

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Guilherme Henrique
Mayer Alegre
E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 17 / 08 / 2009
Marco Lúcio Bittencourt
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Avaliação do Uso de Mancais Ativos em Motores de Combustão Interna

Autor: Guilherme Henrique Mayer Alegre
Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

Avaliação do Uso de Mancais Ativos em Motores de Combustão Interna

Autor: Guilherme Henrique Mayer Alegre
Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009
S.P. - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

AL25a Alegre, Guilherme Henrique Mayer
Avaliação do uso de mancais ativos em motores de
combustão interna / Guilherme Henrique Mayer Alegre. -
-Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Marco Lúcio Bittencourt.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Lubrificação automotiva. 3.
Simulação (Computadores) - Dinamica dos fluidos. 4.
Motores de combustão interna. 5. Automoveis - Motores
- Inovações tecnologicas. I. Bittencourt, Marco Lúcio.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Evaluation on the use of active bearing in internal combustion
engines

Palavras-chave em Inglês: Bearing, Automobile lubrication, Computational fluid
dynamics, Internal combustion engines, Automobile -
Motors - Technical innovation

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Auteliano Antunes dos Santos Junior, Oscar Antonio Braunbeck

Data da defesa: 17/06/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

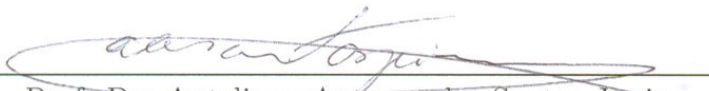
Avaliação do Uso de Mancais Ativos em Motores de Combustão Interna

Autor: Guilherme Henrique Mayer Alegre

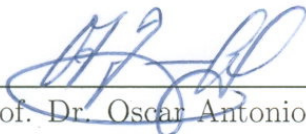
Orientador: Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt



Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt, Presidente
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior
DPM/FEM/UNICAMP



Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck
FEAGRI/UNICAMP

Campinas, 17 de Junho de 2009.

A toda à minha família e a minha esposa.

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Marco Lúcio Bittencourt pela oportunidade e tempo dedicado à minha orientação.

À ThyssenKrupp pelo indispensável apoio financeiro, pela confiança e oportunidade.

Ao Fabiano Bargos e Jaime Izuka, duas pessoas excepcionais sem medo de trabalho, com quem pude compartilhar momentos de aprendizado e descontração, proporcionando sempre um excelente ambiente de trabalho durante a minha estada no laboratório, que se tornaram grandes amigos, a eles só tenho a dizer muito obrigado.

Não podia deixar de mencionar meus colegas de trabalho da ThyssenKrupp Alex Rodrigues, Robson Cruz, Pedro Ferreira, Rafael Augusto, Sérgio Gradella, Renato Mussi e Luis Antonio F. Galli, pelo apoio técnico no desenvolvimento do meu trabalho, espírito colaborador no processo de aprimoração dos estudos, tais quais, foram fundamentais para esta jornada.

Aos demais amigos do laboratório Rodrigo Augusto, Bruno Salles, Felipe Furlan, Guilherme Neves pelo excelente ambiente de trabalho.

O meu agradecimento e amizade aos amigos de longa data José Maria, Adauto e Fábio pelo incentivo e apoio, mesmo sendo à distância ou somente via pensamento, aqui vai o meu muito obrigado.

Ao meu Ota José Mayer (*in memorian*) um apaixonado pela mecânica com quem aprendi muito, me acompanhou no início desta jornada e com certeza neste momento está muito orgulhoso de mim. A minha Vó Maria (*in memorian*) pelo incentivo, apoio e palavras

de sabedoria em todos os momentos e ao Vô Manuel (*in memoriam*), que não tive muito tempo para conhecer, todo meu amor e carinho. Finalmente meu agradecimento em especial, a Vó Geralda que sempre me dedicou todo o seu carinho e amor.

Aos meus pais Pedro e Animari, meus irmãos Thiago e Fernando pelos ensinamentos, incentivo e apoio em todos os momentos difíceis. Escrevo de forma simples pois jamais conseguiria expressar toda minha gratidão e sentimentos em palavras, não sei o que seria de mim sem vocês...

Finalmente agradeço à minha amiga, companheira, conselheira e esposa Juliana, por todo carinho, compreensão, paciência, incentivo e amor, ao longo desta trajetória na qual compartilhamos juntos. Estes são apenas alguns dos inúmeros adjetivos que poderia dar a ela para descrever sua importância de hoje e sempre em minha vida.

”Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.”

Leonardo da Vinci

Resumo

ALEGRE, Guilherme Henrique Mayer, *Avaliação do Uso de Mancais Ativos em Motores de Combustão Interna*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008. 108p. Dissertação de Mestrado.

Legislações mais severas em relação ao consumo de combustível e a redução na emissão de gases estão fazendo com que os motores de combustão interna operem com pressões de combustão cada vez mais elevadas. Como consequência destas restrições, os mancais são afetados diretamente.

Este trabalho tem como principal objetivo estudar a viabilidade do uso de mancais ativos para o aumento do desempenho dos mancais de motores de combustão interna, principalmente na redução de atrito e desgaste.

Um conjunto de simulações numéricas em mancais hidrodinâmicos foi realizada para avaliar a influência no comportamento do filme de óleo a partir da variação da pressão de injeção de lubrificante e sua posição angular em relação ao mancal. Um segundo conjunto de simulações avaliou a influência no comportamento do filme de óleo de uma descontinuidade e sua posição angular. Essa descontinuidade pode ser considerada um perfilamento na superfície do alojamento do mancal. Uma terceira e quarta séries de simulações avaliaram a influência da magnitude do carregamento e o seu modo, dinâmico ou estático, no comportamento do filme de óleo de mancais com descontinuidade em seu alojamento.

Por fim, a partir dos dados gerados nas simulações e nos princípios sobre mancais ativos, foi possível avaliar a viabilidade técnica do uso destes tipos de mancais em motores de combustão interna, propondo-se uma configuração básica de um novo mancal ativo.

Palavras Chave

Mancais ativos, lubrificação ativa, mancais hidrodinâmicos, motor de combustão interna, simulação computacional.

Abstract

ALEGRE, Guilherme Henrique Mayer, *Evaluation on the Use of Active Bearing in Internal Combustion Engines*, Campinas: Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas (UNICAMP), 2008. 100p. Master Thesis.

Severe legislative requirements on fuel consumption and reduction of exhaust emissions require that the internal combustion engines operate with higher combustion pressures. As a result of these restrictions, the bearings are directly affected.

The main objective of this work is the feasibility study on using active bearings to increase the performance of internal combustion engines bearings, primarily to reduce friction and wear.

Numerical simulations of a hydrodynamic bearing were performed to evaluate the behavior of the oil film due to the variation of the oil pressure injection and its angular position in relation to the bearing. A second set of simulations evaluated the behavior of the oil film due to a discontinuity on the bearing shell and its angular position. This discontinuity can be considered a profile on the bearing shell surface. A third and fourth series of simulations evaluated the behavior of the oil film on a bearing shell with discontinuity, influenced by the magnitude of the load and its dynamic or static mode.

Finally, from the data generated in simulations and on active bearing principles, it was possible to evaluate the technical feasibility of using these types of bearings in internal combustion engines. A basic configuration for a new active bearing was proposed.

Keywords

Active Bearing, active lubrication, hydrodynamic bearing, internal combustion engine, computational simulation.

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Objetivo do Trabalho	4
1.2	Metodologia e Organização do Trabalho	5
2	Conceitos Iniciais e Revisão Bibliográfica	6
2.1	Mecanismo Pistão-Biela-Manivela (PBM)	6
2.1.1	Pistão	9
2.1.2	Mancal do olhal menor	10
2.1.3	Biela	11
2.1.4	Mancal do olhal maior	12
2.1.5	Virabrequim	13
2.2	Regimes de Lubrificação em Motores de Combustão Interna	14
2.2.1	Lubrificação hidrodinâmica	15
2.2.2	Lubrificação elastohidrodinâmica	15
2.2.3	Lubrificação hidrostática	16
2.2.4	Lubrificação limite	17
2.2.5	Lubrificação mista	17
2.3	Mancais Ativos	19
2.3.1	Controle ativo de rotores	19
2.3.2	Mancais de sapatas articuladas	22
2.3.3	Mancais híbridos	25
2.3.4	Mancais de esmagamento de filme de óleo	28
2.3.5	Mancais magnéticos	30
3	Atuadores	32
3.1	Tipos de Atuadores	33
3.1.1	Atuadores piezelétricos	34
3.1.2	Atuadores eletromagnéticos	38
3.1.3	Atuadores hidráulicos e pneumáticos	41
3.1.4	Atuadores de liga com memória de forma (<i>shape memory alloy</i>)	43

3.1.5	Atuadores magnetoestrictivos	44
3.1.6	Atuadores de expansão térmica	46
3.2	Comparação entre os Diferentes Tipos de Atuadores	47
4	Simulação de Mancal no Software AVL EXCITE	51
4.1	AVL EXCITE	51
4.2	Motivação para a Simulação	52
4.3	Simulações Realizadas	55
4.3.1	Variação da altura da descontinuidade	58
4.3.2	Variação da posição da descontinuidade	58
4.3.3	Variação da pressão de suprimento de óleo	59
4.3.4	Variação da posição do orifício de injeção de óleo	60
4.3.5	Efeito do carregamento dinâmico	61
4.3.6	Efeito da magnitude do carregamento	64
5	Discussões e Conclusões Finais	70
5.1	Mancais Ativos	70
5.2	Atuadores	71
5.3	Simulação AVL	73
5.4	Discussões Finais	76
	Referências Bibliográficas	78
A	Resultados da Simulação de Mancal no Software AVL Excite	81
A.1	Variação da altura da descontinuidade	81
A.2	Variação da posição da descontinuidade	88
A.3	Variação da pressão de suprimento de óleo	95
A.4	Variação da posição do orifício de injeção de óleo	102

Lista de Figuras

1.1	Distribuição de potência para um automóvel durante a condução na cidade (ANDERSSON, 1991).	3
2.1	Ilustração do sistema PBM montado e seus componentes.	7
2.2	Ilustração do sistema PBM montado no bloco do motor.	8
2.3	Mancal principal com ilustração dos canais de lubrificação.	8
2.4	Desenho esquemático de um pistão.	9
2.5	Ilustração do mancal do olhal menor.	10
2.6	Desenho esquemático de uma biela.	11
2.7	Ilustração do mancal do olhal maior.	12
2.8	Modelo de um virabrequim.	13
2.9	Variação do coeficiente de atrito com a razão da espessura de filme (BHUSHAN, 2001).	14
2.10	Lubrificação hidrodinâmica.	16
2.11	Desenho esquemático da lubrificação elastohidrodinâmica.	16
2.12	Desenho esquemático da lubrificação hidrostática.	17
2.13	Desenho esquemático da lubrificação limite.	18
2.14	Desenho esquemático da lubrificação mista.	18
2.15	Desenho esquemático do princípio de mancais ativos.	20
2.16	Resultados experimentais no domínio do tempo, obtidos por Scalabrin (1999).	21
2.17	Mancal segmentado híbrido.	23
2.18	Desenho esquemático de um mancal segmentado híbrido (WATANABE, 2003).	26
2.19	Desenho esquemático de um SFD (PIETRA; ADILETTA, 2002).	28
2.20	Comparações entre rotores rígidos em mancais rígidos e em mancais SFD (PIETRA; ADILETTA, 2002).	29
2.21	Desenho esquemático de um mancal ativo magnético.	30
3.1	Esquema representando o mecanismo de atuação do material piezolétrico.	35
3.2	Esquema de um atuador piezolétrico (ULBRICH, 1994).	36
3.3	Tipos de atuadores comerciais.	37
3.4	Desenho esquemático de mancal magnético (SIEGWART; AESCHLIMANN; BURDET, 2008).	39

3.5	Desenho esquemático do funcionamento dos atuadores tipo solenóide (ROBOTS, 2008).	40
3.6	Desenho esquemático do funcionamento dos transdutores de bobina móvel (INFOLYTICA, 2005).	40
3.7	Figura esquemática da atuação por meio de fluido.	42
3.8	Esquema de um atuador hidráulico (ULBRICH, 1994).	42
3.9	Desenho esquemático do funcionamento das ligas com memória de forma.	43
3.10	Figura esquemática da atuação em materiais magnetoestritivo.	45
3.11	Exemplo de atuador magnetoestritivo comercial (ENERGEN, 2008).	45
3.12	Desenho esquemático do funcionamento de atuadores termo expansivos (ROSTRA, 2005).	46
4.1	Desenho esquemático do posicionamento da descontinuidade e da injeção de lubrificante.	54
4.2	Desenho esquemático da construção da descontinuidade.	55
4.3	Modelo do mancal.	56
4.4	Curva de carregamento no eixo do mancal para força constante.	56
4.5	Resultados para a simulação do mancal de referência sem alterações.	57
4.6	Curva de carregamento no eixo do mancal para força variável.	62
4.7	Resultados da simulação em carregamento dinâmico.	63
4.8	Curva de carregamento no eixo do mancal para força variável com magnitude nominal.	65
4.9	Resultados da simulação em carregamento dinâmico sem descontinuidade no alojamento.	66
4.10	Resultados da simulação em carregamento dinâmico com descontinuidade no alojamento.	67
5.1	Comportamento dos parâmetros pressão máxima de filme de óleo (POFP), espessura mínima de filme de óleo (MOFT) e e pressão de contato em função da posição e altura da descontinuidade e a pressão e posição de injeção de óleo.	74
5.2	Proposta de mancal ativo.	77
A.1	Resultados da simulação 1 (altura de $2\mu m$).	82
A.2	Resultados da simulação 2 (altura de $3\mu m$).	83
A.3	Resultados da simulação 3 (altura de $4\mu m$).	84
A.4	Resultados da simulação 4 (altura de $6\mu m$).	85
A.5	Resultados da simulação 5 (altura de $8\mu m$).	86
A.6	Resultados da simulação 6 (altura de $12\mu m$).	87
A.7	Resultados da simulação 1 (posição da descontinuidade entre $210^\circ - 230^\circ$).	89
A.8	Resultados da simulação 2 (posição da descontinuidade entre $220^\circ - 240^\circ$).	90

A.9	Resultados da simulação 3 (posição da descontinuidade entre $225^\circ - 245^\circ$) . .	91
A.10	Resultados da simulação 4 (posição da descontinuidade entre $230^\circ - 250^\circ$) . .	92
A.11	Resultados da simulação 5 (posição da descontinuidade entre $235^\circ - 255^\circ$) . .	93
A.12	Resultados da simulação 6 (posição da descontinuidade entre $240^\circ - 260^\circ$) . .	94
A.13	Resultados da simulação 1 (pressão de injeção de $1bar$)	96
A.14	Resultados da simulação 2 (pressão de injeção de $5bar$)	97
A.15	Resultados da simulação 3 (pressão de injeção de $10bar$)	98
A.16	Resultados da simulação 4 (pressão de injeção de $15bar$)	99
A.17	Resultados da simulação 5 (pressão de injeção de $20bar$)	100
A.18	Resultados da simulação 6 (pressão de injeção de $40bar$)	101
A.19	Resultados da simulação 1 (posição de injeção em 210°)	103
A.20	Resultados da simulação 2 (posição de injeção em 220°)	104
A.21	Resultados da simulação 3 (posição de injeção em 225°)	105
A.22	Resultados da simulação 4 (posição de injeção em 230°)	106
A.23	Resultados da simulação 5 (posição de injeção em 235°)	107
A.24	Resultados da simulação 6 (posição de injeção em 240°)	108

Lista de Tabelas

3.1	Vantagens e desvantagens das atuadores piezelétricos (JANOCHA, 2004).	37
3.2	Vantagens e desvantagens das ligas de memória de forma (JANOCHA, 2004). .	44
3.3	Vantagens e desvantagens das atuadores magnetoestritivos (JANOCHA, 2004).	46
3.4	Tabela comparativa entre diferentes atuadores (ULBRICH, 1994).	47
3.5	Quadro comparativo com vantagens e desvantagens da cada tipo de atuador (ULBRICH, 1994).	48
3.6	Descrição das características para avaliação de atuadores (HUBER; FLECK; ASHBY, 1997).	48
3.7	Tabela quantitativa para os diferentes tipos de atuadores (HUBER; FLECK; ASHBY, 1997).	50
4.1	Tabela com os resultados consolidados para a variação da altura da descontinuidade.	58
4.2	Tabela com os resultados consolidados para a variação da posição da descontinuidade.	59
4.3	Tabela com os resultados consolidados para a variação da pressão de injeção de óleo.	60
4.4	Tabela com os resultados consolidados para a variação da posição da injeção de óleo.	60
4.5	Comparação de resultados entre as condições com descontinuidade e sem descontinuidade.	64
4.6	Comparação de resultados para os carregamentos dinâmico e estático.	64
4.7	Comparação resultados entre as condições com descontinuidade e sem descontinuidade para carregamentos nominal e normalizado.	68
4.8	Comparação resultados para carregamentos dinâmicos com magnitude nominal e normalizado.	69
5.1	Tabela qualitativa de comparação das diferentes tecnologias de mancais ativos	72
A.1	Parâmetros para a simulação da variação da altura da descontinuidade.	81
A.2	Parâmetros para a simulação da variação da posição da descontinuidade. . .	88
A.3	Parâmetros para a simulação da variação da pressão de suprimento de óleo. .	95

A.4	Parâmetros para a simulação da variação da posição do orifício de injeção de óleo.	102
-----	--	-----

Símbolos

Letras Latinas

dW	-	Trabalho admissível
F	-	Força
dX	-	Variação de posição
T	-	Temperatura
T_c	-	Temperatura de Curie
I_p	-	Altura da pilha de cristais
C_p	-	Capacitância
k_p	-	Rigidez do atuador piezelétrico
$s(t)$	-	Distância de atuação
$u(t)$	-	Voltagem aplicada
N	-	Número de enrolamentos na bobina
A	-	Fluxo magnético na área da seção transversal
s	-	Valor nominal do espaçamento
A_{fe}	-	Fluxo magnético na área da seção transversal
l_{fe}	-	Comprimento do circuito magnético no núcleo de ferro
s_0	-	Distância na posição neutra
i_0	-	Corrente de pré magnetização
$k_i, k_s, k_W, e k_M$	-	Constantes dependentes da geometria, material magnético e componente elétrico empregado no atuador
A	-	Área característica da membrana
c_L	-	Rigidez da membrana
k_m	-	Rigidez efetiva da membrana
h	-	Espessura do filme de óleo
U_1	-	Velocidade circunferencial do alojamento
U_2	-	Velocidade circunferencial da superfície do eixo
p	-	Pressão hidrodinâmica
x	-	Coordenadas cartesianas nas direções circunferencial do mancal
z	-	Coordenadas cartesianas nas direções axial do mancal

Letras Gregas

λ	-	espessura do filme/rugosidade
μ_0	-	Permeabilidade do ar
α	-	Ângulo
μ_r	-	Permeabilidade relativa do núcleo de ferro
$\Delta p(t)$	-	Diferença de pressão aplicada
ϵ	-	Deformação
μ	-	Viscosidade do fluido lubrificante

Capítulo 1

Introdução

Motor de combustão interna recíproco é o componente mais importante na propulsão de veículos automotores, dentre os quais estão inclusos caminhões, ônibus, carros, motos etc e também barcos, navios, máquinas agrícolas e trens. A popularidade dos motores de combustão interna recíprocos é devido à sua performance, confiabilidade e versatilidade. Porém há alguns inconvenientes em motores de combustão interna, sendo os principais sua eficiência térmica e mecânica que são relativamente baixas, ou seja, perde-se muito da energia proveniente do combustível em atrito e calor.

Para que os motores de combustão interna recíprocos continuem dominando a motopropulsão das aplicações automotivas, estes dependerão da habilidade da indústria automotiva em encontrar soluções economicamente viáveis para diversas restrições segundo Becker (2004).

Legislações mais severas em relação ao consumo de combustível, redução na emissão de gases e ambientais são exemplos de restrições a se transpor. Desde a segunda metade do século XX tem havido muita pressão não apenas por parte das legislações governamentais, mas ao mesmo tempo de requisitos de mercado. Tem-se procurado desenvolver motores de combustão interna mais compactos, mais eficientes com relação ao consumo de combustível e óleo, menor emissão de poluentes e gases quentes, aumento da performance do motor (potência de saída do motor), redução do ruído, aumento da durabilidade e confiabilidade e diminuição do uso de substâncias perigosas. Esses requisitos são diretamente relacionados aos desenvolvimentos e pesquisas no campo de projeto de motores. Conseqüentemente, levam a novas especificações

de projeto como aumento do pico de pressão na câmara de combustão, redução de massa dos componentes, redução das folgas de montagem, aumento da rotação de operação, redução da viscosidade do lubrificante, menores tolerâncias de fabricação geométricas e dimensionais dentre outros.

Desta maneira, uma das áreas específicas de pesquisa em projetos de motores de combustão interna, a tribologia, tem sido afetada diretamente. Os seus principais efeitos recairão sobre a qualidade superficial, a diminuição da área efetiva para suporte de carga, aumento das cargas atuantes, diminuição da espessura do filme de lubrificante, aumento da pressão no filme de fluido lubrificante, aumento da temperatura de funcionamento, aumento da contaminação do lubrificante e redução da rigidez das superfícies de contato.

Por todos estes motivos a tribologia em motores é muito importante, pois trata da lubrificação de todos os componentes móveis do motor. Portanto, afim de se reduzir atrito e desgaste com um mínimo impacto sobre o meio ambiente, esta tarefa se torna difícil devido à ampla gama de condições de funcionamento relacionada a velocidade, carga e temperatura em um motor.

Devido ao grande número de motores a combustão interna existente no mundo, mesmo um pequeno aumento na eficiência pode causar grandes impactos no meio ambiente a longo prazo. Um exemplo da importância deste assunto, foi o workshop promovido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos com foco principal nas necessidades das pesquisas nas indústrias para reduzir atrito e desgaste no transporte. Uma redução no atrito e no desgaste de componentes de motores e transmissões poderia gerar uma economia da ordem de 120 bilhões de dólares por ano para a economia americana (TUNG; MCMILLAN, 2004).

Baseado em dados do consumo de combustível obtidos da publicação de Andersson (1991), uma redução de 10% em perdas mecânicas levaria a uma redução de 1,5% no consumo de combustível.

