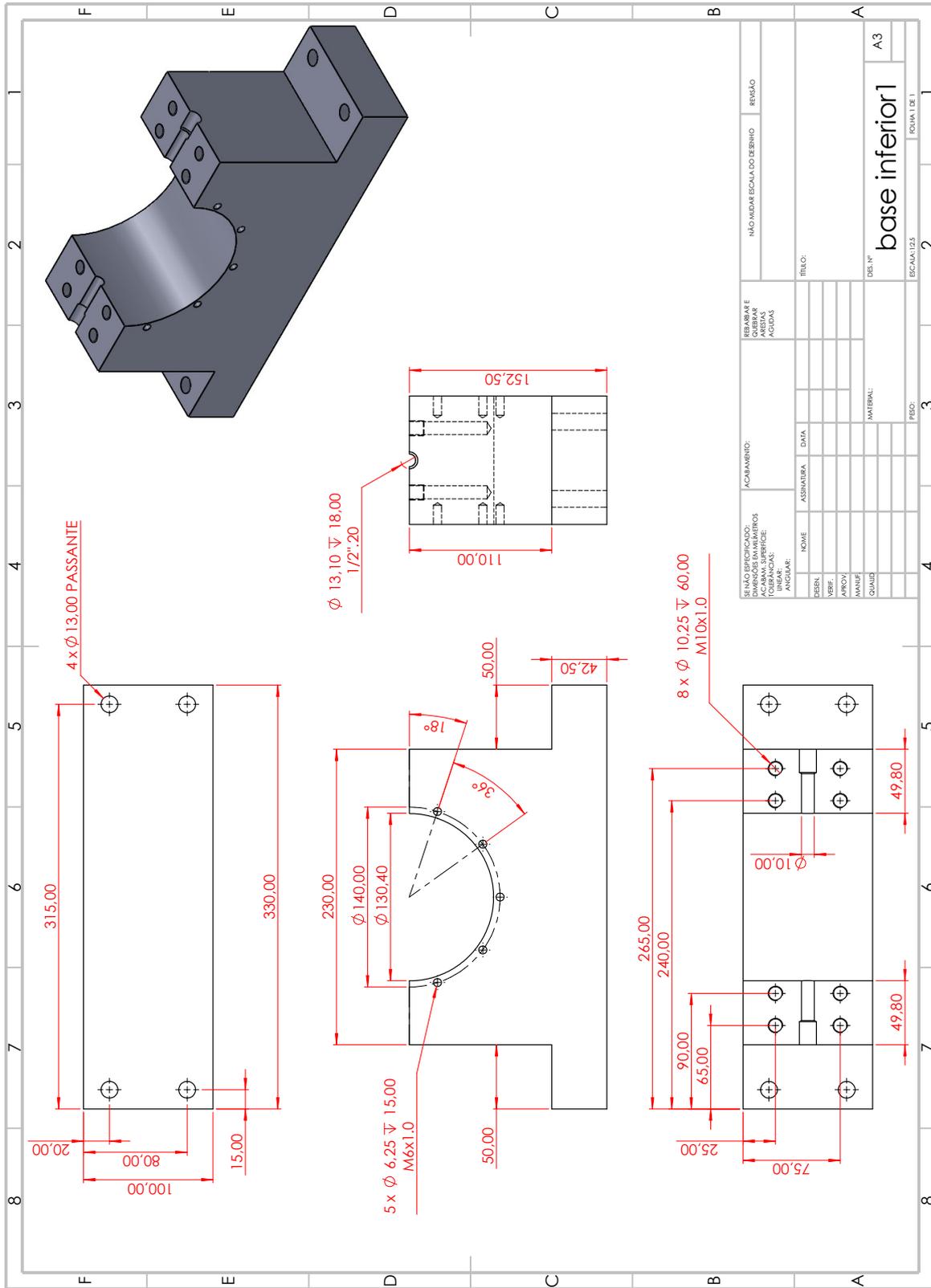
Desenho técnico mancal cilíndrico - Casquilho



Desenho técnico mancal cilíndrico - Capa superior



Desenho técnico mancal cilíndrico - Base



## Propriedades do lubrificante

The LUBRAX logo is displayed in a bold, green, sans-serif font. It is positioned on the left side of a decorative yellow and green graphic that spans the width of the page.