A partir dos trabalhos de Taylor (1998), Bhushan (2001), Taylor e Coy (1999), pode-se dizer que o estudo da tribologia em motores de combustão interna é muito importante, pois assim como estes trabalhos diversos, outros tratam da eficiência energética em motores de combustão interna. Segundo Andersson (1991), para um carro de passeio de médio porte,

durante um trajeto urbano, as perdas mecânicas correspondem a 15% do total da energia gerada, enquanto a energia fornecida para as rodas é de 12% do total gerado como ilustrado na Figura 1.1.

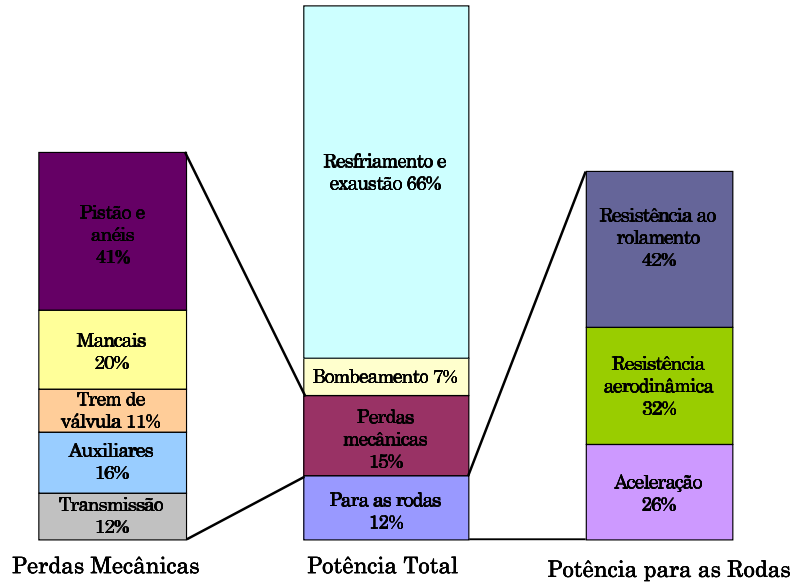


Figura 1.1: Distribuição de potência para um automóvel durante a condução na cidade (ANDERSSON, 1991).

Desta perda mecânica, aproximadamente 48% dela é energia dissipada por atrito. Por sua vez, 66% deste atrito corresponde ao atrito dos mancais, anéis e camisas dos pistões (TUNG; MCMILLAN, 2004). Levando-se em conta apenas as perdas mecânicas, pode-se dizer, através dos trabalhos de Tung e McMillan (2004), Taylor e Coy (1999), que aproximadamente 25% corresponde às perdas por atrito nos mancais, 52% é devido a perdas por atrito com a camisa e anéis do cilindro, sendo o restante distribuído entre transmissão, trem de válvulas, auxiliares e etc.

Portanto, a partir destes dados pode-se dizer que o atrito em motores de combustão interna é um tema muito ativo, principalmente nos últimos anos, pois a exigência por performance vindo sendo cada vez maior. Apesar de a maior parte da perda mecânica estar concentrada em perdas por atrito nos pistões, o estudo em mancais vem sendo cada vez mais importante.

Estudos do desempenho de mancais de motores de combustão interna, os quais eram tão comuns nas décadas de 1960 e 1970, ficaram em segundo plano com relação ao desen-

volvimento e compreensão da tribologia de anéis de pistões / montagem de pistões e trem de válvula. No entanto, a tribologia de mancais está emergindo novamente, pois com o desenvolvimento de motores cada vez menores e com maiores potências e velocidades de saída, o problema em mancais ressurge. Portanto, uma maior atenção ao projeto de mancais de motores de combustão interna em todos os seus aspectos será uma prioridade para o futuro.

Uma tendência para a redução do atrito citada por Tung e McMillan (2004) são os novos óleos SAE de baixa viscosidade, com intuito de reduzir o consumo de combustível. Porém, deve-se ressaltar que isso implica em um filme de óleo cada vez mais fino, levando ao contato entre as partes, causando assim uma redução na vida dos componentes e aumentando a complexidade dos problemas tribológicos.

A tecnologia dos materiais e tratamento de superfície em componentes de motor já possui um grande avanço, o qual tem contribuído bastante para a melhora do desempenho dos mancais de motores de combustão interna. Segundo alguns fabricantes de motores, atualmente já existem soluções em termos de materiais que solucionam vários dos problemas em mancais.

Já a atuação direta ou indireta no perfil de pressão do filme de lubrificante pode ser uma saída para se melhorar a tribologia de mancais. Além de garantir a lubrificação hidrodinâmica, também pode promover a redução de vibração no virabrequim. Tal fato proporciona uma melhor estabilidade aos componentes, melhorando a eficiência na transmissão da potência fornecida pelo combustível à consumida pelas rodas do automóvel.

1.1 Objetivo do Trabalho

O trabalho apresentado possuirá 3 grandes objetivos:

- Avaliar qual ou quais das configurações de mancais ativos estudados atualmente possui uma maior viabilidade de ser aplicado em motores de combustão interna;
- Qual ou quais atuadores possuem uma maior viabilidade de serem implementados em mancais ativos que suportassem condições de trabalho similares ao de mancais de motores de combustão interna;

- A partir do aprendizado adquirido com o estudo dos mancais ativos, e seus mecanismos de sustentação de carga, estuda-se o comportamento de uma mancal de motor de combustão interna, afetado pelos principais mecanismos físicos presentes nos mancais ativos.

O trabalho foi dividido em três, pois inicialmente a proposta era de se estudar a viabilidade técnica do uso de mancais ativos em motores de combustão interna. Porém, com o andar da pesquisa, aprendeu-se com os diversos tipos de mancais ativos estudados. Dentro deste aprendizado os mecanismos de sustentação de carga e os principais componentes para o perfeito funcionamento dos mesmos, acabaram sendo incluídos como objetivos pois possuem importância fundamental na avaliação do uso de mancais ativos em motores de combustão interna.

1.2 Metodologia e Organização do Trabalho

O Capítulo 1 foi elaborado para que as principais motivações do trabalho pudessem ser apresentadas. No Capítulo 2, procura-se fazer uma revisão bibliográfica sobre os principais assuntos do trabalho, tais como o sistema de potência em seu estado atual, principais modos de lubrificação em motores de combustão interna e uma revisão bibliográfica sobre mancais ativos estudados atualmente. Este revisão motivou o estudo sobre atuadores assim como as simulações de mancais hidrodinâmicos. Um estudo aprofundado sobre os diferentes atuadores encontrados na literatura é apresentado no Capítulo 3. No Capítulo 4, deduz-se a equação de Reynolds em coordenadas cartesianas e simula-se diferentes configurações de mancais no software AVL Excite apresentando seus resultados.

Finalmente, no Capítulo 5 tem-se a conclusão final do trabalho dividido em três partes: Mancais Ativos, Atuadores e Simulação AVL. No subitem Mancais Ativos estão discutidos as principais vantagens e desvantagens dos mancais ativos estudados, elaborando-se uma tabela de classificação qualitativa. Já para o subitem Atuadores, também apresenta-se uma discussão sobre as principais vantagens e desvantagens de cada tipo de atuador. Finalmente, no subitem Simulação AVL, considera-se uma análise dos resultados obtidos no Capítulo 4 comentando seus efeitos na lubrificação de motores de combustão interna.

Capítulo 2

Conceitos Iniciais e Revisão

Bibliográfica

Este trabalho trata de um assunto inovador do ponto de vista de aplicação de mancais ativos em motores de combustão interna, pois se levarmos em consideração apenas o assunto mancais ativos há inúmeros trabalhos.

Levando em conta os fatores acima mencionados, a revisão bibliográfica foi um estudo inicial para direcionar o restante do trabalho como um todo. Assim, fez-se uma revisão sobre o estado atual dos mancais do mecanismo de potência Pistão-Biela-Manivela, como também os principais modos de lubrificação presentes neste mecanismo.

Por outro lado, fez-se uma revisão sobre os principais mancais ativos estudados e pesquisados, de maneira a compreender seu funcionamento, suas vantagens e desvantagens e os mecanismos de sustentação de carga.

2.1 Mecanismo Pistão-Biela-Manivela (PBM)

O mecanismo de potência Pistão-Biela-Manivela (PBM) é o sistema composto de virabrequim, biela, pistão, mancal do olhal maior (conexão do virabrequim à biela) e mancal do olhal menor (conexão da biela ao pino do pistão), conforme ilustrado na Figura 2.1. Este sistema tem como função principal a transformação da energia contida no combustível em

energia mecânica para as rodas (NUNNEY, 1998). Esta transformação ocorre da seguinte maneira: o combustível é queimado na câmara de combustão; esta queima gera uma pressão dentro da câmara; a pressão é distribuída sobre a área do cilindro; a pressão aplicada no cilindro transforma-se em força; esta força é transmitida através da biela ao virabrequim; a força é aplicada à alavanca do virabrequim que transforma a força em torque. Dessa maneira, transforma-se um movimento alternativo em movimento rotativo.

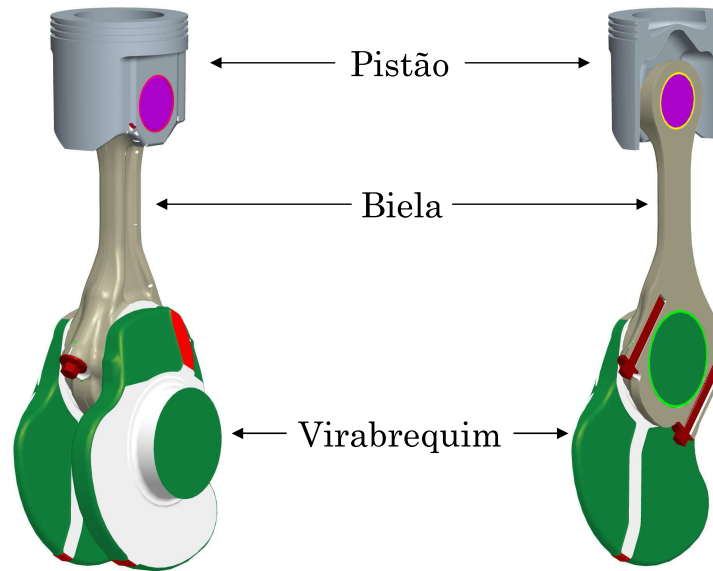


Figura 2.1: Ilustração do sistema PBM montado e seus componentes.

O conjunto PBM é montado no bloco do motor, conforme mostrado na Figura 2.2, desta maneira a região entre o virabrequim e o bloco do motor corresponde ao mancal principal.

O óleo lubrificante em motores de combustão interna é distribuído por diversas partes do mesmo através de uma bomba. Assim, os mancais principais dos motores de combustão interna possuem um furo para que sejam lubrificadas e, deste modo, preencher a folga radial formando uma fina camada de fluido lubrificante. Este lubrificante tem a função de separar as duas superfícies reduzindo o atrito e desgaste. O fluido lubrificante chega ao sistema PBM através do mancal principal como ilustrado na Figura 2.3.

Os mancais principais e mancais do olhal maior são projetados para que durante a operação do motor este tenham lubrificação puramente hidrodinâmica. Porém, em alguns momentos da sua operação, essa condição não é atingida.

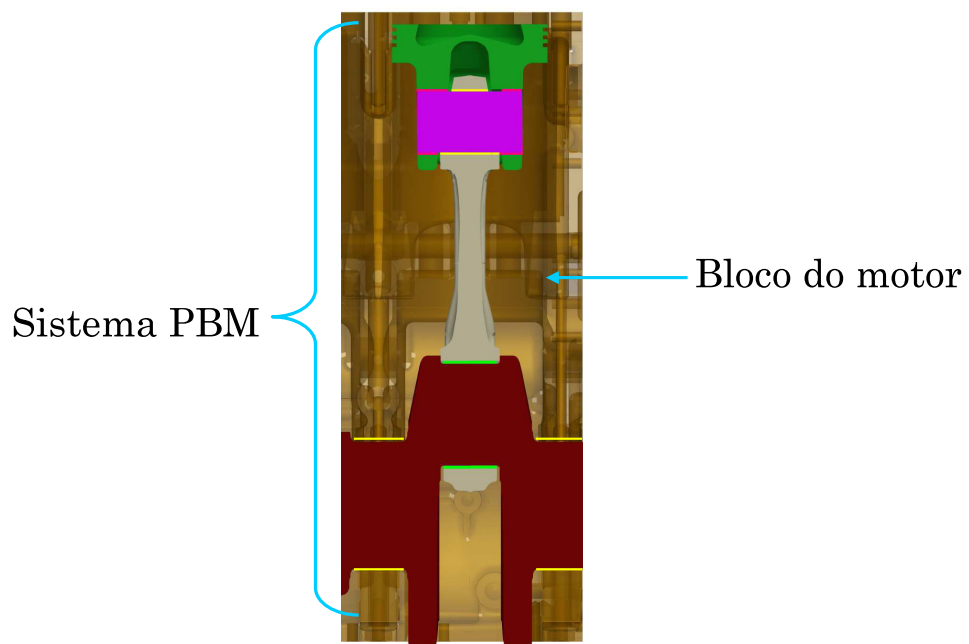


Figura 2.2: Ilustração do sistema PBM montado no bloco do motor.

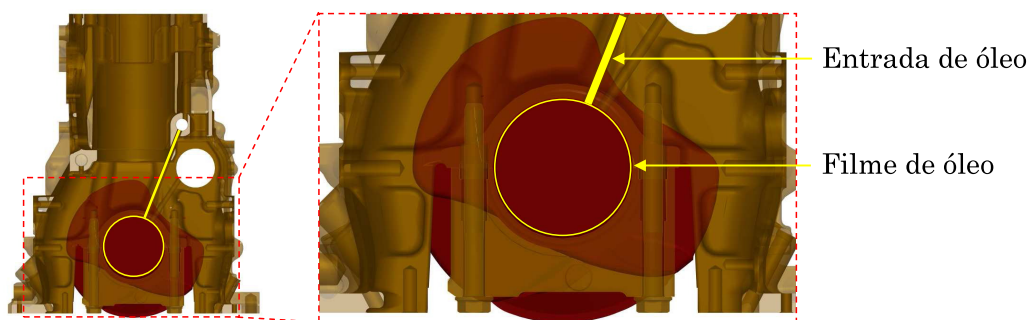


Figura 2.3: Mancal principal com ilustração dos canais de lubrificação.

A seguir apresentaram-se as principais características dos elementos do mecanismo PBM.

2.1.1 Pistão

O pistão está no "coração" do motor de combustão interna, formando um elo vital na transformação da energia gerada pela combustão da mistura ar e combustível em energia cinética útil. As principais funções do pistão são:

- Transferência da força originada pela pressão da combustão dos gases dentro da câmara de combustão para o pino do pistão.
- Promover suporte e guia para os anéis e pino do pistão.
- Dissipar calor para o sistema de refrigeração

O pistão aloja o conjunto de anéis, que é essencialmente uma série de anéis metálicos, com o papel principal de manter uma vedação ou selo eficaz do gás entre a câmara de combustão e o carter. O conjunto de anéis do pistão consegue atingir esse objetivo, pois alojam perfeitamente os anéis entre as ranhuras do pistão, ilustrado na Figura 2.4, e a parede do cilindro. Um segundo papel dos anéis é a transferência de calor entre o pistão e a parede do cilindro, assim como limitar o transporte de óleo do carter para a câmara de combustão. Este fluxo é provavelmente o maior responsável pelo consumo do óleo do motor.



Figura 2.4: Desenho esquemático de um pistão.

2.1.2 Mancal do olhal menor

Embora os pinos e os mancais do olhal menor mostrado na Figura 2.5 reajam diretamente ao carregamento proveniente de combustão, estes são todavia bem menores que os mancais e pinos do olhal maior. Esta diferença de dimensões é justificada não somente pelo problema de alojamento destes dentro do pistão, mas também pelo fato do reduzido compartilhamento dos esforços de translação e rotação da biela e do pistão.

O mancal do olhal menor possui uma lubrificação deficiente, pois realiza um movimento oscilatório ao invés do movimento de rotação. Desta maneira, deve possuir um alto grau de durabilidade.

A sua montagem, de uma certa maneira, também pode ser considerada complexa. Se houver folga excessiva pode ocorrer ruído do choque entre as duas partes. Por outro lado, se as folgas são muito pequenas, quando o conjunto está frio pode causar um abalo pelo movimento angular da biela, causando ruídos temporariamente.

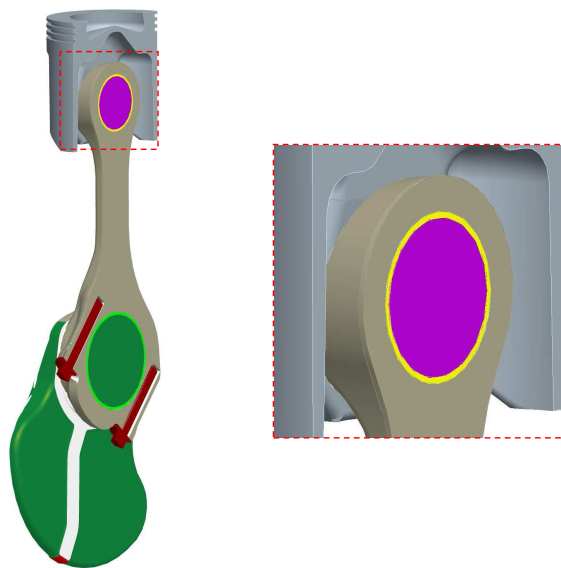


Figura 2.5: Ilustração do mancal do olhal menor.

2.1.3 Biela

A função da biela ilustrada na Figura 2.6 e seus mancais são servir de ligação entre o movimento alternativo linear do pistão e o movimento rotativo do virabrequim.

A biela é conectada pelo seu olhal maior ao virabrequim e pelo seu olhal menor ao pino de pistão. O olhal maior da biela é dividido em duas metades, para tornar possível sua montagem sobre o virabrequim. O mancal do olhal maior também é composto por duas metades que são montadas e parafusadas juntas. Já o olhal menor não possui complicações de construção e tem geometria de um olhal contínuo.

Como consequência do tipo de movimento que a biela é submetida, esta sofre grande influência das forças de inércia. Desta maneira, sua geometria deve garantir rigidez máxima com um mínimo de peso. O carregamento sobre a biela é uma combinação de flexão e forças radiais.

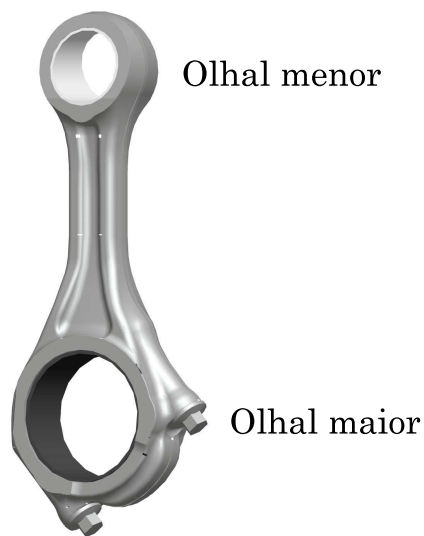


Figura 2.6: Desenho esquemático de uma biela.

Os pinos de conexão da biela ao pistão, apesar de possuírem uma geometria simples, têm importância vital, e devem ser reconhecidos como um componente de engenharia de precisão. Este componente possui vários conflitos de objetivos, como por exemplo alta dureza com pouco peso, ajuste muito preciso, porém possuir liberdade para movimento e resistir ao

desgaste. Este componente ainda possui restrições de precisão no acabamento, ovalização sob carga e outros requisitos.

2.1.4 Mancal do olhal maior

São fabricados como materiais compósitos, ou seja, uma camada mais dura que envolve uma camada mais macia.

O mancal do olhal maior, mostrado na Figura 2.7, muitas vezes é denominado mancais de paredes finas. Possuem diversas vantagens técnicas, incluindo uma grande resistência à fadiga, uma instalação bem compacta e possibilidade de produção em massa. A resistência à fadiga consiste na habilidade do mancal resistir à flutuação de carregamento em altas temperaturas. Apesar destas qualidades, o mancal do olhal maior também deve possuir boa resistência ao contato. Tem-se então um conflito de propriedades, pois os materiais mais macios são os que possuem melhores qualidades relativas ao contato. Porém, não suportam muito a fadiga.

Este mancais podem ser confeccionados usando ligas metálica, de cobre e de alumínio.

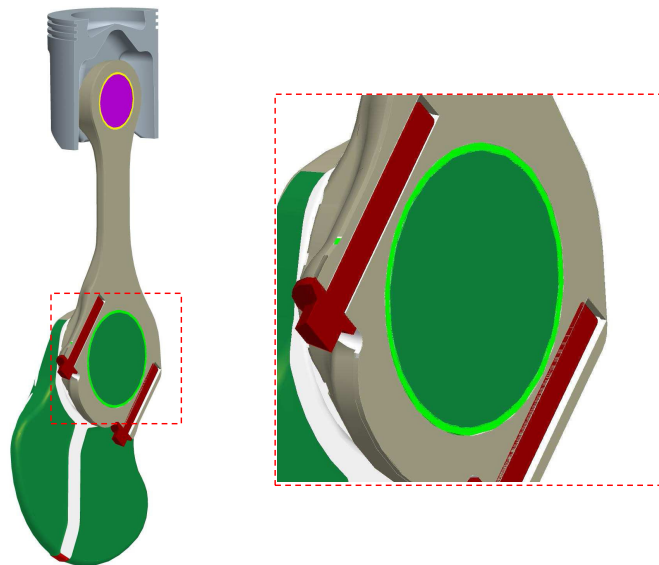


Figura 2.7: Ilustração do mancal do olhal maior.

2.1.5 Virabrequim

O virabrequim, ilustrado na Figura 2.8, representa o componente final da ligação na conversão do movimento alternativo no pistão em movimento rotativo. Nos casos de motores multicilindro, o virabrequim controla o movimento relativo entre pistões ao mesmo tempo em que recebe potência gerada pela explosão no cilindro.

Geralmente, o virabrequim é uma peça única, o qual estende-se ao longo de todo o comprimento do motor, possuindo também uma rigidez considerável. Em uma das extremidades do virabrequim são conectadas polias responsáveis por transmitir movimento aos sistemas de comando de válvula e sistemas auxiliares. Na outra extremidade, é conectado o disco de inércia (volante).

O virabrequim é suportado radialmente no bloco do motor por uma série de mancais, denominados mancais principais. Analogamente ao olhal maior da biela, cada mancal é dividido em duas metades, para permitir a montagem destes mancais no virabrequim.

A rigidez adequada do virabrequim deve ser aquela que resista tanto à flexão quanto à torção, garantindo assim um funcionamento adequado do motor.

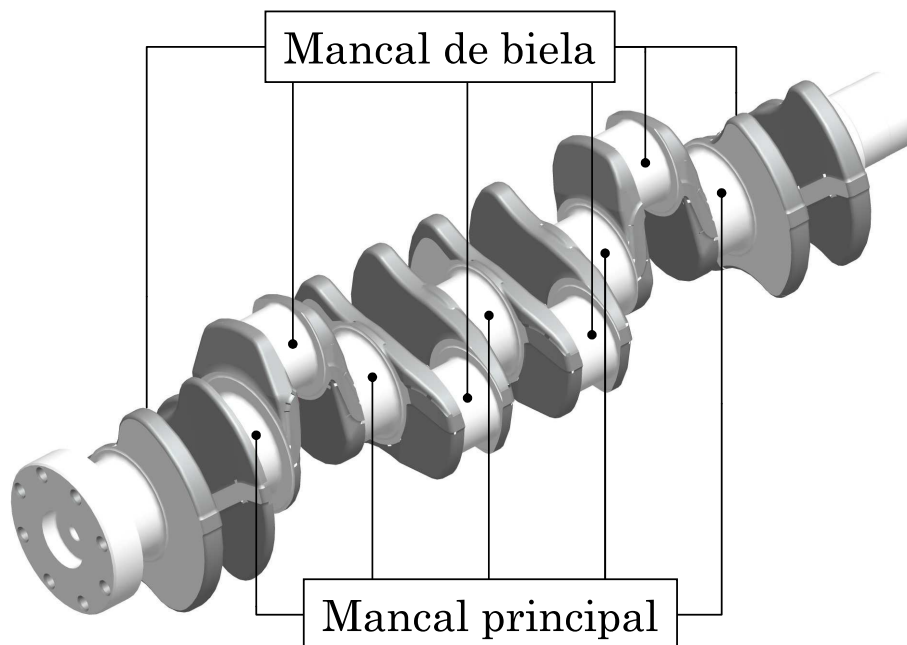


Figura 2.8: Modelo de um virabrequim.

2.2 Regimes de Lubrificação em Motores de Combustão Interna

Como já mencionado no Capítulo 1, um dos principais fatores de perda de energia em um motor de combustão interna é causado pelo atrito e o desgaste entre as peças móveis e fixas. Por este motivo, todo motor possui um sistema de lubrificação responsável por minimizar os efeitos destes fenômenos.

Além de reduzir o atrito, a lubrificação também tem a função de reduzir o aquecimento e o desgaste dos componentes que possuem movimento relativo. Esta redução do desgaste é causada pela introdução de um filme óleo lubrificante entre as várias paredes dos mancais, mantendo-os separados e promovendo assim uma fricção fluidica ao invés de fricção seca.

Dependendo das características das superfícies e da espessura do filme de lubrificante, podem ser identificados vários regimes de lubrificação distintos. Estes regimes de lubrificação por filme fluido são descritos pela curva da Figura 2.9, a qual mostra a variação do coeficiente de atrito em função de razão da espessura do filme lubrificante.

A seguir, apresentam-se aspectos dos principais regimes de lubrificação.

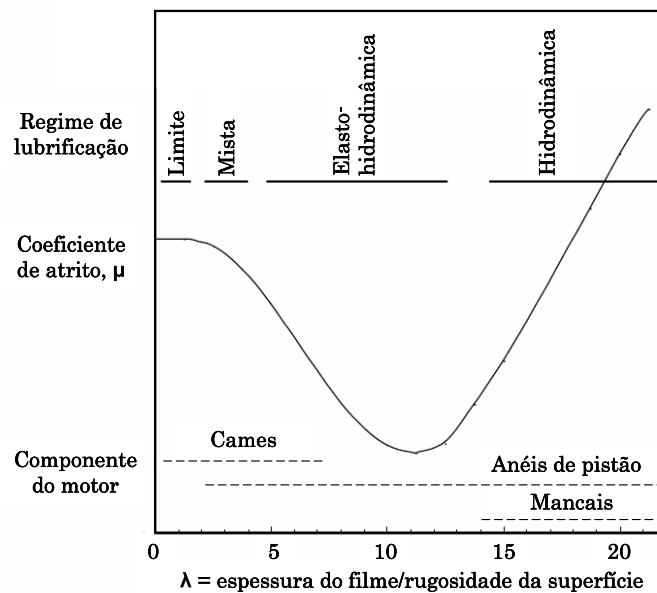


Figura 2.9: Variação do coeficiente de atrito com a razão da espessura de filme (BHUSHAN, 2001).

2.2.1 Lubrificação hidrodinâmica

A principal característica desse modo de lubrificação é que as superfícies rígidas são separadas por um filme de fluido consideravelmente mais espesso que as dimensões das irregularidades das superfícies. Nesse caso, a espessura do filme de fluido é da ordem de milhares de vezes maior que o tamanho da molécula e pode-se assim analisá-lo através da Mecânica dos Fluidos. A resistência devido ao atrito pode ser calculada através de tensões de cisalhamento viscoso do fluido, sendo a viscosidade do fluido lubrificante a propriedade mais importante. A densidade é importante somente para mancais com fluido lubrificante gasoso ou pressurizado. O movimento relativo entre a parte móvel e fixa promove a formação de filme de fluido em formato de cunha, funcionando como uma bomba, empurrando mais óleo em direção da área de convergência.

Nesse modo de lubrificação, assume-se que o fluido lubrificante molha adequadamente as superfícies de deslizamento. Para que haja uma lubrificação hidrodinâmica é necessário a ausência de qualquer interação das asperezas das superfícies. Para tanto, a espessura do filme tem que ser pelo menos 2 à 5 vezes maior que a rugosidade das superfícies (DUARTE, 2005).

Torna-se difícil estabelecer um limite superior para a espessura de filme em relação a rugosidade, uma vez que não existe um contorno físico embutido nas definições dos valores de rugosidade. Porém, é importante notar que a espessura de filme muito elevada normalmente não gera muita capacidade de carga. Em aplicações práticas, essas espessuras raramente ultrapassam cem vezes o valor da rugosidade das superfícies. A lubrificação hidrodinâmica acontece sempre com fator $5 \leq \lambda \leq 100$ ($\lambda =$ espessura do filme/rugosidade) (DUARTE, 2005). Um exemplo de duas superfícies em lubrificação hidrodinâmica é ilustrada na Figura 2.10.

2.2.2 Lubrificação elastohidrodinâmica

Este tipo de lubrificação representa uma forma modificada da lubrificação hidrodinâmica. Isto ocorre em condições de pressão extrema entre as superfícies móveis como, por exemplo, superfícies de cames, dentes de engrenagens e rolamento de esferas, nos quais mais

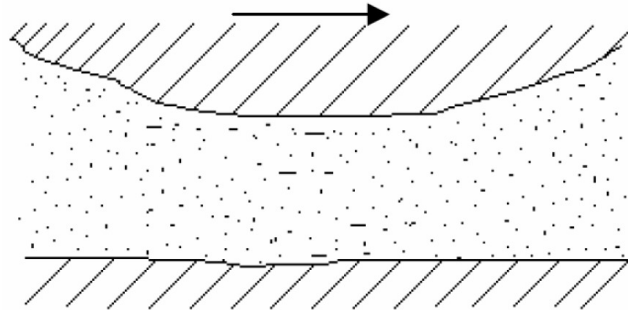


Figura 2.10: Lubrificação hidrodinâmica.

do que uma pequena linha ou ponto de contato pode existir para suportar a carga de trabalho. A viscosidade provoca resistência ao escoamento do óleo preso entre a pequena superfície de interação pode então crescer momentaneamente, tornando-se mais rígida que a superfície do metal, a qual se deforma elasticamente para permitir a formação de um filme de lubrificante estendido e promovendo assim a lubrificação, conforme mostrado na Figura 2.11.

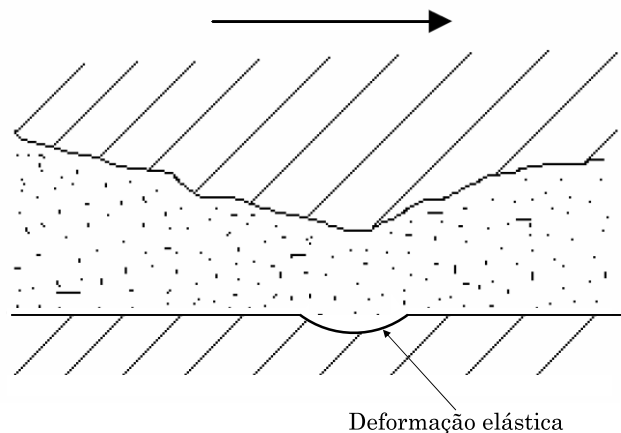


Figura 2.11: Desenho esquemático da lubrificação elastohidrodinâmica.

2.2.3 Lubrificação hidrostática

A lubrificação hidrostática pode ocorrer na forma de prensamento de filme de lubrificante em um mancal, se o carregamento reverte momentaneamente de direção e a velocidade da superfície é muito baixa. Sob estas condições, as superfícies, sob a ação do carregamento, são inicialmente separadas por um filme fino de lubrificante. Esse resiste ao ser espremido para fora da região da folga radial, a qual diminui durante um curto espaço de tempo prove-

niente da reversão de direção do carregamento, (ver Figura 2.12). O colchão de lubrificante pode ser mantido, através de injeção de óleo, e recuperar a camada de óleo completa.

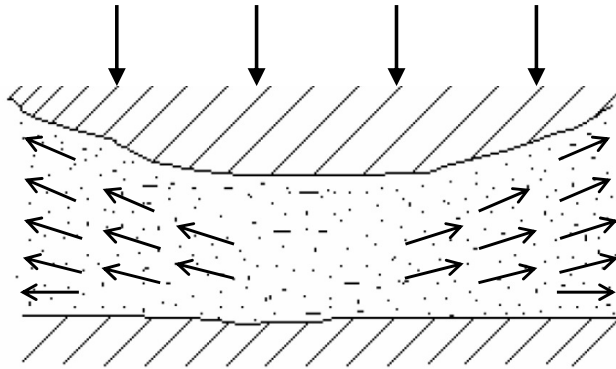


Figura 2.12: Desenho esquemático da lubrificação hidrostática.

2.2.4 Lubrificação limite

Este tipo de lubrificação existe em mancais quando a velocidade da superfície móvel é muito baixa para lubrificação hidrodinâmica, o carregamento agindo é muito alto ou há um suprimento de óleo deficiente. Há algumas vezes perigo de que o filme fino de lubrificante penetre na rugosidade da superfície, resultando em um contato entre metais, conforme ilustrado na Figura 2.13, causando desgaste, a não ser que haja aditivos misturados ao lubrificante. Dessa maneira, para lubrificação limite, tem-se $\lambda \leq 1$.

Na lubrificação limite, a viscosidade do fluido em contato tem pouca influência no desempenho das superfícies em contato e o comportamento delas segue mais ou menos as leis do atrito seco ou atrito de Coulomb. Esse modo de lubrificação é encontrado normalmente em dobradiças de porta e muitos elementos de deslizamento em tornos mecânicos e outros equipamentos do gênero.

2.2.5 Lubrificação mista

É comum classificar os modos de lubrificação como limite ou hidrodinâmico. Porém, é sabido que uma considerável proporção de mancais pode trabalhar com mistura de ambos os mecanismos ao mesmo tempo. Um mancal hidrodinâmico pode ter algumas regiões de suas

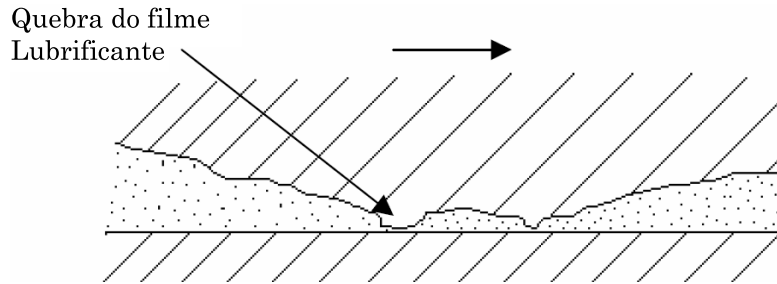


Figura 2.13: Desenho esquemático da lubrificação limite.

superfícies de deslizamento muito próximas, onde interações superficiais e lubrificação limite contribuem para o atrito total do mancal e as suas características de desgaste são superpostas às das regiões de lubrificação hidrodinâmica. Além disso é sabido que efeitos hidrodinâmicos locais entre irregularidades superficiais podem contribuir para a capacidade de carga total.

Em regimes de lubrificação mista é necessário considerar tanto as propriedades físicas do fluido lubrificante, como as interações químicas entre o fluido lubrificante, aditivos e as superfícies de deslizamento.

Um exemplo de mudança de um estado de lubrificação para outro ocorre na interface do mancal do olhal maior, pois estes estão submetidos a esforços complexos. Estes mancais ora estão com lubrificação hidrodinâmica ora estão com lubrificação hidrostática durante o seu funcionamento normal, mas desenvolvem lubrificação limite durante início do movimento ou quando param. A transição de um tipo de lubrificação para outra é chamada de lubrificação mista (ver Figura 2.14) onde $\lambda < 5$.

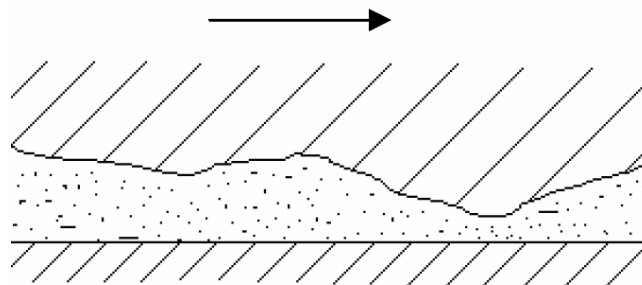


Figura 2.14: Desenho esquemático da lubrificação mista.

2.3 Mancais Ativos

Um mancal é um elemento de máquina normalmente usado entre duas peças rígidas com movimento relativo. A função principal de um mancal é a de separar as peças rígidas, evitando o contato entre elas.

Mancais geralmente podem ser classificados de acordo com o tipo de interação existente entre sua parte fixa e móvel, podendo ser:

- Mancais de rolamento;
- Mancais de deslizamento (hidrostático, hidrodinâmico);
- Mancais magnéticos.

Mancais de deslizamento e mancais magnéticos são os mais utilizados em sistemas ativos. Estes mancais também podem ser aplicados em sistemas passivos. Nesse caso, o sistema é sintonizado para atuar em uma certa faixa de frequência de operação. Neste trabalho, trataremos apenas de mancais que atuam de forma ativa.

A Figura 2.15 ilustra um arranjo esquemático de um mancal ativo. Além do próprio mancal, tem-se o sensor, o controlador e o atuador. O sensor coleta informações do sistema. Estas informações são processadas pelo controlador que envia um sinal para o atuador de maneira a garantir uma certa condição predefinida no controlador.

Nos tópicos subseqüentes serão apresentados os diferentes sistemas de mancais ativos encontrado na literatura.

2.3.1 Controle ativo de rotores

Os sistemas passivos, como os isoladores de vibração e os absorvedores dinâmicos sintonizados, apresentam limitações inerentes à sua concepção, por atuarem em certas bandas de frequências. Já os sistemas ativos, apesar de serem mais complexos, possibilitam a atuação em bandas de frequências mais amplas e ajustáveis, promovendo uma redução dos níveis globais de vibração e o aumento da margem de estabilidade das máquinas/motores, em diferentes condições de operação.

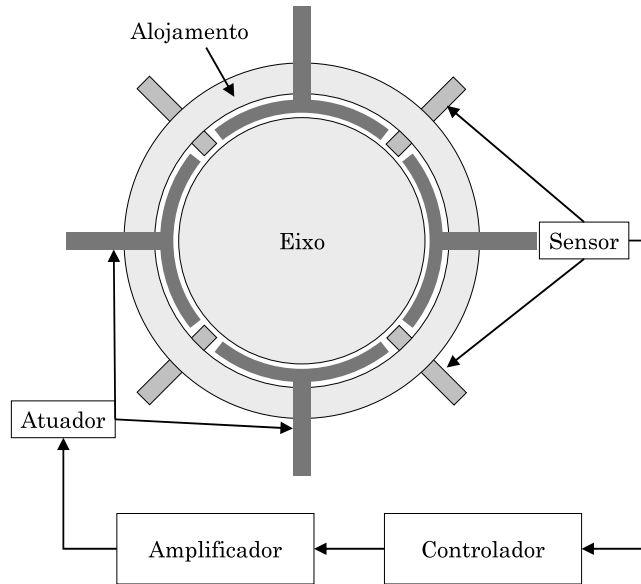


Figura 2.15: Desenho esquemático do princípio de mancais ativos.

O controle ativo em mancais é um sistema que envolve a união da eletrônica com a hidráulica. Isso permite não só a redução do atrito entre as partes girantes e estáticas da máquina, mas também a possibilidade de atenuação e controle das vibrações do rotor, em condições de operação diversas das nominais de projeto.

O controle ativo permite alterar as características dinâmicas do mancal, tais como rigidez e amortecimento, e conseqüentemente, da máquina/motor de maneira que estas características sejam adequadas às condições de operação impostas. O controle e a atenuação das amplitudes de vibração do rotor permitem ampliar a faixa de operação da máquina/motor, seja em condições de operação previstas, seja em condições imprevistas, como falhas. Várias áreas do conhecimento são envolvidas no estudo das características destes mancais, tais como Mecânica dos Sólidos, Mecânica dos Fluidos e Reologia.

A Figura 2.16 mostra um exemplo de atenuação da amplitude de vibração de um eixo rotativo da ordem de 50%, obtida através da aplicação de um mancal segmentado com lubrificação ativa.

De modo geral, existem duas formas de se aplicarem forças de controle em sistemas rotativos: pela ação direta sobre o rotor e pela ação indireta, através da carcaça dos mancais. Os mancais magnéticos, hidrostáticos e hidrodinâmicos com injeção radial de óleo são exemplos de controladores diretos, enquanto os mancais acoplados a atuadores piezelétricos

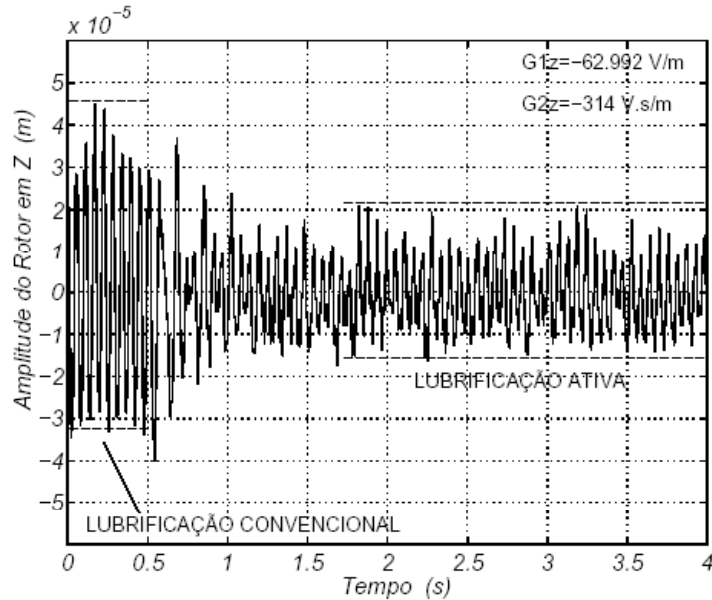


Figura 2.16: Resultados experimentais no domínio do tempo, obtidos por Scalabrin (1999).

e hidráulicos são exemplos de controladores indiretos.

Os objetivos básicos de um sistema de controle ativo aplicado a máquinas rotativas são:

- a redução do desbalanço através da aplicação e cancelamento das forças presentes;
- o afastamento das velocidades críticas em relação à velocidade de operação;
- a estabilização de máquinas que são, ou se tornaram, dinamicamente instáveis;
- a manutenção das características de carregamento e fator de pré-carga sobre os mancais quando estes se desgastam ou a estrutura destes se modifica;
- o cancelamento de forças de excitação síncronas e não-síncronas.

Nos sistemas rotativos que empregam mancais de deslizamento, o acoplamento entre as superfícies móveis e as fixas é realizado por uma fina película de fluido lubrificante.

O comportamento global do sistema é fortemente influenciado pelas características dinâmicas dos mancais, as quais por sua vez dependem do comportamento dinâmico do filme de fluido lubrificante. As forças fluidicas desenvolvidas no filme de fluido, na maioria das vezes, podem ser representadas por modelos matemáticos dependentes dos parâmetros geométricos e de funcionamento do sistema.

As equações diferenciais que descrevem o comportamento destas forças são geralmente não lineares, podendo ser linearizadas para algumas condições de regime. Como resultado da linearização, pode-se representar as forças fluidicas através de forças e momentos estáticos e por forças de elementos de mola e amortecedores, com seus respectivos coeficientes que representam o comportamento dinâmico destes mancais.

Seguindo esta linha de raciocínio, pode-se ajustar os parâmetros de rigidez e amortecimento de acordo com as diferentes condições de operação de uma máquina, reduzindo assim os níveis globais de vibração das partes rotativas, garantindo uma maior vida útil e maior desempenho para o sistema.

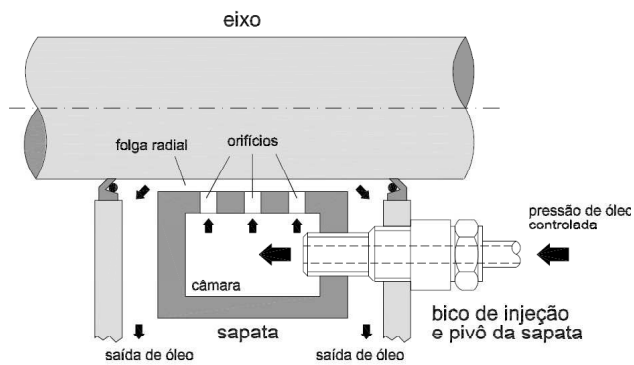
2.3.2 Mancais de sapatas articuladas

Este tipo de mancal foi uma grande evolução dos mancais hidrodinâmicos. Nestes mancais, o anel externo foi dividido em segmentos descontínuos formados por vários elementos denominados sapatas, as quais possuem liberdade de rotação, como ilustrado na Figura 2.17.