Folheto Técnico

## **LUBRAX HYDRA XP**

*Lubrificante para sistemas hidráulicos*

### **Descrição**

Lubrax Hydra XP é uma linha de lubrificantes de alto desempenho, formulados para a lubrificação de sistemas hidráulicos. Este produto contém aditivos selecionados para conferir excelente proteção antidesgaste, elevada resistência à oxidação e elevada estabilidade térmica. Disponível nos graus ISO 5, 10, 15, 22, 32, 46, 68, 100, 150, 220 e 320.

### **Aplicações**

Lubrax Hydra XP é recomendado para a lubrificação de sistemas hidráulicos que operem em condições severas de pressão e temperatura, tais como elevadores, equipamentos de mineração, máquinas de moldagem e injeção de plásticos, prensas e máquinas operatrizes.

### **Especificações**

Lubrax Hydra XP atende às seguintes especificações:

- DIN 51524 parte 2 (HLP)<sup>1</sup>;
- Teste VICKERS 35VQ25

<sup>1</sup>O enquadramento no requisito do teste ISO 4406 é feito sob demanda, implicando em custos adicionais de filtragem.

### **Características e Benefícios**

- Excelente ação antidesgaste que proporciona proteção contra desgaste prematuro do equipamento;
  - Elevada resistência à oxidação;
  - Alta estabilidade térmica;
  - Excelente proteção contra corrosão;
  - Boa resistência à formação de espuma;
  - Boa demulsibilidade e capacidade de separação da água;
  - Compatibilidade com os elastômeros mais comuns utilizados em selos, o-rings e vedações.
- 
- A decorative graphic at the bottom of the page consists of overlapping yellow and green shapes, mirroring the design at the top of the page.

## Propriedades do lubrificante



### Análises típicas\*\*

| Ensaio                                    | Grau ISO |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |  |
|---|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
|   | 5        | 10    | 15    | 22    | 32    | 46    | 68    | 100   | 150   | 220   | 320   |  |
| Densidade 20/4°C                          | 0,845    | 0,855 | 0,857 | 0,860 | 0,863 | 0,869 | 0,874 | 0,880 | 0,886 | 0,892 | 0,898 |  |
| Ponto de fulgor, °C                       | 138      | 186   | 198   | 212   | 232   | 244   | 260   | 270   | 274   | 280   | 294   |  |
| Ponto de fluidez, °C                      | -15      | -24   | -33   | -15   | -21   | -18   | -18   | -18   | -12   | -9    | -6    |  |
| Viscosidade a 40°C, cSt                   | 4,43     | 10,5  | 15,1  | 20,8  | 30,2  | 44,3  | 65,3  | 94,9  | 147   | 217   | 318   |  |
| Viscosidade a 100°C, cSt                  | 1,60     | 2,73  | 3,56  | 4,24  | 5,38  | 6,83  | 8,77  | 11,1  | 14,8  | 19,0  | 24,2  |  |
| Índice de Viscosidade                     | 95       | 96    | 108   | 108   | 113   | 110   | 107   | 103   | 100   | 99    | 97    |  |
| Índice de Acidez, mgKOH/g                 | 0,41     | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  | 0,41  |  |
| Teste FZG – Estágio de falha (A/8.3/90)   | -        | -     | -     | -     | 11    | 11    | > 11  | > 11  | > 11  | > 11  | > 11  |  |
| Demulsibilidade (tempo de separação), min |          |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |  |
| a 54°C                                    | 11       | 14    | 14    | 16    | 16    | 20    | 25    |       |       |       |       |  |
| a 82°C                                    |          |       |       |       |       |       |       | 15    | 15    | 20    | 25    |  |

\*\* As análises típicas representam os valores modais da produção, não constituindo especificações. Para informações mais detalhadas primeiramente consulte nossa assistência técnica.

### Saúde, Segurança e Meio Ambiente

A correta utilização, bem como o uso dos devidos equipamentos de proteção individual minimizam os riscos à saúde e preservam o meio ambiente. Todo óleo lubrificante usado deve ser coletado e descartado conforme CONAMA 362/05. O descarte irresponsável acarreta danos ao meio ambiente e à população. Consulte a Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico (FISPQ) para maiores informações.

[www.br.com.br/lubrax](http://www.br.com.br/lubrax)

Preservar o meio ambiente é responsabilidade de todos