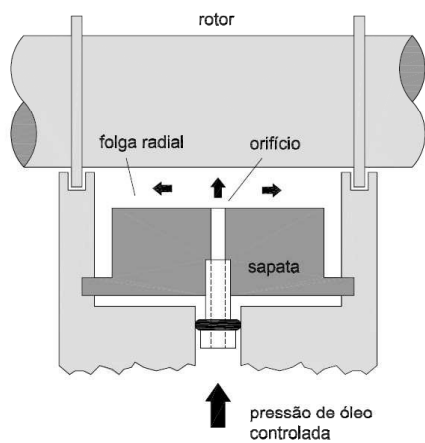
As principais características deste tipo de mancal é que há um desacoplamento, ou independência, do movimento do rotor nas suas direções ortogonais, o que não é observado em outros tipos de mancais. Este desacoplamento tem como justificativa a capacidade de rotação das sapatas, que se ajustam para as mais diferentes condições de carregamento (Someya, 1989 apud Nicoletti (2003)). Para este tipo de mancal, há também o desacoplamento das propriedades dinâmicas do rotor nas direções ortogonais.

Pelo fato do desacoplamento das propriedades dinâmicas, acreditava-se que os mancais segmentados eram incondicionalmente estáveis. Porém, estudos sobre instabilidades e vibrações auto-excitadas sub-síncronas em mancais segmentados surgiram a partir do final da década de 80, confrontando esta afirmação. A instabilidade surge quando se têm grandes folgas radiais e pequenos carregamentos estáticos sobre o rotor White e Chan, 1992; Ols-son, 1996 (apud (NICOLETTI, 2003)). Estas condições de operação do mancal são propícias ao aparecimento de instabilidades em conseqüência, principalmente, da queda do nível de amortecimento.

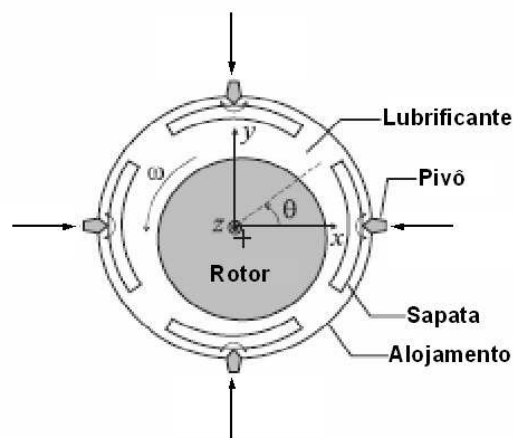
O desempenho de mancais segmentados pode ser influenciado por diversos fatores,



(a) Com sapata pivotada (NICOLETTI, 2003).



(b) Com sapata de movimento linear (NICOLETTI, 2003).



(c) Corte transversal do mancal.

Figura 2.17: Mancal segmentado híbrido.

dentre os quais a deformação das sapatas, o tipo de escoamento do filme de óleo (laminar ou turbulento), o fator de pré-carga aplicado, os efeitos térmicos e a direção de aplicação do carregamento estático (sobre ou entre sapatas).

O fato dos sistemas rotativos poderem apresentar instabilidades em certas condições de operação fez com que se pensasse em uma forma de garantir o aumento das reservas de amortecimento e, conseqüentemente, da faixa de estabilidade destes sistemas. Uma proposta para atingir este objetivo foi a utilização de sistemas e técnicas de controle nos mancais.

Russo (1999) demonstra em seu trabalho que é possível obter esforços até inferiores comparados aos esforços encontrados em mancais tradicionais, se for utilizado pressões de injeções diferentes nas sapatas, concluindo que com um sistema de controle adaptado é possível ter um mancal eficaz.

Estes mancais também podem utilizar aplicação direta de atuadores piezelétricos. Neste caso, o sistema possui uma boa redução da resposta em altas frequências. Porém para baixas frequências, este sistema não é muito eficiente, pois este tipo de atuador possui baixa amplitude de controle. Além disso, em baixas frequências as amplitudes são altas. Uma outra limitação de sistemas piezelétricos é a sua característica dinâmica, não se podendo exercer forças estáticas no sistema a ser controlado. Por esta razão, atuadores piezelétricos ainda não se mostram como uma opção prática de aplicação em máquinas rotativas de grande porte e ainda precisam ser aprimorados.

Uma outra maneira de se diminuir as instabilidades inerentes deste tipo de sistema é a injeção de fluido em sentido contrário ao fluxo hidrodinâmico.

Nicoletti (2003) afirma que as características dinâmicas de um mancal segmentado são fortemente influenciadas quando os orifícios são posicionados nas regiões de menor pressão hidrodinâmica das sapatas. A injeção de óleo pressurizado em regiões de baixa pressão hidrodinâmica tende a aumentar a capacidade de carga do mancal e sua rigidez. O fato dos orifícios estarem localizados em regiões de baixa pressão faz com que o sistema de controle tenha maior facilidade de ação, já que menores pressões de injeção são necessárias para a alteração do perfil de pressões hidrodinâmicas sobre a sapata. Assim, o sistema de controle pode mais facilmente interferir nos movimentos do rotor e alterar o amortecimento do mancal.

2.3.3 Mancais híbridos

A lubrificação por filme de fluido apresenta vantagens com relação ao desgaste e redução do atrito, causando um aumento da vida útil dos componentes. O comportamento do contato entre superfícies separadas por um filme de fluidos é governada pelas características do escoamento do fluido e suas características físicas.

Basicamente, existem dois mecanismos para promover a lubrificação com filme de fluido lubrificante em mancais de deslizamento. O primeiro deles é denominado lubrificação hidrodinâmica ou auto-atuante e o outro é a lubrificação hidrostática. Em mancais com lubrificação hidrodinâmica, a pressão que suporta a carga é gerada pelo movimento relativo entre a superfície do rotor e do mancal. Desta forma, a sua capacidade de carga depende da velocidade angular do rotor. Em mancais hidrostáticos, a carga é suportada pela pressão do fluido injetado entre as superfícies do mancal e do rotor. Quando estes dois fenômenos de lubrificação atuam simultaneamente, tem-se a lubrificação híbrida.

A maneira mais comum de promover a lubrificação híbrida é através de injeção de fluido lubrificante em câmaras ou rebaixo localizados entre as duas superfícies como ilustrado na Figura 2.18.

Mancais hidrodinâmicos, hidrostáticos e híbridos são projetados e construídos nas mais diversas configurações, podendo ser planos, circulares, cilíndricos, cilíndricos parciais ou esféricos.

O efeito do esmagamento do filme de fluido (*squeeze film effect*) na capacidade de carga e vazão em um mancal hidrostático são significativos, quando se trabalha com grandes excentricidades radiais no mancal.

Com técnicas de superposição dos efeitos hidrostático e hidrodinâmico, é possível observar que os efeitos induzidos pela rotação aumentam sensivelmente a capacidade de carga do mancal e o ângulo de atitude do rotor. Não são detectados ainda os problemas de cavitação que ocorrem em condições de rotação e excentricidade radial elevadas.

Os mancais híbridos possuem uma característica que é prejudicial ao comportamento dinâmico dos sistemas que são os efeitos cruzados, os quais os tornam instáveis. Os efeitos cruzados são oriundos da interação da rigidez e amortecimento, não somente nas direções

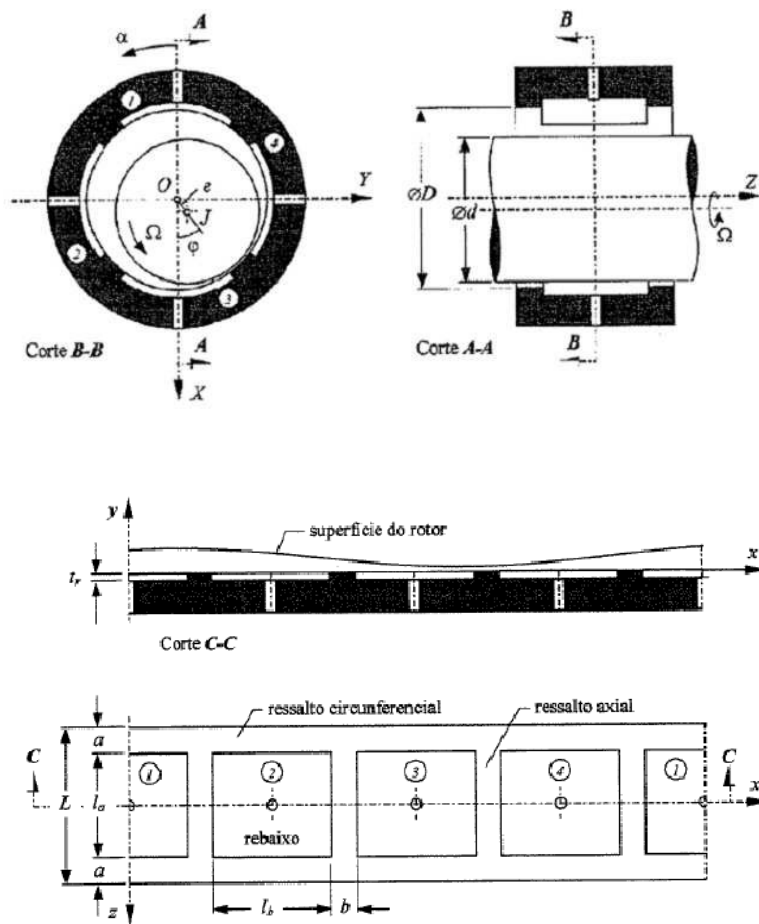


Figura 2.18: Desenho esquemático de um mancal segmentado híbrido (WATANABE, 2003).

principais, mas também nas direções secundárias.

Estes mancais também são muito dependentes do tipo de orifício de injeção do lubrificante. Através do orifício de injeção, pode-se fazer uma compensação por capilaridade que produz uma queda de pressão, assim como um fluxo laminar do fluido. Já a compensação através do orifício também pode ser uma saída para o controle preciso da injeção de fluido lubrificante. Por último, pode-se fazer a compensação por uma válvula de fluxo (HAMROCK, 2004).

Segundo Watanabe (2003), já houve investigações teóricas e experimentais da influência da injeção de fluido lubrificante em ângulo nos rebaixos, no sentido contrário à rotação do eixo, para reduzir o fluxo hidrodinâmico e, conseqüentemente, as forças de acoplamento cruzado. Andres e Childs (1997) demonstraram as vantagens da injeção angular com a redução dos coeficientes cruzados de rigidez e o aumento da margem de estabilidade do mancal, sem a degradação dos coeficientes diretos de rigidez e amortecimento. Porém, estas vantagens são perdidas para rotações elevadas, predominando os efeitos hidrodinâmicos sobre os hidrostáticos.

As forças de filme de fluido são geradas nos mancais hidrostáticos por dois tipos de lubrificação: a lubrificação hidrostática nos rebaixos do mancal e a lubrificação hidrodinâmica nos ressaltos do mancal, quando operado em rotação. A atuação simultânea destes dois tipos de lubrificação resulta na lubrificação híbrida e o mancal hidrostático é usualmente denominado mancal híbrido radial (MHR). Quando parte da pressão hidrostática é dinamicamente modificada por meio de sistemas de controle hidráulicos, a lubrificação é denominada lubrificação ativa.

Para que seja possível atuar no sistema híbrido, é necessário o uso de servo válvulas para a regulagem do fluxo de lubrificante. Estas servo válvulas possuem diferentes formas construtivas. Podem ser válvula reguladora de fluxo, pressão ou fluxo e pressão, dependendo do tipo de acionamento. Para o controle do sistema, há a necessidade de se conhecer bem o comportamento dinâmico da servo válvulas. Porém muitas vezes, este comportamento pode possuir não linearidades de alta ordem, sendo difícil a caracterização da mesma por uma função de transferência.

Os principais problemas encontrados no mancal híbridos foram os coeficientes de rigidez cruzado (SANTOS; WATANABE, 2003). Esses são influenciados por vários parâmetros do mancal, como velocidade de rotação, folga radial, etc. Porém, com a aplicação de controladores e das servo válvulas é possível minimizar bastante estes efeitos e deixar o mancal mais estável.

Algumas limitações podem ser apresentadas para os mancais ativos híbridos:

- Limitação dinâmica na banda de frequência de atuação da servo válvula;
- Limites de comportamento linear das servo válvulas;
- Pressão de suprimento e coeficiente de linearização.

2.3.4 Mancais de esmagamento de filme de óleo

O mancal SFD (*Squeeze Film Damper*) combina um mancal comum, ou de esferas, roletes ou de sapatas articuladas e um amortecedor composto de um filme de óleo. Assim, o mancal comum atua sobre o filme de óleo que promove o amortecimento, como ilustrado na Figura 2.19, sendo B o envoltório do mancal, J o rolamento de esfera, P eixo, S quadro, SF (*squeeze film*) e T trava anti rotacional.

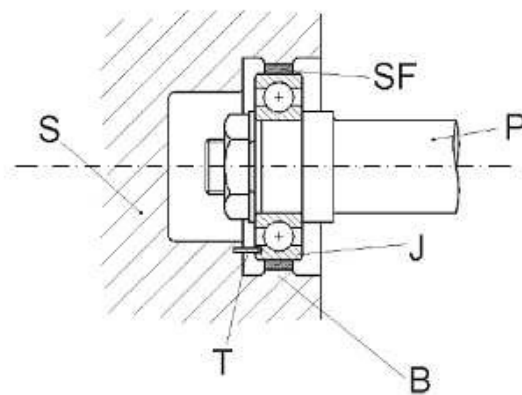


Figura 2.19: Desenho esquemático de um SFD (PIETRA; ADILETTA, 2002).

A região anular é preenchida por lubrificante em uma certa pressão que realiza o esmagamento do filme.

O movimento de precessão, causado pelo desbalanceamento do eixo, causa uma distribuição de pressão dinâmica para gerar o esmagamento que conseqüentemente causa o amortecimento.

Conforme ilustrado por Pietra e Adiletta (2002) na Figura 2.20, pode-se verificar os efeitos deste tipo de mancal na redução da vibração de um sistema rotativo.

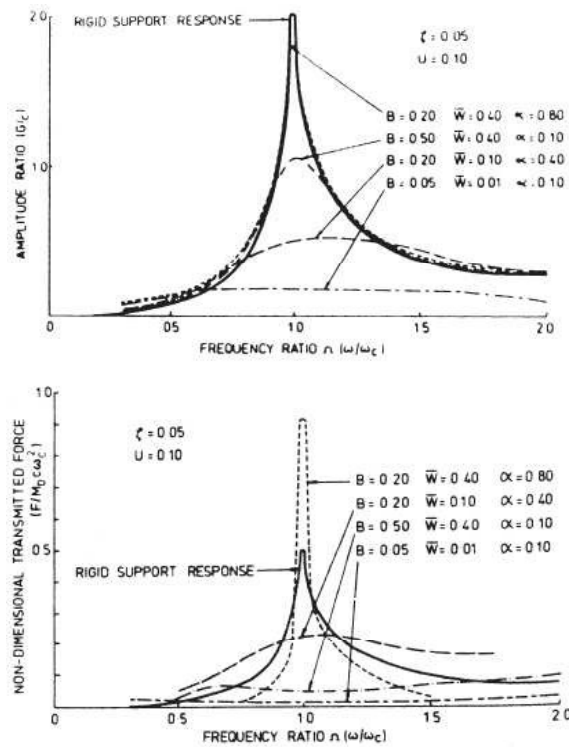


Figura 2.20: Comparações entre rotores rígidos em mancais rígidos e em mancais SFD (PIETRA; ADILETTA, 2002).

Pode-se também conectar este filme de óleo a uma servo válvula e aplicar técnicas de controle. Gu e Ren (1990) e El-Shafei e Hathout (1995) (apud Nicoletti (2003)) obtiveram resultados promissores de redução da resposta ao desbalanceamento do sistema. Porém, a complexidade do controlador resultante pode ser um fator desfavorável à implementação industrial destes dispositivos.

Um trabalho completo sobre o assunto, inclusive com toda a formulação teórica do mancal, é apresentado em Pietra e Adiletta (2002).

2.3.5 Mancais magnéticos

Os mancais magnéticos têm mais de 150 anos de pesquisa (Kasarda, M.E.F. 2000). A utilização de mancais magnéticos se tornou viável após o desenvolvimento da tecnologia da eletrônica rápida e do aperfeiçoamento de materiais magnéticos.

Mancal ativo magnético (ver Figura 2.21) é um mecanismo da auto-alimentação, para suportar eixos girantes pela levitação em campo magnético. O sistema é composto de sensores de posição e atuadores magnéticos, responsáveis por manter o eixo centrado. A maioria dos mancais magnéticos são compostos de atuadores eletromagnéticos localizados radialmente ao redor de um rotor ferromagnético ligado ao eixo.

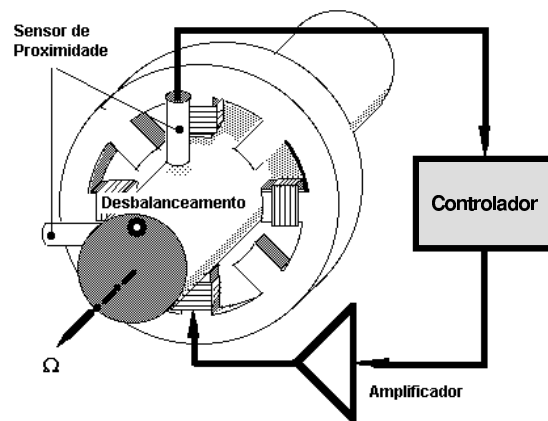


Figura 2.21: Desenho esquemático de um mancal ativo magnético.

Atualmente, há diversas configurações geométricas de mancais magnéticos, podendo ser homopolar ou heteropolar. Outra configuração existente é o mancal ativo magnético cônico, combinando uma restrição radial e axial, e um estator com um ímã permanente.

As aplicações comerciais são as seguintes:

- Turbomáquinas de baixas capacidades até alta capacidade;
- Bombas;
- Bomba turbomolecular;
- Máquinas ferramenta.

As aplicações em pesquisas são:

- Motores sem mancal;
- Aplicações na biomecânica;
- Máquinas ferramenta;
- Motores de aeronaves a jato: tem vantagem em relação ao mancal tradicional por poder ser empregado em temperaturas mais elevadas;
- Sistemas do armazenamento da energia em volantes;
- Sistemas miniaturizados;
- Mancais de back up.

A principal vantagem, segundo Kasarda (2000), é o suporte do eixo sem contato e sem lubrificação, trabalhar em altas rotações com relativamente baixa perda de potência, capacidade de controle ativo de vibração e também poder ser usado como um sensor de medida de forças estáticas e dinâmicas. Mancais magnéticos também podem acomodar melhor as imperfeições geométricas dos eixos (ABDULJABBAR; ELMADANY; ALABDULWAHAB, 1996).

A grande pergunta que os usuários de mancais magnéticos ainda fazem é o que ocorre quando a energia de alimentação do sistema é desligada. Normalmente, o que se faz é usar mancais mecânicos de back-up.

Uma outra desvantagem deste sistema é a baixa capacidade de suportar carga, comparando com os mancais tradicionais. Além disso, necessita de grandes espaços para a sua instalação. Os mancais atuais suportam cargas em torno de 50 a 100 psi (BENTLY, 2003). Mancas magnéticos possuem características de forças lineares, não suportando esforços inesperados. A disponibilidade da rigidez direta é severamente limitada. O custo dos mancais magnéticos também pode ser um fator limitante do seu uso. Porém, nos dias de hoje os custos já são menores que no passado.

Capítulo 3

Atuadores

Nos dias de hoje, a crescente necessidade de aumento da produtividade e eficiência de sistemas mecânicos não será alcançada apenas com ajustes de parâmetros mecânicos. Estas evoluções se darão pela combinação da eletrônica com técnicas de controle, sendo que, na maioria das vezes, este controle será executado por meio de atuadores.

O controle de vibrações em estruturas flexíveis vem sendo bastante estudado ultimamente (MOON et al., 2007). Uma estrutura pode ter a sua resposta minimizada, utilizando, de forma integrada, elementos ativos, como sensores, atuadores e controladores. Conseqüentemente, essa integração capacita o sistema a responder, de modo controlado, às excitações externas, procurando compensar os efeitos que levariam suas respostas a se afastar de patamares aceitáveis.

Atuadores são elementos que produzem movimentos, atendendo a comandos que podem ser manuais ou automáticos. Este movimento pode ser realizado através da combinação de um ou mais tipos de atuadores. Os atuadores são dispositivos que modificam o estado mecânico de um sistema no qual está acoplado.

A demanda pelo controle de dispositivos vem crescendo de forma pronunciada, como por exemplo leitores de discos rígidos, indústria aeronáutica, aumentando assim a necessidade por atuadores mais eficientes, com maior potência, maior faixa de aplicação e precisão, sendo ao mesmo tempo cada vez menores.

Do ponto de vista industrial, estes atuadores devem atender diversos requisitos para

poderem ser aplicados, tais como:

- Devem ser compactos, pois em geral o espaço físico é sempre limitado;
- Grande força de atuação, sendo possível regular a sua amplitude e frequência;
- Frequência de atuação no mínimo igual a maior frequência de vibração que se deseja controlar;
- Devem atuar da maneira mais simples possível, evitando o surgimento de problemas dinâmicos oriundos do próprio atuador;
- Serem leves visando aplicações aeronáuticas ou automotivas, nas quais há grandes restrições de peso.

Para incluir o atuador no sistema mecânico, primeiramente é necessário representá-lo matematicamente. Para isso, determina-se a sua função de transferência, da maneira mais precisa, para que seja possível a sua integração ao sistema considerado.

A realização de um controle efetivo dependerá fortemente da escolha do tipo de atuador, sensores e seus posicionamentos, assim como da escolha do modelo para o controle, incluindo a otimização do controlador. Um controlador otimizado pode reduzir os efeitos negativos da resposta dos atuadores ou sensores.

No trabalho de Suzumori (2004), apresentam-se diversos tipos de atuadores, classificando-os desde nano até mega atuadores. Classificam-se os atuadores em 4 categorias: micro-atuadores, atuadores de potência, atuadores inteligentes e atuadores baseados em novos princípios. Como apresentado a seguir, há vários atuadores em diversas escalas, permitindo assim realizar o controle ativo de sistemas de pequeno até grande porte.

3.1 Tipos de Atuadores

Nas seções seguintes, os diferentes tipos de atuadores encontrados na literatura são apresentados, assim como os seus princípios de funcionamento, pontos positivos e negativos.

Os atuadores podem ser classificados dependendo do sinal da troca de trabalho admissível, definida por $dW = FdX$, em Pons (2005):

- Atuadores Semiativos: As trocas de trabalho podem ser somente negativas, $dW \leq 0$. Na prática, isso significa que os atuadores semiativos podem somente dissipar energia, como consequência da iteração mecânica com o sistema controlado;
- Atuadores Ativos: Os trabalhos trocados podem admitir valores negativos ou positivos, $dW < ou > 0$. Para os propósitos práticos, isso significa que atuadores ativos podem aumentar ou diminuir o nível de energia do sistema controlado.

3.1.1 Atuadores piezelétricos

Atuadores baseados em materiais piezelétricos provavelmente representam a mais madura e estabelecida das diferentes tecnologias emergentes.

Os atuadores piezelétricos podem ser classificados em ressonantes e não ressonantes (PONS, 2005).

Os materiais piezelétricos são aqueles que se deformam quando um campo elétrico externo e é aplicado, conforme ilustrado na Figura 3.1. Este efeito também é reversível, ou seja, há uma modificação na polarização do dielétrico devido à energia mecânica ou tensão.

Uma variedade de fenômenos existem nos atuadores piezelétricos, tais como:

- piezeletricidade: habilidade de certos materiais cristalinos de desenvolver uma carga elétrica proporcional a uma deformação mecânica;
- eletrostrição: propriedade de um sólido dielétrico deformar-se com a aplicação de um campo elétrico externo;
- ferroeletricidade: habilidade de reter uma polarização residual quando a tensão aplicada é igual a zero.

Os fenômenos apresentados por um material piezelétrico dependem de sua simetria estrutural e da temperatura relativa à sua temperatura de Curie T_c , a qual marca o limite de

transição entre fases. Se o material piezolétrico está a uma temperatura abaixo da temperatura de Curie ($T < T_c$), ele permanece na fase ordenada (dipolos elétricos orientados). Se a temperatura do material piezolétrico ultrapassa a temperatura de Curie ($T > T_c$), há um desalinhamento dos dipolos elétricos e o material entra na fase desordenada.

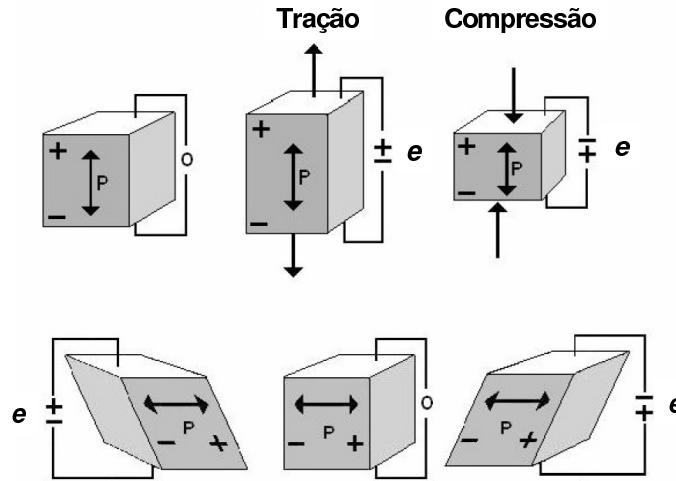


Figura 3.1: Esquema representando o mecanismo de atuação do material piezolétrico.

Atuadores piezolétricos podem ser construídos em diversas configurações. Cada configuração é indicada para uma aplicação específica, dependendo do tipo de movimento desejado, da força de atuação, magnitude, dentre outros parâmetros. São muito aplicados para controlar vibrações de pequenas amplitudes ou componentes de muita precisão, da ordem de micrômetros (Haidenwanger and Klose 1992; Goto 1992 (apud (ULBRICH, 1994))). São normalmente usados para posicionamento de precisão, tais como cabeçotes de leituras de unidades de CD e DVD. Estes atuadores também são usados em materiais e estruturas ativas, superfícies aerodinâmicas ajustáveis e amortecedor de vibração.

Segundo Huber, Fleck e Ashby (1997), há dois grupos de materiais piezolétricos identificados:

- Piezolétricos de baixa deformação usados tipicamente como cristais únicos. Possuem deformação de até aproximadamente 3×10^{-5} ;
- Piezolétricos de elevada deformação. Possuem deformações de até aproximadamente 2×10^{-4} .

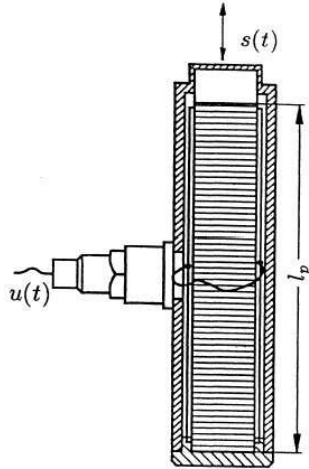


Figura 3.2: Esquema de um atuador piezelétrico (ULBRICH, 1994).

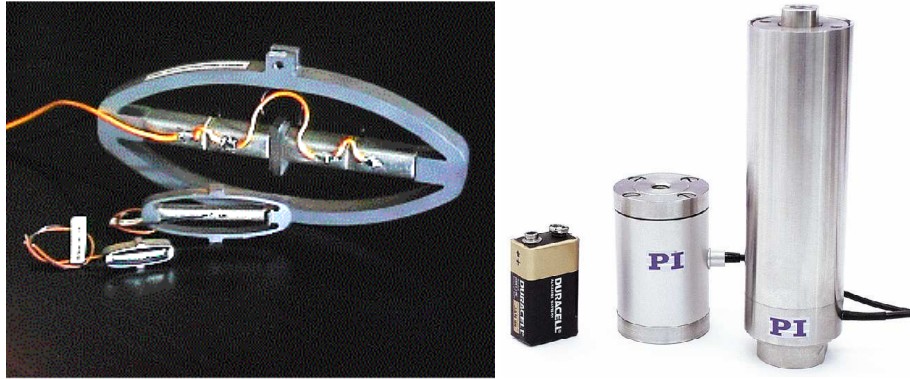
Um exemplo, retirado do trabalho de Ulbrich (1994) e ilustrado na Figura 3.2, representa a força de controle de um atuador piezelétrico por

$$f_p(t) = I_p C_p k_p u(t) - k_p s(t), \quad (3.1)$$

sendo I_p a altura da pilha de cristais, C_p a capacitância, k_p a rigidez do atuador, $s(t)$ a distância de atuação e $u(t)$ a voltagem aplicada ao dispositivo. A grande vantagem deste tipo de atuador é a sua grande rigidez k_p e a capacidade de atuar em altas frequências. A desvantagem crucial é a sua amplitude de atuação, da ordem de $I_p/1000$, e do baixo amortecimento do material.

Como a amplitude de atuação depende do comprimento do atuador, estes podem ter um tamanho grande. Além disso, não suportam grandes forças diretamente aplicadas, necessitando de um elemento intermediário. Na Figura 3.3, pode-se ver duas configurações diferentes de atuadores piezelétricos comerciais. Na Figura 3.3(a), tem-se um atuador piezelétrico com um multiplicador de movimento que minimiza a dificuldade de deslocamento. Já na Figura 3.3(b), tem-se um atuador piezelétrico comum, mostrando que é possível obter atuadores de diversos tamanhos, dependendo de sua utilização.

Em todos os tipos de materiais piezelétricos, a deformação máxima é limitada pelo nível de campo elétrico tolerável. Na prática, os níveis máximos toleráveis são limitados frequentemente a um valor mais baixo para evitar fadiga mecânica e elétrica. Uma tensão normalmente é gerada pela restrição na mudança de forma do material. Em materiais piezelétricos, isto



(a) Com multiplicador de deslocamento (b) Atuador tradicional (ZHUB et al., (DYNAMICS, 2005). 2008).

Figura 3.3: Tipos de atuadores comerciais.

pode ser modelado como um comportamento linear elástico, aumentando a tensão máxima de atuação quando o atuador é totalmente restringido. A frequência de operação máxima é limitada pela ressonância mecânica. A potência máxima por unidade de volume é limitada pela dissipação de calor e necessidade de manter o dispositivo em uma temperatura tolerável.

Os polímeros piezelétricos se deformam até aproximadamente 1×10^{-3} . Suas propriedades podem ser modificadas pela conformação direcional, pois possuem alta conformabilidade. Seu módulo de Young, no intervalo de $2 - 10 GPa$, é aproximadamente duas ordens de grandeza menor do que aquele de uma cerâmica piezelétrica.

Na Tabela 3.1 enumeram-se algumas vantagens e desvantagens dos atuadores piezelétricos.

Vantagens	Desvantagens
Alta força de atuação, alta rigidez	Os valores característicos da cerâmica dependem da temperatura e da idade
Alta eficiência eletromecânica	Efeitos piezelétricos podem ser perdidos pela influência de altas temperaturas, altos campos elétricos ou choques mecânicos
Tempo de resposta extremamente baixo (faixa de μs)	Forte auto aquecimento em operações dinâmicas
Baixo consumo de potência em operações estáticas	Auto suprimento de tensão para carregamentos capacitivos
Larga seleção e disponibilidade de diferentes materiais	

Tabela 3.1: Vantagens e desvantagens das atuadores piezelétricos (JANOCHA, 2004).

3.1.2 Atuadores eletromagnéticos

Existem duas maneiras de se utilizar a força eletromagnética como forma de atuação em um sistema mecânico.

A primeira delas são os atuadores eletromagnéticos, os quais através da transformação da força magnética em força mecânica, atuam diretamente no sistema a ser alterado. Esta atuação transmite a força do atuador através do contato entre as duas partes.

Uma segunda maneira de se utilizar a força eletromagnética como força de atuação é dada pelos mancais magnéticos. Neste caso, a força eletromagnética é aplicada diretamente ao sistema a ser alterado, sem contato entre as partes.

A Figura 3.4 mostra o eletroímã de um MAM (Mancal Ativo Magnético). O sistema é composto de um núcleo de ferro (liga magnética) e uma bobina. Com a aplicação de uma corrente na bobina, um campo magnético é criado no núcleo de ferro e no espaçamento entre o rotor e o núcleo. A energia do sistema é menor quando o espaçamento tende a zero. Assim, uma força magnética atrativa é criada na tentativa de reduzir toda a energia do sistema.

Com essa configuração, pode-se atrair o rotor em uma direção. Porém, para ser capaz de conduzir o rotor em dois graus de liberdade de um plano (MAM radial), tem-se que utilizar pelo menos três desses eletroímãs. Eles são geralmente dispostos em pares opostos de bobinas para cada grau de liberdade.

As características de um atuador MAM podem ser deduzidas a partir da energia elétrica, magnética e propriedades geométricas ou podem ser determinados experimentalmente.

Para um MAM, as relações entre a força F e a corrente i e entre a força F e a densidade do fluxo magnético B podem ser encontradas para um material ferro magnético (negligenciando saturação e histerese), respectivamente, como

$$F = \frac{\cos \alpha}{(1 + \Delta)^2} \frac{N^2 A \mu_0}{4} \left(\frac{i}{s - x} \right)^2 = k \left(\frac{i}{s - x} \right)^2 \quad (3.2)$$

$$F = \frac{A \cos \alpha}{\mu_0} B^2 \quad (3.3)$$

sendo N o número de enrolamentos da bobina, A o fluxo na área da seção transversal do espaçamento, μ_0 a permeabilidade do ar, s o valor nominal do espaçamento, x o desvio em relação ao valor nominal do espaçamento e α o ângulo mostrado na Figura 3.4. O termo de

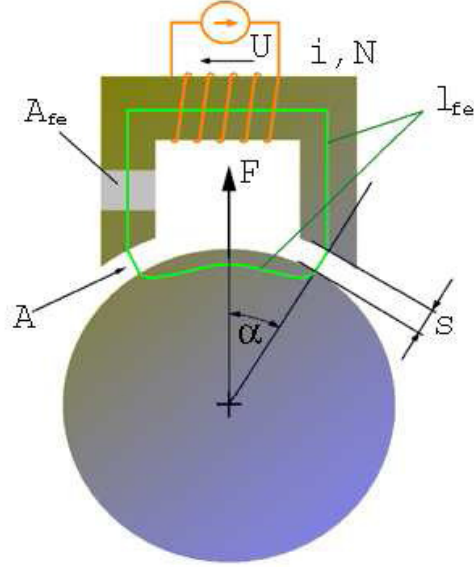


Figura 3.4: Desenho esquemático de mancal magnético (SIEGWART; AESCHLIMANN; BURDET, 2008).

retificação,

$$\Delta = \frac{l_{fe}A}{2\mu_r(s-x)A_{fe}} \approx \frac{l_{fe}A}{2\mu_r s A_{fe}}, \quad (3.4)$$

descreve a influência do núcleo de ferro sobre a força do mancal. A_{fe} é o fluxo na área da seção transversal do núcleo de ferro, l_{fe} o comprimento do circuito magnético no núcleo de ferro e μ_r a permeabilidade relativa do núcleo de ferro.

Três formas básicas de dispositivos eletromagnéticos são usadas geralmente como atuadores: solenóides, transdutores de bobina com hastes móveis e motores.

Os solenóides consistem em uma bobina eletromagnética em uma haste com elevada permeabilidade. Quando energizado, o solenóide puxa a haste através de seu campo magnético, sendo o sistema restaurado pela força de uma mola (Figura 3.5). De acordo com Huber, Fleck e Ashby (1997), os solenóides comercialmente disponíveis têm uma tensão de atuação máxima de aproximadamente $1 \times 10^5 Nm^{-2}$ e deformação de atuação de até aproximadamente 0,4. Os solenóides são geralmente limitados para baixas frequências (menos de $100Hz$). Isto se deve ao fato da baixa inércia da armadura movida. Para os solenóides em funcionamento cíclico, é necessário prever um mecanismo de reposicionamento, podendo ser feito através de molas ou até como um segundo solenóide.

Transdutores de bobina móvel consistem de um ímã permanente, o qual cria um campo

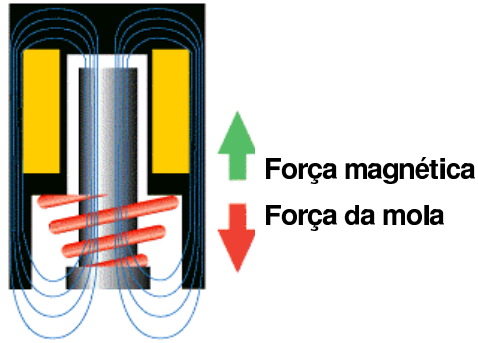


Figura 3.5: Desenho esquemático do funcionamento dos atuadores tipo solenóide (ROBOTS, 2008).

magnético radial na folga entre o polo central e a placa superior, e uma bobina que é livre para se mover na direção axial (Figura 3.6). Quando uma corrente passa através da bobina móvel, uma força axial é gerada. Esta corrente pode passar pela bobina em dois sentidos. Desta maneira, a força axial é dependente do sentido da corrente. Frequências acima de $50kHz$ são atingidas em transdutores de bobina móvel, desde que sua parte móvel tenha baixa inércia de carregamento de corrente.

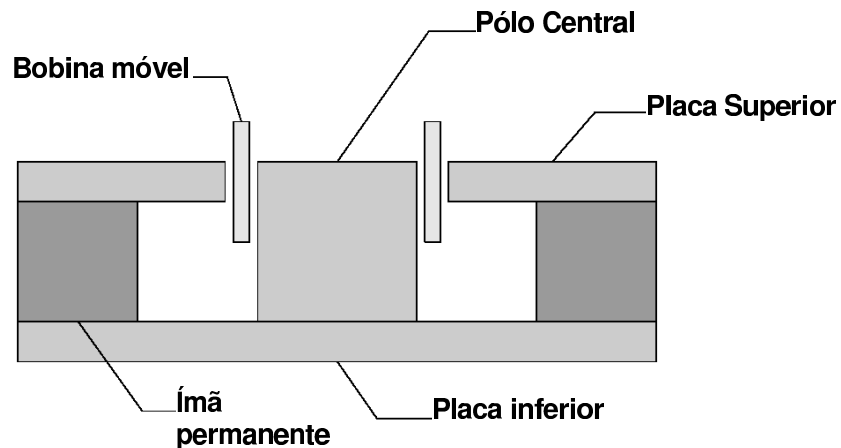


Figura 3.6: Desenho esquemático do funcionamento dos transdutores de bobina móvel (INFOLYTICA, 2005).

Motor é definido como um elemento que converte energia elétrica em energia mecânica de rotação e torque. De forma geral, os motores elétricos são classificados em: Motores de Corrente Contínua, Motores Série, Motores Paralelo, Motores Composto ou Misto, Motores de Corrente Alternada, Motores Síncronos, Motores Assíncronos, Motores Especiais, Servo-

motores, Motores de Passo e Universais (JURGEN, 1998). Este tipo de atuador não será tratado mais profundamente neste trabalho, pois o tipo de movimento gerado não é aplicável aos propósitos estudado.

Um exemplo, retirado do trabalho de Ulbrich (1994), ilustra a representação da força de controle de um atuador eletromagnético por

$$f_m(t) = \frac{s_0^4}{(s_0^2 - s^2)^2} \left[k_i i + (k_s - k_M) s + \frac{k_s}{k_W i_0^2 s_0} \times (k_W i_0 i s^2 + s_0 s i^2) \right] \quad (3.5)$$

sendo s_0 distância na posição neutra, i_0 a corrente de pré-magnetização; k_i , k_s , k_W e k_M são constantes dependentes principalmente da geometria do atuador, do tipo de material magnético e dos componentes elétricos empregados.

Ulbrich (1994) apresentou dois tipos de atuadores eletromagnéticos, sendo um de pré-magnetização com ímã permanente e outro de pré-magnetização realizada eletricamente, ou seja, de forma indireta. Resultados apresentados mostram que atuadores com pré-magnetização com ímã permanente geram forças mais elevadas. Porém, possuem uma diferença significativa de fase na atuação que pode ser minimizada através de novos materiais.

3.1.3 Atuadores hidráulicos e pneumáticos

Os atuadores hidráulicos e pneumáticos fornecem força e deslocamento através do fluxo de um fluido pressurizado, como representado esquematicamente na Figura 3.7. Um atuador hidráulico linear, conhecido nas indústrias como cilindro hidráulico, pode funcionar de duas maneiras básicas: ação simples e ação dupla. O cilindro de ação simples possui uma mola para retornar o pistão quando o sistema não estiver pressurizado, conforme mostrado na Figura 3.7(a). O cilindro de ação dupla necessita que se aplique uma pressão para que o cilindro retorne, ver Figura 3.7(b).

Os atuadores hidráulicos também podem transformar a energia contida no fluido pressurizado em energia mecânica através de motores hidráulicos, ou seja, transformam, através de mecanismos nos motores hidráulicos, a energia do fluido pressurizado em torque e rotação.

A tensão da atuação é limitada somente pelo projeto do atuador. O comprimento do atuador também depende da amplitude de atuação.

A regulagem da diferença de pressão depende fortemente das características fluido-

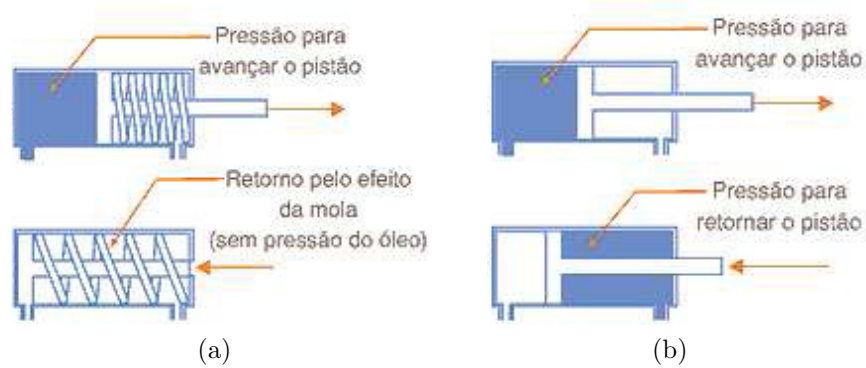


Figura 3.7: Figura esquemática da atuação por meio de fluido.

mecânicas e perdas da servo válvula. A frequência de atuação é limitada pela frequência de corte da servo válvula e algumas características hidrodinâmicas, como fluido e tubulação.

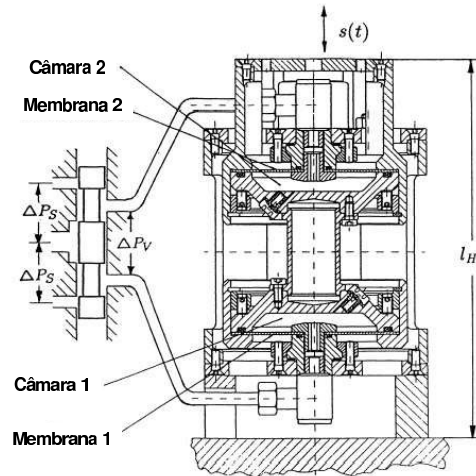


Figura 3.8: Esquema de um atuador hidráulico (ULBRICH, 1994).

Um exemplo, retirado do trabalho de Ulbrich (1994) e ilustrado na Figura 3.8, representa a força de controle de um atuador hidráulico por

$$f_h(t) = A\Delta p(t) - k_m s(t) \quad (3.6)$$

sendo A a área característica da membrana, $k_m = 2c_L$ a rigidez efetiva da membrana, c_L a rigidez da membrana, $s(t)$ a distância de atuação na direção da força e $\Delta p(t)$ a diferença de pressão aplicada.

Um limite superior razoável de deformação (ϵ) é 1. A máxima tensão de atuação é limitada pela pressão do líquido. Na pneumática, a compressibilidade do fluido traz limitações de segurança e eficiência energética para pressões acima de $1MPa$. A limitação principal

na potência volumétrica é determinada pela velocidade de deslizamento. Os limites para potência máxima nos casos hidráulico é de aproximadamente $3 \times 10^8 Wm^{-3}$. Já para o caso pneumático é $5 \times 10^6 Wm^{-3}$, segundo Huber, Fleck e Ashby (1997).

3.1.4 Atuadores de liga com memória de forma (*shape memory alloy*)

O mecanismo de atuação em ligas com memória de forma é gerado por uma temperatura induzida. Essa temperatura causa mudança de fase que produz uma deformação significativa de cisalhamento para um aquecimento acima da temperatura de transformação, conforme representado esquematicamente na Figura 3.9. Este efeito faz aparecer uma variedade de aplicações para este tipo de atuador.

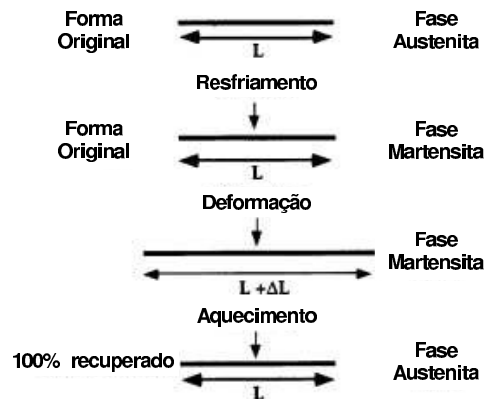


Figura 3.9: Desenho esquemático do funcionamento das ligas com memória de forma.

Freqüentemente, as ligas com memória são fabricadas em forma de fios ou de folha. Isso permite reduzir os seus comprimentos quando aquecidas, retornando ao seu comprimento original, através de resfriamento ou tração mecânica. Este aquecimento pode ser obtido pela resistência elétrica do próprio material, resultando em forças de tração promovendo uma atuação em um único sentido.

Valores elevados de tensão (até aproximadamente $7 \times 10^8 Nm^{-2}$) e deformação (até aproximadamente 7×10^{-2}) podem ser conseguidos, segundo Huber, Fleck e Ashby (1997).

Para operação cíclica, é necessário um mecanismo para restaurar o atuador à sua posição inicial. Isto impõe limitações na tensão e deformação máximas. Em aplicações cíclicas, a

freqüência de operação e a potência de saída são limitadas pela transferência de calor, pois a mudança de temperatura é requerida para a atuação. Uma mudança de temperatura de $15 - 30K$ é geralmente utilizada para ativar ligas com memória de forma. Entretanto, para conseguir uma tensão elevada de atuação, uma mudança de temperatura maior (aproximadamente $100K$) é preferível. O aquecimento elétrico através da resistência do material pode ser conseguido rapidamente. Porém, o resfriamento é a limitação principal na freqüência de operação. A freqüência máxima de operação depende da relevância do comprimento a ser refrigerado.

Na Tabela 3.2, apresentam-se algumas vantagens e desvantagens dos atuadores de liga com memória de forma.

Vantagens	Desvantagens
Deformação quase gradual no intervalo de 10 a 50K	A estabilidade do efeito de memória depende fortemente da qualidade da liga
Alta densidade de energia (capacidade de trabalho por volume)	Alto preço
Diversidade de deformações (alongamento, contração, deflexão, torção)	Baixa eficiência energética
O efeito pode ser limitado a regiões particulares do elemento	Banda de freqüência limitada devido às restrições de aquecimento e resfriamento
Simplicidade do mecanismo (somente uma transformação de fase é usada)	Degradação e fadiga
Condição de trabalho silenciosa e sem centelha	

Tabela 3.2: Vantagens e desvantagens das ligas de memória de forma (JANOCHA, 2004).

3.1.5 Atuadores magnetoestritivos

Os materiais magnetoestritores produzem uma deformação de atuação sob a influência de um campo magnético aplicado, causado pela reorientação de domínios magnéticos. Embora muitos materiais possuem este fenômeno, o efeito é geralmente pequeno, a não ser aqueles compostos de ferro-lantanídeo.

De acordo com a polaridade da propriedade magnetoestritiva, o material quando colocado no interior de um campo magnético comporta-se de duas maneiras: em caso de magnetoestrição positiva, alonga-se; em caso de magnetoestrição negativa, encurta-se. Pode-se

ver esquematicamente o funcionamento deste fenômeno através da Figura 3.10 e um atuador comercial na Figura 3.11. Em outras palavras, esta propriedade permite utilizar materiais ferromagnéticos para transformar energia magnética em energia cinética e vice-versa.

A deformação da atuação nos magnetoestrutores é limitada pela saturação magnética, e esta fornece uma deformação máxima limite. O efeito magnetoestrutivo permite desenvolver tanto dispositivos de atuação, como sensores. Os outros aspectos do desempenho dos magnetoestrutores são análogos àqueles do piezelétrico.

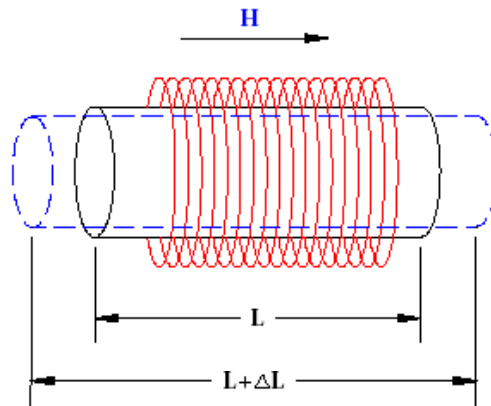


Figura 3.10: Figura esquemática da atuação em materiais magnetoestrutivo.



Figura 3.11: Exemplo de atuador magnetoestrutivo comercial (ENERGEN, 2008).

Na Tabela 3.3, apresentam-se algumas vantagens e desvantagens dos atuadores magnetoestrutivo.

Vantagens	Desvantagens
Alta força de atuação, alta rigidez	Os valores característicos dependem da temperatura
Alta eficiência eletromecânica	Quebradiço dificuldade de usinagem
Tempo de resposta extremamente baixo (faixa de μs)	Requerida energia elétrica mesmo para deformações estáticas (pode ser pré magnetizado com um ímã permanente)
Alta densidade de potência	Características histerética
Não é requerido empilhamento	Caro e possui poucas fontes
Aplicado a uma larga faixa de temperatura	

Tabela 3.3: Vantagens e desvantagens das atuadores magnetoestritivos (JANOCHA, 2004).

3.1.6 Atuadores de expansão térmica

De forma geral, a expansão térmica em sistemas mecânicos causa uma mudança da forma, a qual pode ser usada para atuação. É conveniente quando o sinal de controle está disponível em forma de temperatura, como em aplicações termoestáticas. A deformação da atuação é proporcional à variação de temperatura T . O valor máximo da deformação na atuação é limitado pela máxima mudança de temperatura. Um esquema deste tipo de fenômeno pode ser visto na Figura 3.12.

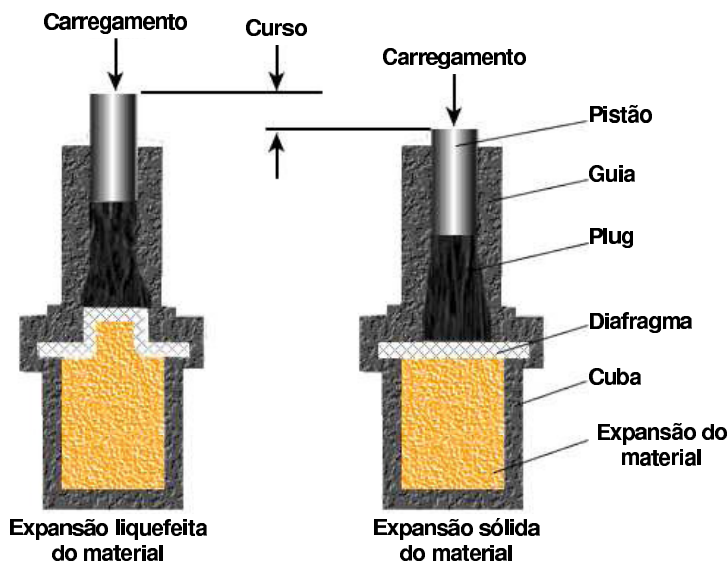


Figura 3.12: Desenho esquemático do funcionamento de atuadores termo expansivos (ROSTRA, 2005).

Mudanças de temperatura entre $10 - 100K$ são típicas, segundo Huber, Fleck e Ashby (1997). A escolha do material para um atuador baseado na expansão térmica depende das

necessidades do atuador. Quando uma grande tensão de atuação é desejada para uma dada mudança de temperatura, a constante de proporcionalidade deve ser maximizada. Assim, um valor elevado de tensão máxima é atingido selecionando um material que maximize a constante de proporcionalidade, a qual multiplica a constante de elasticidade do material, desde que este máximo não exceda a tensão de ruptura do material. Para um alto curso, é necessário um critério de seleção levando em conta a constante de proporcionalidade ao quadrado. Há muitas ligas que executam bem estes últimos dois casos. A frequência de operação é limitada pela taxa de transferência de calor para fora e para dentro do material.

3.2 Comparação entre os Diferentes Tipos de Atuadores

A Tabela 3.4 apresenta uma comparação entre os três principais tipos de atuadores (ULBRICH, 1994), atribuindo notas para cada característica. Já a Tabela 3.5 enumera pontos fortes e fracos para cada tipo de atuador.

Características	Tipo de atuador		
	Magnético	Piezoelétrico	Hidráulico
faixa de frequência	● ● ●	● ● ●	●
distância de controle	● ●	○	● ● ●
rigidez	●	● ● ●	● ●
força de atuação/peso:			
descontando periféricos	●	●	● ● ●
incluindo periféricos	● ● ●	● ●	○
força de atuação/tamanho	●	○	● ● ●
possibilidade de excitar o sistema	● ●	●	○
perda de carga por fricção	● ● ●	○	○
faixa de temperatura	● ● ●	○	○ ○
limpeza	● ● ●	●	○
operação em condições de emergência	○	●	● ● ●
vida de operação	● ● ●	●	●

● ● ● excelente ● ● bom ● regular ○ fraco ○ ○ ruim

Tabela 3.4: Tabela comparativa entre diferentes atuadores (ULBRICH, 1994).

Do trabalho de (HUBER; FLECK; ASHBY, 1997), pode-se ter uma idéia um pouco mais quantitativa dos diferentes tipos de atuadores e as suas diferentes características técnicas. A Tabela 3.6 traz descrição de algumas características avaliadas.

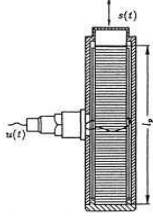
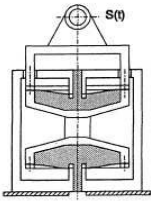
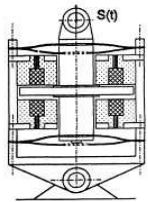
<p style="text-align: center;">Atuador Piezelétrico</p> 	<p style="text-align: center;">Atuador Hidráulico</p> 	<p style="text-align: center;">Atuador Magnético</p> 
<p>Vantagens: Função de transferência simples Grande faixa de frequência</p> <p>Desvantagens: Muito grande A eletrônica do sistema é muito caro</p> <p>Distância de atuação: μm Faixa de frequência: $< 500 \text{ Hz}$</p>	<p>Vantagens: Compacto Força de atuação elevada</p> <p>Desvantagens: Função de transferência depende da fluidodinâmica</p> <p>Distância de atuação: $< 1,0 \text{ mm}$ Faixa de frequência: $< 250 \text{ Hz}$</p>	<p>Vantagens: Função de transferência simples Grande faixa de frequência</p> <p>Desvantagens: Massa elevada Força relativamente pequena</p> <p>Distância de atuação: $< 1,0 \text{ mm}$ Faixa de frequência: $< 1000 \text{ Hz}$</p>

Tabela 3.5: Quadro comparativo com vantagens e desvantagens da cada tipo de atuador (ULBRICH, 1994).

Característica	Definição
Tensão de atuação (σ)	É a força aplicada por unidade de área da seção transversal de um atuador
Máxima tensão de atuação (σ_{\max})	O máximo valor da tensão de atuação em um curso simples no qual produz o máximo trabalho de saída
Deslocamento de atuação (ϵ)	O deslocamento nominal produzido por um atuador; um atuador no seu comprimento inicial tem comprimento L e se estende para o comprimento total $(1+\epsilon)L$
Deslocamento de atuação (ϵ_{\max})	O máximo valor de deslocamento de atuação em um curso simples no qual produz o máximo trabalho de saída
Desidade do atuador (ρ)	A razão de massa e o volume inicial de um atuador
Módulo do atuador (E)	A razão de um pequeno incremento na σ para o pequeno incremento correspondente na ϵ quando o sinal de controle é mantido constante
Potência volumétrica (p)	A potência mecânica de saída por unidade de volume inicial na sustentação do ciclo de operação
Eficiência (η)	A razão do trabalho mecânico de saída pela energia de entrada durante um ciclo completo em operações cíclicas

Tabela 3.6: Descrição das características para avaliação de atuadores (HUBER; FLECK; ASHBY, 1997).

Pode-se verificar na Tabela 3.7 que para cada aplicação há um tipo de atuador mais ou menos indicado, dependendo sempre do tipo de aplicação.

Se há a necessidade de grandes deslocamentos, os atuadores pneumáticos e hidráulicos são mais apropriados. Para atuações com necessidade de altas frequências, tem-se os atuadores piezelétricos. Já em relação a eficiência, têm-se os atuadores piezelétricos de alta eficiência e em segundo plano os atuadores magnetostrictivos. Uma discussão mais aprofundada sobre atuadores será apresentado no capítulo de resultados e discussões.

Tipo de atuador	Máximo deformação de atuação	Máxima tensão de atuação	Módulo E
	ϵ_{max} [-]	σ_{max} [MPa]	[Gpa]
piezolétrico de baixo deslocamento	5×10^{-6} - 3×10^{-5}	1 - 3	90 - 300
piezolétrico de alto deslocamento	5×10^{-5} - 2×10^{-4}	4 - 9	50 - 80
polimero piezolétrico	2×10^{-4} - 1×10^{-3}	0,5 - 5	2 - 10
expansão térmica (10K)	9×10^{-5} - 3×10^{-4}	20 - 50	70 - 300
expansão térmica (100K)	9×10^{-4} - 3×10^{-3}	200 - 500	70 - 300
magnetoestrutivo	6×10^{-4} - 2×10^{-3}	90 - 200	40 - 200
ligas de memória de forma	7×10^{-3} - 7×10^{-2}	100 - 700	30 - 90
transdutor movido por bobina	1×10^{-2} - 1×10^{-1}	4×10^{-3} - 5×10^{-2}	4×10^{-5} - 5×10^{-3}
solenóide	1×10^{-1} - 4×10^{-1}	4×10^{-2} - 1×10^{-1}	3×10^{-4} - 1×10^{-3}
músculo	3×10^{-1} - 7×10^{-1}	0,1 - 0,4	5×10^{-3} - 2×10^{-2}
pneumatico	1×10^{-1} - 1×10^0	0,5 - 0,9	5×10^{-4} - 9×10^{-4}
hidráulico	1×10^{-1} - 1×10^0	20 - 70	2 - 3

Tipo de atuador	Frequência máxima	Máxima densidade de potência	Densidade
	f_{max} [s ⁻¹]	p_{max} [W.m ⁻³]	ρ [kg.m ⁻³]
piezolétrico de baixo deslocamento	5×10^5 - 3×10^7	1×10^8 - 1×10^9	2600 - 4700
piezolétrico de alto deslocamento	5×10^5 - 2×10^7	9×10^7 - 5×10^8	7500 - 7800
polimero piezolétrico	1×10^5 - 1×10^7	$\approx 3 \times 10^8$	1750 - 1900
expansão térmica (10K)	4×10^{-1} - 9×10^0	$\approx 6 \times 10^4$	3900 - 7800
expansão térmica (100K)	4×10^{-1} - 9×10^0	$\approx 6 \times 10^6$	3900 - 7800
magnetoestrutivo	$\approx 3 \times 10^7$	1×10^8 - 7×10^8	6500 - 9100
ligas de memória de forma	2×10^{-2} - 7×10^0	7×10^5 - 1×10^8	6400 - 6600
transdutor movido por bobina	2×10^4 - 5×10^4	5×10^5 - 2×10^6	7000 - 7600
solenóide	5×10^0 - 8×10^1	1×10^4 - 4×10^4	3800 - 4400
músculo	5×10^1 - 5×10^2	$\approx 5 \times 10^5$	1000 - 1100
pneumatico	5×10^1 - 3×10^2	$\approx 5 \times 10^6$	180 - 250
hidráulico	5×10^1 - 3×10^2	$\approx 5 \times 10^8$	1600 - 2000

Tipo de atuador	Eficiência	Resolução	Coefficiente de curso de trabalho	Coefficiente da potência ciclica
	η [-]	ϵ_{min} [-]	C_s [-]	C_c [-]
piezolétrico de baixo deslocamento	> 0,9999	1×10^{-9} - 1×10^{-8}	$\approx 0,5$	$\approx 1,0$
piezolétrico de alto deslocamento	0,90 - 0,99	1×10^{-8} - 1×10^{-7}	$\approx 0,5$	$\approx 1,0$
polimero piezolétrico	0,90 - 0,95	1×10^{-8} - 1×10^{-7}	$\approx 0,5$	$\approx 1,0$
expansão térmica (10K)	2×10^{-5} - 3×10^{-4}	1×10^{-5} - 1×10^{-4}	$\approx 0,5$	$\approx 0,25$
expansão térmica (100K)	2×10^{-4} - 3×10^{-3}	1×10^{-5} - 1×10^{-4}	$\approx 0,5$	$\approx 0,25$
magnetoestrutivo	0,80 - 0,99	1×10^{-7} - 1×10^{-6}	$\approx 0,5$	$\approx 1,0$
ligas de memória de forma	0,01 - 0,02	1×10^{-5} - 1×10^{-4}	0,3 - 0,6	0,05 - 0,08
transdutor movido por bobina	0,50 - 0,80	1×10^{-6} - 1×10^{-5}	0,5 - 1,0	0,25 - 0,50
solenóide	0,50 - 0,80	1×10^{-4} - 1×10^{-2}	0,5 - 1,0	0,25 - 0,50
músculo	0,20 - 0,25	1×10^{-4} - 1×10^{-2}	0,5 - 0,7	0,25 - 0,35
pneumatico	0,30 - 0,40	1×10^{-5} - 1×10^{-4}	$\approx 1,0$	0,40 - 0,50
hidráulico	0,90 - 0,98	1×10^{-5} - 1×10^{-4}	$\approx 1,0$	0,40 - 0,50

Tabela 3.7: Tabela quantitativa para os diferentes tipos de atuadores (HUBER; FLECK; ASHBY, 1997).

Capítulo 4

Simulação de Mancal no Software

AVL EXCITE

4.1 AVL EXCITE

O AVL EXCITE é um software de simulação dinâmica para motores de combustão interna. Foi desenvolvido para prever a propagação de vibração e o ruído da estrutura do motor devido à carregamentos externos. O EXCITE calcula a vibração não linear transferida da câmara de combustão para a superfície do bloco. O programa leva em conta os efeitos dinâmicos do pistão, biela, virabrequim, disco de inércia e efeitos não lineares de acoplamento (AVL EXCITE, 2005b).

O programa usa o Método de Elementos Finitos (MEF) para simular a resposta dinâmica dos componentes do motor, os quais são conectados por uma série de juntas não lineares, no intuito de realizar uma ou mais das seguintes simulações:

- Dinâmica do virabrequim;
- Análise de geração de ruído;
- Vibração do trem de potência.

O programa EXCITE consiste de um pré-processador com uma interface gráfica. Isto promove o acesso para os pós-processadores de resultados bi e tridimensionais.

4.2 Motivação para a Simulação

A motivação para a simulação aqui realizada vem da análise da equação de Reynolds, a qual governa o comportamento hidrodinâmico do fluido em um mancal.

A equação de Reynolds pode ser derivada das equações básicas da Mecânica de Fluidos, assumindo algumas considerações simplificadoras:

- fluido Newtoniano e incompressível;
- escoamento laminar;
- efeitos de curvatura desprezíveis;
- forças de campos e forças inerciais desprezíveis;
- não há escorregamento entre o fluido e a superfície dos sólidos;
- pressão constante na direção perpendicular ao escoamento;
- viscosidade constante.

As equações da Conservação da Massa e de Navier-Stokes são necessárias para a dedução da equação de Reynolds. Através destas equações expressas em coordenadas cartesianas e das condições simplificadoras, deduz-se a equação de Reynolds. Essa dedução pode ser encontrada em diversos livros sobre lubrificação hidrodinâmica, como por exemplo Hamrock (2004) e Duarte (2005).

A equação de Reynolds para mancais radiais é dada por

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\mu(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (4.1)$$

sendo

- μ : viscosidade do fluido lubrificante (Pa.s);
- h : espessura do filme de óleo (m);
- U_1 : velocidade circunferencial do alojamento (m/s);

- U_2 : velocidade circunferencial da superfície do eixo (m/s);
- p : pressão hidrodinâmica (Pa);
- x e z : coordenadas cartesianas nas direções circunferencial e axial do mancal.

Essa equação quando resolvida fornece o campo de pressão no filme de óleo. Em geral, considera-se a pressão ambiente nas fronteiras do domínio de solução.

Mancais hidrodinâmicos possuem a capacidade de auto pressurização. Fisicamente, isto ocorre devido à velocidade relativa não nula entre o eixo e o alojamento do mancal. A velocidade relativa entre essas duas partes causa dois fenômenos denominados efeito cunha (*wedge*) e efeito de prensamento de fluido lubrificante (*squeeze*), que geram pressões internas. Na equação de Reynolds, tem-se a representação matemática destes efeitos pelos termos do lado direito da expressão (4.1). O primeiro termo representa o efeito de cunha e o segundo representa o efeito de prensamento.

Os dois efeitos obtidos isolada ou simultaneamente geram um campo de pressão termodinâmico, o qual é o agente responsável pela capacidade de sustentação de carga em mancais hidrodinâmicos. A soma das pressões pontuais obtidas por esses dois mecanismos multiplicado pela área da superfície de deslizamento (a integral da pressão com relação à área) do mancal, irá gerar uma força de sustentação que tende a separar o eixo do alojamento. Assim, as pressões geradas por esses dois mecanismos são responsáveis em suportar as cargas aplicadas aos mancais.

Em motores de combustão interna, as pressões envolvidas no filme de óleo dos mancais são extremamente elevadas. Desta maneira, para que fosse possível aumentar a influência do efeito de prensamento nos mancais, haveria a necessidade de uma pressão muito elevada de injeção de lubrificante. Conseqüentemente, para a obtenção de elevadas pressões de injeção, seria necessário equipamentos de grande porte, inviabilizando um sistema ativo.

Levando-se em conta a dificuldade de se atuar no prensamento de fluido, decidiu-se então gerar alterações no mancal, de maneira a afetar o mecanismo de sustentação através do efeito cunha. Nas simulações, quatro variáveis foram alteradas: altura e posição de uma descontinuidade construída na superfície do mancal e a pressão e posição angular de injeção

de fluido lubrificante na região anular. Os parâmetros variados durante as simulações são ilustrados na Figura 4.1.

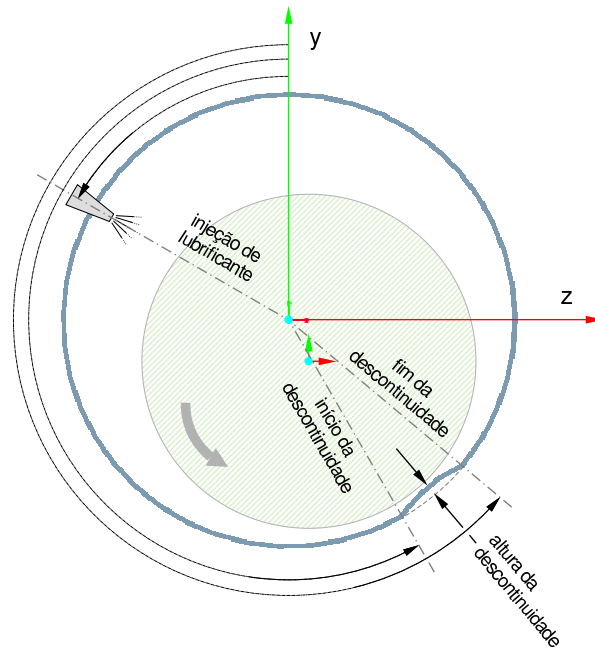


Figura 4.1: Desenho esquemático do posicionamento da descontinuidade e da injeção de lubrificante.

A descontinuidade é uma deformação na superfície do alojamento denominada perfilamento. A sua forma na superfície do alojamento é de uma parábola, que começa na posição inicial com o valor zero e termina na posição final também com o valor zero, conforme ilustrado na Figura 4.2. Já para a altura do pico desta parábola, adotaram-se sucessivamente os valores de 2, 3, 4, 6, 8, e 12 μm .

O objetivo principal da simulação é verificar a possibilidade de sustentar uma mesma carga aplicada ao eixo, porém, com uma pressão máxima de filme de óleo (POFP) mais baixa e uma espessura mínima de filme de óleo (MOFT) mais elevada ao mesmo tempo avaliando a máxima pressão de contato que é um parâmetro que pondera a relação entre o momento em que ocorre a pressão máxima e o filme de óleo mínimo. Para atingir estes objetivos, utilizam-se os parâmetros citados anteriormente, no intuito de afetar o efeito de cunha.

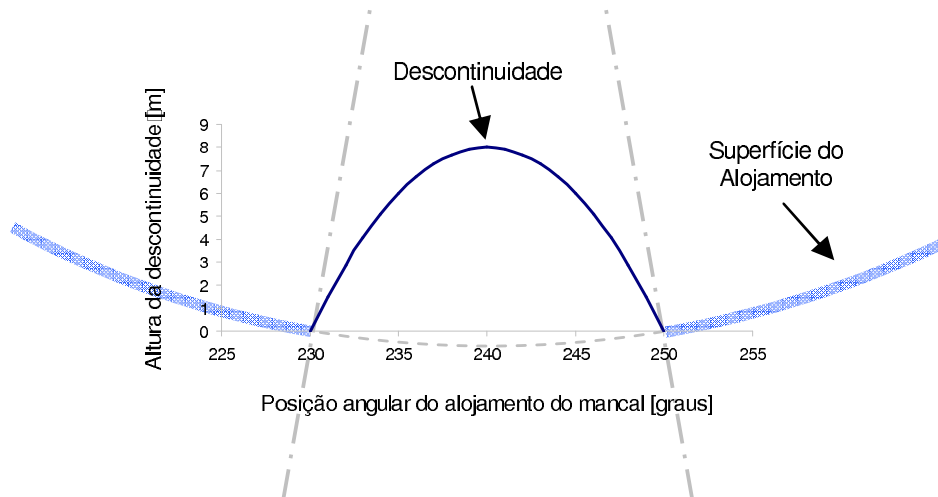


Figura 4.2: Desenho esquemático da construção da descontinuidade.

4.3 Simulações Realizadas

Para a simulação no AVL EXCITE, utilizaram-se como parâmetros de entrada os dados de um exemplo resolvido do próprio manual do Excite (AVL EXCITE, 2005a). Além dos dados do exemplo, empregou-se o modelo de elementos finitos para a estrutura do alojamento. Já a malha de elementos finitos para o eixo foi gerada diretamente por uma função do próprio software.

O mancal simulado possui as seguintes características físicas (ver Figura 4.3):

- Diâmetro do alojamento: 60 *mm*;
- Comprimento do alojamento: 19 *mm*;
- Folga radial (distância máxima entre eixo e alojamento ao longo da linha de centro): 25 μm .

A geometria do mancal de referência corresponde aproximadamente a um mancal de um motor diesel. Os carregamentos aplicados são da ordem de 10 vezes menores quando comparados aos de um motor diesel real.

O mancal foi tratado no software como um mancal EHL (Lubrificação Elasto Hidrodinâmica) com contato. Foi aplicado um carregamento constante de 13400 *N*, com a distribuição no tempo ilustrada na Figura 4.4, diretamente ao eixo, no sentido vertical (direção *y*),

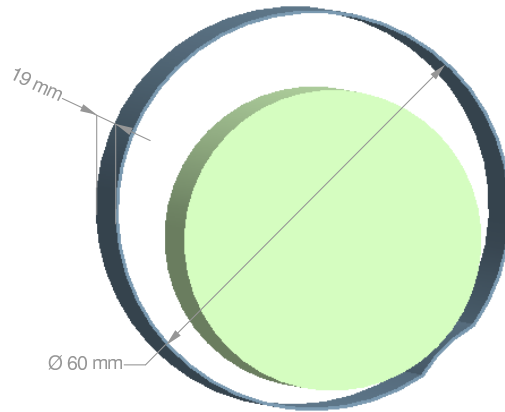


Figura 4.3: Modelo do mancal.

sob uma rotação constante de 5000 *rpm*. Para o mancal também foi utilizado injeção de óleo lubrificante com pressão de 5 *bar* e a posição do orifício de injeção de óleo a 60° da vertical.

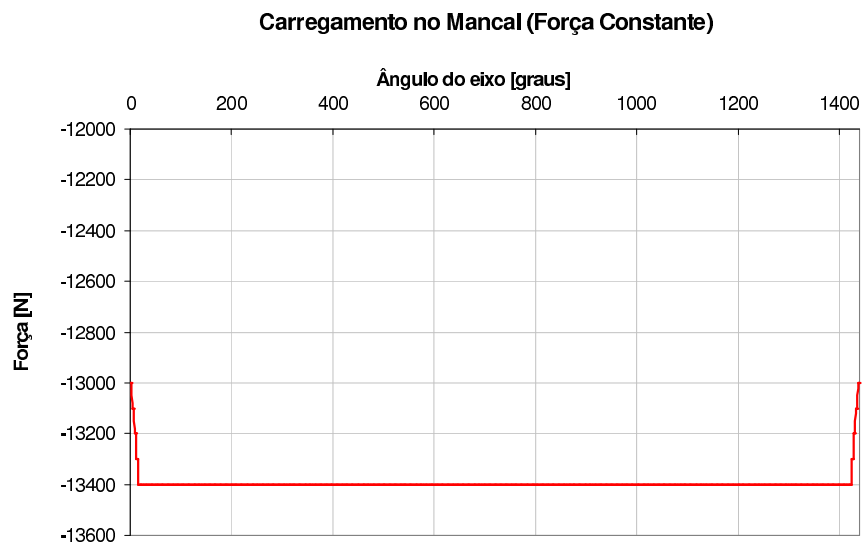
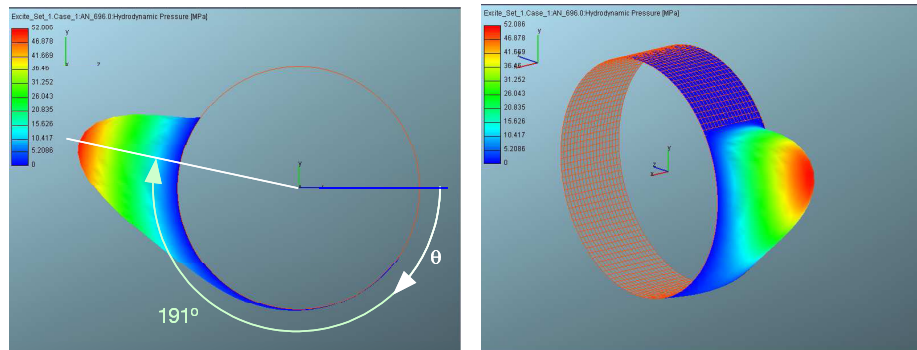


Figura 4.4: Curva de carregamento no eixo do mancal para força constante

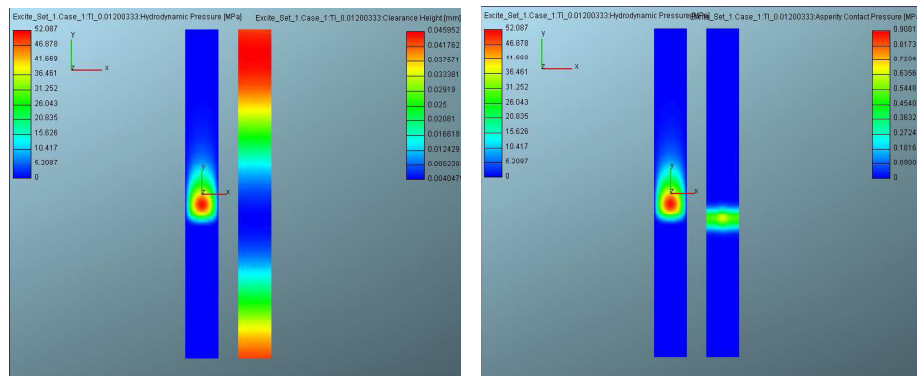
Esta configuração de mancal serviu de referência para a simulação do mancal base, sem alterações geométricas e nas características da injeção de óleo.

Com esta configuração, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.5. A pressão máxima de filme de óleo foi (POFP) 52,086 *MPa*, a espessura mínima de filme de óleo (MOFT) 4,048 μm e uma pressão de contato de 0,908 *MPa*. Estes valores servirão como parâmetros de comparação com os valores do mancal alterado, auxiliando para análises referentes aos benefícios das alterações propostas.

Os resultados gráficos das simulações estão apresentados no Apêndice A.



(a) Vista lateral do mancal simulado e a posição do pico de pressão hidrodinâmica. (b) Vista geral do mancal simulado com o seu campo de pressão.



(c) Vista plana representada por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial. (d) Vista plana representada por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

Figura 4.5: Resultados para a simulação do mancal de referência sem alterações.

4.3.1 Variação da altura da descontinuidade

Para esta seqüência de simulações, variou-se apenas a magnitude da altura da descontinuidade, mantendo-se fixa a sua posição angular em $225^\circ - 245^\circ$. Esta posição foi escolhida pois, em simulações preliminares, obtiveram-se melhores resultados para esta região do mancal. Os valores utilizados para a simulação são os apresentados na Tabela A.1 do Apêndice A.

Simulação n°	Altura [μm]	Máxima pressão de filme de óleo (POFP) [MPa]		Mínima espessura de filme de óleo (MOFT) [microns]		Máxima pressão de contato [Pa]	
		Referência	Simulado	Referência	Simulado	Referência	Simulado
1	2	52,087	49,910	4,048	4,241	908110	586903
2	3	52,087	46,761	4,048	4,104	908110	801092
3	4	52,087	44,138	4,048	3,989	908110	1030980
4	6	52,087	63,205	4,048	3,596	908110	2312690
5	8	52,087	84,672	4,048	3,155	908110	5066520
6	12	52,087	121,714	4,048	2,221	908110	21096000

Tabela 4.1: Tabela com os resultados consolidados para a variação da altura da descontinuidade.

Os resultados obtidos para as simulações são apresentados graficamente na Seção A.1 do Apêndice A. A partir destes resultados, construiu-se a Tabela 4.1 com os valores da máxima pressão de filme de óleo (POFP), mínima espessura de filme de óleo (MOFT) e pressão de contato para cada simulação.

É possível verificar que houve uma queda significativa na pressão máxima de filme de óleo (POFP) de aproximadamente 15% para a altura de $4 \mu\text{m}$. Não houve, no entanto, alterações significativas na mínima espessura de filme de óleo (MOFT), apenas uma diminuição de aproximadamente 1,5% para a mesma altura. Quando se leva em conta a pressão de contato, a altura de $2 \mu\text{m}$ possibilitou o melhor resultado com redução de 35,37%.

4.3.2 Variação da posição da descontinuidade

Nesta seqüência de simulações, manteve-se a altura da descontinuidade constante em $4 \mu\text{m}$ e variou-se a posição da descontinuidade conforme ilustrado na Figura 4.1. Os valores utilizados para a simulação são apresentados na Tabela A.2 do Apêndice A.

Simulação n°	Posição [°]	Máxima pressão de filme de óleo (POFP) [MPa]		Mínima espessura de filme de óleo (MOFT) [microns]		Máxima pressão de contato [Pa]	
		Referência	Simulado	Referência	Simulado	Referência	Simulado
1	210 -230	52,087	63,432	4,048	3,743	908110	1716790
2	220 -240	52,087	56,396	4,048	3,782	908110	1587140
3	225 -245	52,087	44,138	4,048	3,989	908110	1030980
4	230 -250	52,087	47,641	4,048	4,043	908110	917116
5	235 -255	52,087	50,210	4,048	4,228	908110	603718
6	240 -260	52,087	51,248	4,048	4,206	908110	636177

Tabela 4.2: Tabela com os resultados consolidados para a variação da posição da descontinuidade.

Os resultados obtidos para as simulações são apresentados graficamente na Seção A.2 do Apêndice A. A partir destes resultados, construiu-se a Tabela 4.2 com os valores de máxima pressão de filme de óleo (POFP), mínima espessura de filme de óleo (MOFT) e pressão de contato para cada simulação.

Analisando os resultados, para a máxima pressão no filme de óleo (POFP), tem-se novamente uma redução de aproximadamente 15%, para a posição de 225° – 245°, não havendo ao mesmo tempo, alterações significativas na mínima espessura de filme de óleo (MOFT), apenas 1,5% para esta mesma posição. Já para a pressão de contato, tem-se uma redução um pouco menor do que para o caso da variação da altura, havendo uma redução de 33,51% para a posição de 235° – 255°.

4.3.3 Variação da pressão de suprimento de óleo

Para esta seqüência de simulações, variou-se a pressão de suprimento de óleo e manteve-se a posição do furo de injeção fixa em 230°, seguindo convenção da Figura 4.1. Para as simulações envolvendo a injeção de óleo, a descontinuidade foi retirada, ou seja, com altura igual a zero, pois desta maneira avalia-se somente o efeito da injeção de lubrificante. Os valores utilizados para a simulação são os apresentados na Tabela A.3 do Apêndice A.

Os resultados obtidos para as simulações são apresentados graficamente na Seção A.3 do Apêndice A. A partir destes resultados, construiu-se a Tabela 4.3 com os valores de máxima pressão de filme de óleo (POFP), mínima espessura de filme de óleo (MOFT) e pressão de contato para cada simulação.

Simulação n°	Pressão [bar]	Máxima pressão de filme de óleo (POFP) [MPa]		Mínima espessura de filme de óleo (MOFT) [microns]		Máxima pressão de contato [Pa]	
		Referência	Simulado	Referência	Simulado	Referência	Simulado
1	1	52,087	53,983	4,048	4,089	908110	827686
2	5	52,087	53,897	4,048	4,093	908110	821944
3	10	52,087	53,783	4,048	4,096	908110	815817
4	15	52,087	53,670	4,048	4,100	908110	809133
5	20	52,087	53,574	4,048	4,104	908110	801875
6	40	52,087	53,140	4,048	4,118	908110	777173

Tabela 4.3: Tabela com os resultados consolidados para a variação da pressão de injeção de óleo.

Para a variação da pressão de injeção, não houve grandes alterações na pressão máxima de filme de óleo (POFP) e na espessura mínima de filme de óleo (MOFT), verificando-se respectivamente, um aumento máximo de 3,64% para a pressão de 1 *bar* e 1,73% para a pressão de 40 *bar*. Já para a pressão de contato o resultado é um pouco mais satisfatório, havendo uma redução de 14,41%.

4.3.4 Variação da posição do orifício de injeção de óleo

Para esta seqüência de simulações, manteve-se a pressão de suprimento de óleo em 5 *bar* e variou-se a posição do furo de injeção. Analogamente ao caso anterior, esta simulação também não considerou a descontinuidade. Os valores utilizados para a simulação são os apresentados na Tabela A.4 do Apêndice A.

Simulação n°	Ângulo [°]	Máxima pressão de filme de óleo (POFP) [MPa]		Mínima espessura de filme de óleo (MOFT) [microns]		Máxima pressão de contato [Pa]	
		Referência	Simulado	Referência	Simulado	Referência	Simulado
1	210	52,087	56,417	4,048	3,987	908110	1036290
2	220	52,087	54,410	4,048	4,074	908110	856892
3	225	52,087	54,188	4,048	4,081	908110	844258
4	230	52,087	53,897	4,048	4,093	908110	821944
5	235	52,087	53,673	4,048	4,103	908110	803418
6	240	52,087	53,502	4,048	4,111	908110	788254

Tabela 4.4: Tabela com os resultados consolidados para a variação da posição da injeção de óleo.

Os resultados obtidos para as simulações são apresentados graficamente na Seção A.4 do

Apêndice A. A partir destes resultados, construiu-se a Tabela 4.4 com os valores de máxima pressão de filme de óleo (POFP), mínima espessura de filme de óleo (MOFT) e pressão de contato para cada simulação.

Para a posição de injeção de fluido, o comportamento é parecido com os resultados da pressão de injeção. Há uma variação de 8,31% da pressão máxima do filme de óleo (POFP) para a posição de 210°. Para a espessura mínima de filme de óleo (MOFT), tem-se uma redução de aproximadamente 1,5% para a posição de 240° e 1,55% de aumento para a posição de 210°. Com relação à pressão de contato, o comportamento também é parecido, aumento de 14,11% para a posição de 210° e uma redução de 13,2% para a posição de 240°.

4.3.5 Efeito do carregamento dinâmico

Nesta seção, refez-se a simulação anterior apenas modificando o tipo de carregamento. Para este caso, o carregamento é dinâmico conforme mostrado na Figura 4.6. A curva de carregamento dinâmico foi normalizada de maneira que, em seu ponto de máximo, o valor da força fosse igual a 13400 N , ou seja, a mesma força aplicada no caso de carregamento constante. Da mesma maneira, a força foi aplicada diretamente ao eixo, no sentido vertical (direção y), sob uma rotação constante de 5000 rpm . Para o mancal também foi utilizado injeção de óleo lubrificante com pressão de 5 bar e a posição do orifício de injeção de óleo a 60° da vertical.

Uma segunda simulação foi realizada, porém agora acrescentando-se uma descontinuidade ao alojamento do mancal. A descontinuidade escolhida foi aquela que gerou melhores resultados em termo da redução de pressão hidrodinâmica da Seção A.1, ou seja, altura de 4 μm e posição de 225° – 245°.

O intuito das simulações foi estudar o comportamento dos parâmetros do filme de óleo em relação ao carregamento, e ao mesmo tempo, a aplicação de carregamento dinâmico em mancais com descontinuidade na parede de seu alojamento.

Obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 4.7. Especificamente uma pressão máxima de filme de óleo (POFP) de 35,84 MPa , espessura mínima de filme de óleo (MOFT) de 5,604 μm e uma pressão de contato de 0,008 MPa para o caso do mancal sem desconti-

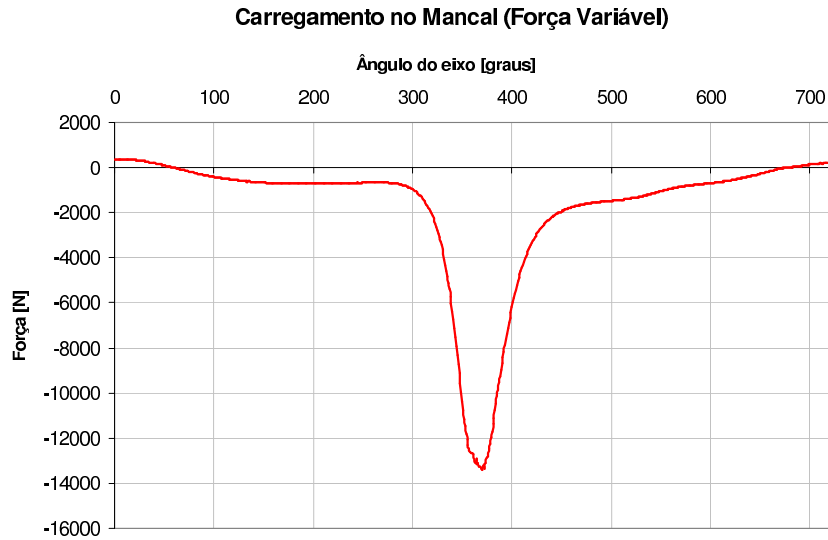


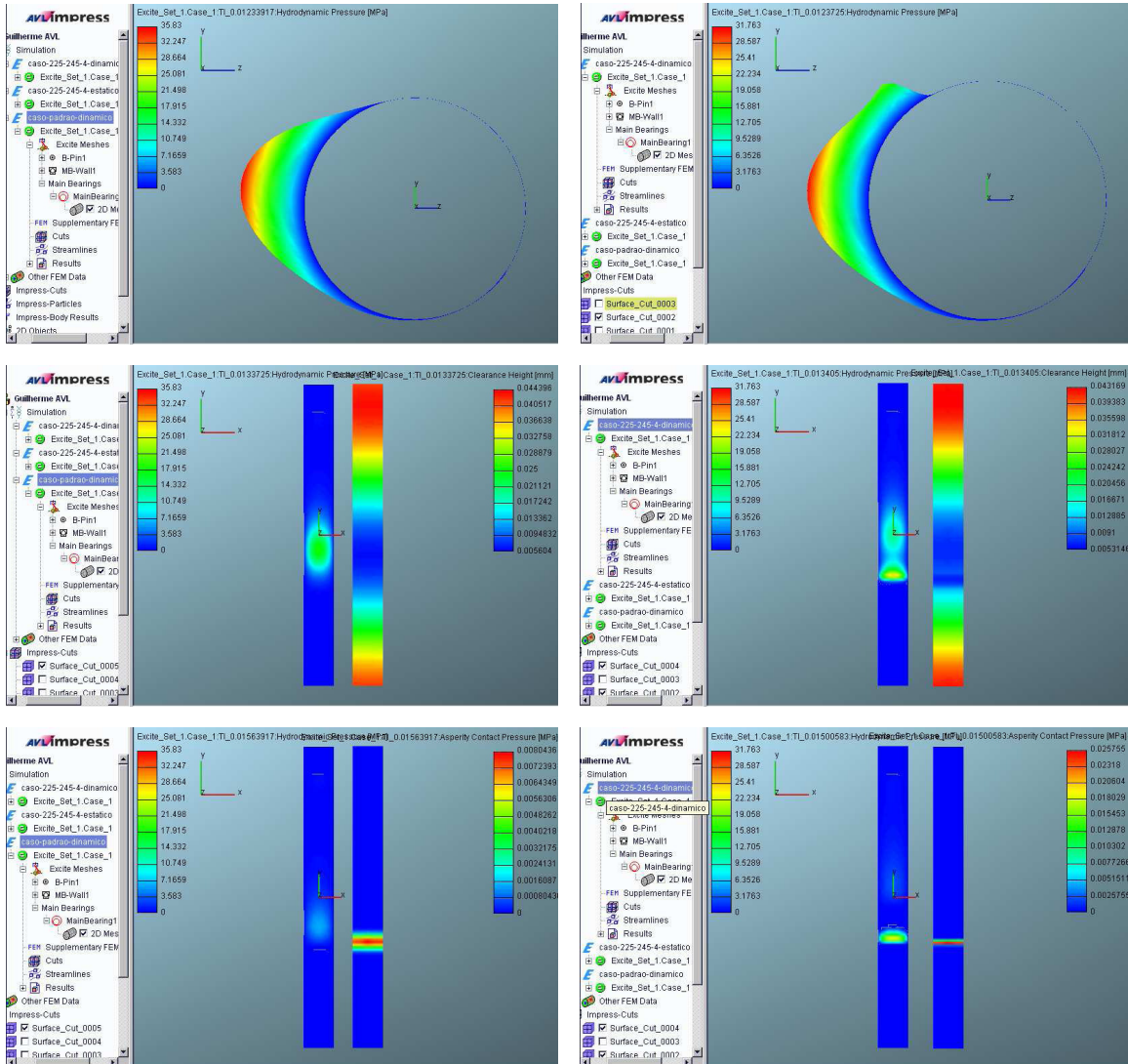
Figura 4.6: Curva de carregamento no eixo do mancal para força variável.

nidade na superfície. Para o caso do mancal com descontinuidade na superfície, obteve-se uma pressão máxima de filme de óleo (POFP) de $31,763 \text{ MPa}$, espessura mínima de filme de óleo (MOFT) de $5,31 \mu\text{m}$ e uma pressão de contato de $0,025575 \text{ MPa}$.

A partir dos resultados apresentados na Tabela 4.5, pode-se verificar que houve queda na pressão máxima de filme de óleo (POFP) e espessura mínima de filme de óleo da mesma ordem de grandeza, tanto para o caso dinâmico quanto para o caso estático, nas duas configurações de alojamento (com e sem descontinuidade na superfície). A pressão máxima de contato comportou-se diferente para os casos dinâmico e estático em cada tipo de configuração de alojamento. Pode-se dizer que o efeito da descontinuidade é de fato relevante, pois ao se aplicar o carregamento dinâmico, observou-se o mesmo comportamento de queda da máxima pressão de filme de óleo.

Já a partir dos resultados apresentados na Tabela 4.6 pode-se verificar que houve queda da mesma ordem de grandeza ($-31,21\%$ para o mancal sem descontinuidade e $-28,04\%$ para o mancal com descontinuidade), no valor da pressão máxima de filme de óleo (POFP). Para a espessura mínima de filme de óleo, houve um acréscimo também de mesma ordem de grandeza, $38,44\%$ para o mancal sem descontinuidade e $33,23\%$ para o mancal com descontinuidade. O mesmo comportamento repete-se para pressão máxima de contato.

Analisando-se os resultados, pode-se dizer que o tipo de carregamento, estático ou



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato sem descontinuidade.

(b) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato com descontinuidade.

Figura 4.7: Resultados da simulação em carregamento dinâmico.

dinâmico, não influenciou no comportamento em termos da queda pressão, provocado pela descontinuidade na superfície do alojamento. O que também se vê a partir destes resultados, é que a única diferença entre os resultados para os carregamentos estático e dinâmico é um deslocamento dos resultados finais para ambas configurações de alojamento.

	Dinâmico			Estático		
	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]
Sem descontinuidade	35,830	5,6040	8043,6	52,087	4,048	908110
Com descontinuidade	31,763	5,3146	25755,0	44,138	3,989	1030980
Redução	-11,35%	-5,16%	220,19%	-15,26%	-1,46%	13,53%

Tabela 4.5: Comparação de resultados entre as condições com descontinuidade e sem descontinuidade.

	Sem descontinuidade			Com descontinuidade		
	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]
Estático	52,087	4,048	908110,0	44,138	3,989	1030980
Dinâmico	35,830	5,604	8043,6	31,763	5,315	25755
Redução	-31,21%	38,44%	-99,11%	-28,04%	33,23%	-97,50%

Tabela 4.6: Comparação de resultados para os carregamentos dinâmico e estático.

4.3.6 Efeito da magnitude do carregamento

Nesta seção, refez-se a simulação anterior apenas modificando a magnitude do carregamento. Para este caso, o carregamento será dinâmico e possuirá valor máximo de 92848,50 N conforme mostrado na Figura 4.8. O valor máximo apresentado é correspondente ao carregamento real de um motor diesel. Por este motivo, este será chamado de carregamento nominal. Da mesma maneira, a força foi aplicada diretamente ao eixo, no sentido vertical (direção y), sob uma rotação constante de 5000 rpm . Para o mancal também foi utilizado injeção de óleo lubrificante com pressão de 5 bar e a posição do orifício de injeção de óleo a 60° da vertical.

Uma segunda simulação foi realizada, porém agora acrescentando-se uma descontinuidade ao alojamento do mancal e mantendo-se o carregamento nominal. A descontinuidade

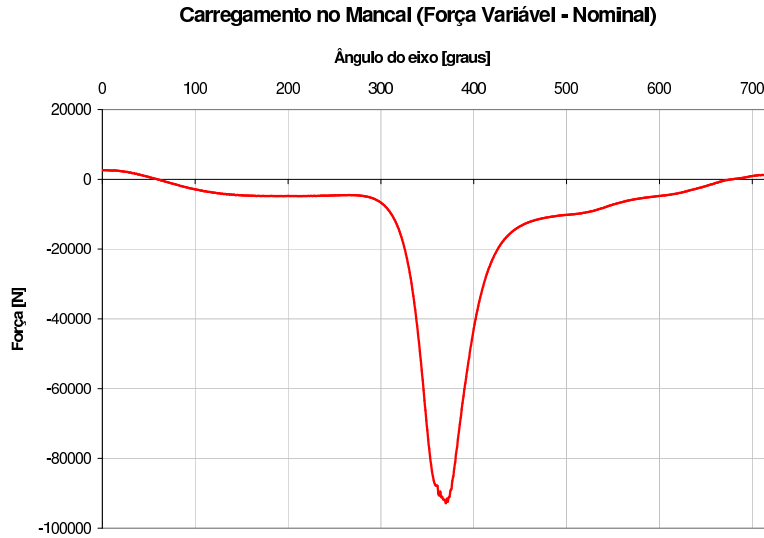


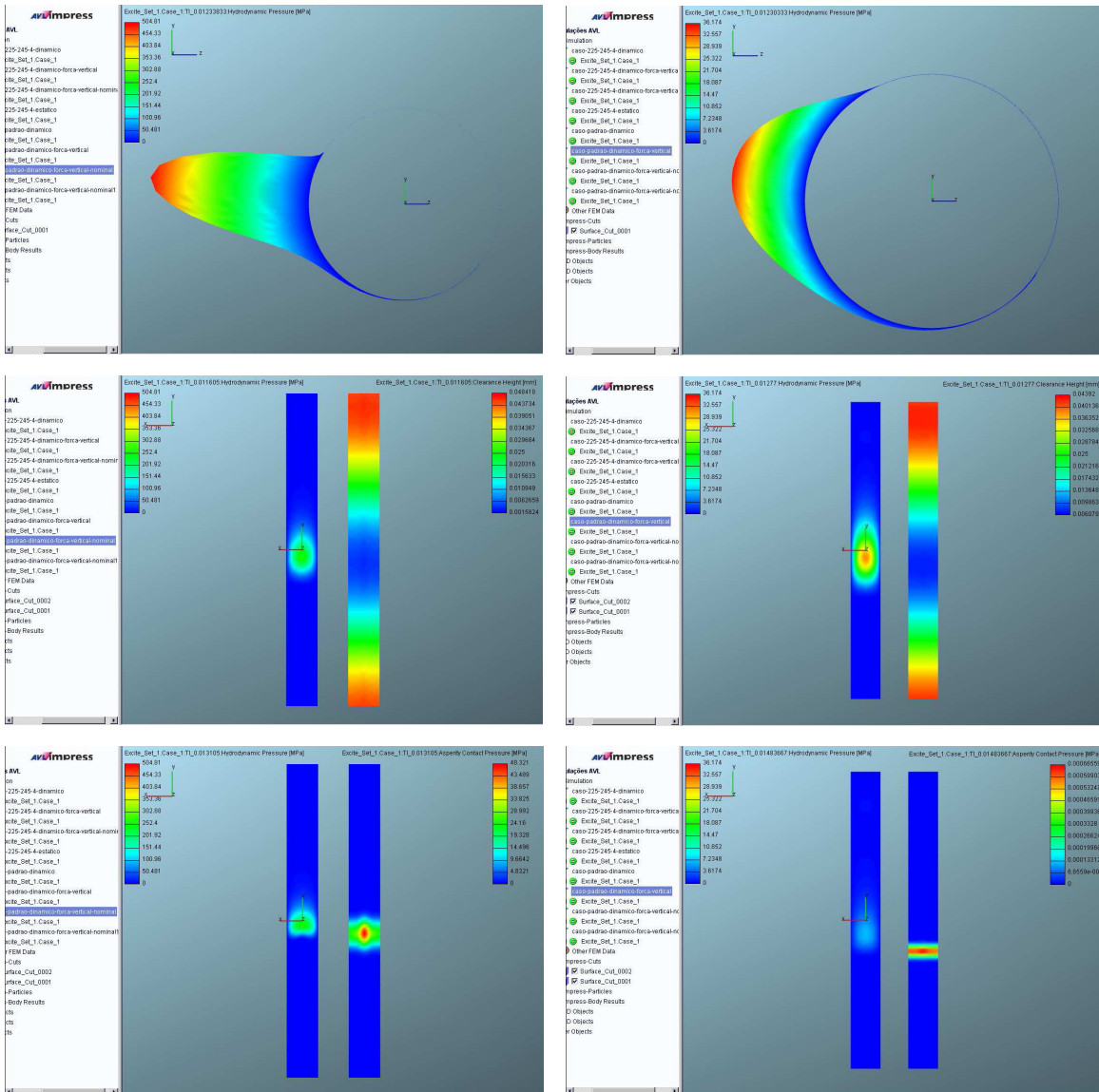
Figura 4.8: Curva de carregamento no eixo do mancal para força variável com magnitude nominal.

escolhida foi aquela que gerou melhores resultados em termo da redução de pressão hidrodinâmica da Seção A.1, ou seja, altura de $4 \mu m$ e posição de $225^\circ - 245^\circ$.

O intuito das simulações foi estudar o comportamento dos parâmetros do filme de óleo em relação a magnitude do carregamento dinâmico, e ao mesmo tempo, o comportamento de mancais com e sem descontinuidades para magnitudes de carregamentos hidrodinâmicos diferentes.

Obtiveram-se os resultados apresentados nas Figuras 4.9 e 4.10. Especificamente uma pressão máxima de filme de óleo (POFP) de $504,81 MPa$, espessura mínima de filme de óleo (MOFT) de $1,5824 \mu m$ e uma pressão de contato de $48321000 Pa$ para o caso do mancal sem descontinuidade na superfície. Para o caso do mancal com descontinuidade na superfície, obteve-se uma pressão máxima de filme de óleo (POFP) de $482,24 MPa$, espessura mínima de filme de óleo (MOFT) de $1,6082 \mu m$ e uma pressão de contato de $46816000 Pa$.

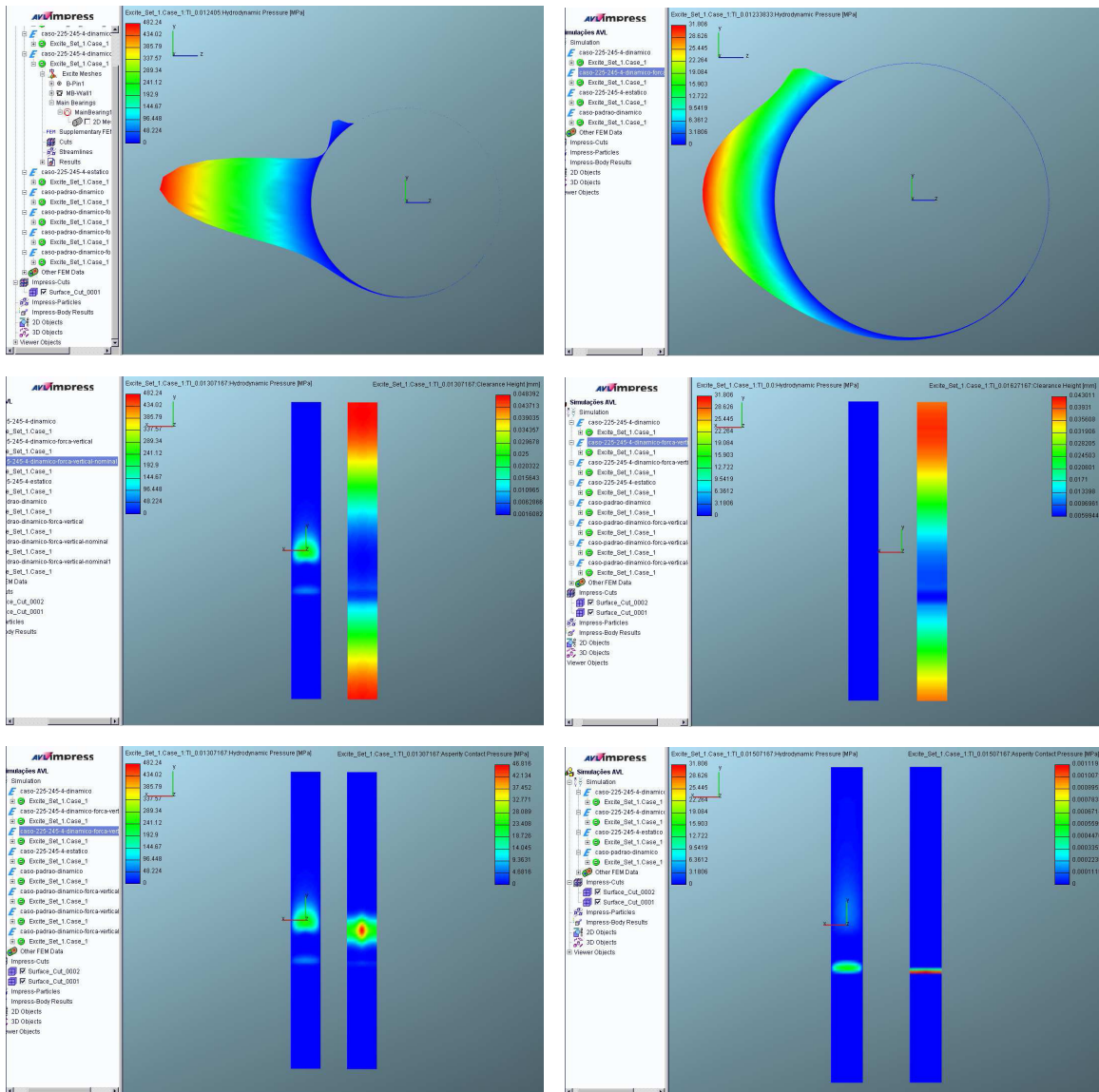
A partir dos resultados apresentados na Tabela 4.7, pode-se verificar que houve queda na pressão máxima de filme de óleo (POFP) para ambos os casos, carregamento normalizado e nominal, porém de ordem de grandeza diferentes. Já para a espessura mínima de filme de óleo e pressão máxima de contato o comportamento foi oposto. Pode-se dizer que o efeito da descontinuidade é de fato relevante, pois ao se aplicar o carregamento nominal observou-se o mesmo comportamento de queda da máxima pressão de filme de óleo, acrescido de um fator



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato. Carregamento nominal.

(b) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato. Carregamento normalizado.

Figura 4.9: Resultados da simulação em carregamento dinâmico sem descontinuidade no alojamento.



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato. Carregamento nominal.

(b) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato. Carregamento normalizado.

Figura 4.10: Resultados da simulação em carregamento dinâmico com descontinuidade no alojamento.

positivo desta vez, que foi o aumento da espessura mínima de filme de óleo e uma redução da pressão máxima de contato.

Já a partir dos resultados apresentados na Tabela 4.6 pode-se verificar que houve queda da mesma ordem de grandeza ($-92,83\%$ para o mancal sem descontinuidade e $-93,40\%$ para o mancal com descontinuidade) no valor da pressão máxima de filme de óleo (POFP). Para a espessura mínima de filme de óleo houve um acréscimo também de mesma ordem de grandeza, $284,16\%$ para o mancal sem descontinuidade e $272,74\%$ para o mancal com descontinuidade. O mesmo comportamento repete-se para pressão máxima de contato.

Analisando-se os resultados, pode-se dizer que, dependendo da magnitude do carregamento, o comportamento do filme de fluido pode ser diferente quando este é aplicado em mancais com descontinuidade no alojamento daqueles sem descontinuidade no alojamento. Para carregamentos com maiores magnitudes, há um efeito mais favorável para o filme de fluido. Nesse caso, verifica-se uma diminuição da pressão máxima do filme, enquanto, ao mesmo tempo, há um aumento da espessura máxima de filme de óleo, efeito este que não é encontrado em carregamentos com magnitudes inferiores.

Uma segunda análise que pode ser feita é que ao se passar do patamar de carregamento nominal para normalizado, há uma redução da pressão máxima do filme de óleo da mesma ordem de grandeza, tanto para um alojamento com descontinuidade quanto sem descontinuidade.

	Normalizado			Nominal		
	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]	POFP [Mpa]	MOFT [μm]	PACP [Pa]
Sem descontinuidade	36,174	6,0789	665,6	504,81	1,5824	48321000
Com descontinuidade	31,806	5,9944	1119,0	482,24	1,6082	46816000
Redução	-12,07%	-1,39%	68,12%	-4,47%	1,63%	-3,11%

Tabela 4.7: Comparação resultados entre as condições com descontinuidade e sem descontinuidade para carregamentos nominal e normalizado.

	Sem descontinuidade			Com descontinuidade		
	POFP [Mpa]	MOFT [μ m]	PACP [Pa]	POFP [Mpa]	MOFT [μ m]	PACP [Pa]
Nominal	504,810	1,5824	48321000,0	482,240	1,6082	46816000,0
Normalizado	36,174	6,0789	665,6	31,806	5,9944	1119,0
Redução	-92,83%	284,16%	-99,999%	-93,40%	272,74%	-99,998%

Tabela 4.8: Comparação resultados para carregamentos dinâmicos com magnitude nominal e normalizado.

Capítulo 5

Discussões e Conclusões Finais

Para cada objetivo, Mancais Ativos, Atuadores e Simulação AVL, será feita a apresentação dos principais resultados obtidos, seguida de uma discussão e conclusão sobre cada objetivo específico.

5.1 Mancais Ativos

A partir do estudo realizado, pode-se verificar que há diversas tecnologias para o controle ativo de rotores. Porém, nenhuma delas possui aplicações em motores de combustão interna.

Os mancais híbridos possuem uma desvantagem em relação aos mancais segmentados. Possuem um problema de instabilidade resultante do desenvolvimento de forças de acoplamento cruzadas no filme de fluido lubrificante. Este problema também é presente nos mancais hidrodinâmicos comuns. Outra desvantagem de mancais híbridos é o fato de atuarem em altas pressões de injeção de lubrificante. Há então a necessidade de bombas de óleo lubrificante de alta capacidade e em alta pressão, que por sua vez ocupariam grandes espaços no compartimento motor além de demandarem elevada energia. Para o caso de sapatas articuladas, pode-se fazer a injeção de óleo em regiões de baixa pressão não havendo a necessidade de pressões tão elevadas.

Já os mancais magnéticos não suportam grandes cargas. Para que pudessem suportar a carga gerada pela explosão do pistão, haveria a necessidade de utilizar mancais magnéticos muito grandes.

Dos mancais ativos estudados, aqueles que melhor se adaptariam em aplicações automotivas são o SFD (*Squeeze Film Damper*) e o mancal de sapatas articuladas. Para o caso específico dos mancais de sapatas articuladas, haveria a necessidade de uma pesquisa mais aprofundada sobre os materiais e geometrias das sapatas, pois teríamos carregamentos da ordem de $100000N$ em se tratando de motores de combustão interna. Também será necessário um aprofundamento no conhecimento dos efeitos da injeção de lubrificante contra o fluxo hidrodinâmico. Nesse caso, não há a necessidade de grandes pressões de injeção, podendo, o próprio sistema de lubrificação atual dos motores de combustão interna, fornecer a pressão necessária. Uma segunda maneira de solucionar os problemas de injeção de fluido em altas pressões é a utilização de um sistema de injeção de combustível para motores diesel. Estes sistemas promovem pressões da ordem de $300bar$, além de serem compactos e de fácil controle.

Os SFD poderiam ser utilizados em conjunto com os mancais de sapatas articuladas ou até mesmo com mancais tradicionais. Isso requer mais estudos, pois não foi encontrado na literatura este tipo de aplicação.

Em se tratando de mancais ativos em motores de combustão interna, a aplicação mais direta seria para mancais principais (suporte do virabrequim no bloco do motor), pois se compararmos com os mancais do olhal maior e do olhal menor, o espaço destinado é ainda mais restrito e o tipo de comportamento dinâmico mais complexo.

A Tabela 5.1 apresenta uma comparação qualitativa dos diversos tipos de mancais ativos encontrados na literatura, levando-se em conta suas características técnicas. Estas características foram avaliadas com base nos trabalhos encontrados na literatura.

5.2 Atuadores

Pode-se verificar que para altas frequências de atuação, os atuadores piezelétricos e magnetoestritivo são os mais indicados. Para tensão máxima de atuação, têm-se as ligas de memória de forma, os magnetoestritivos e os atuadores de expansão térmica. Para aquelas aplicações onde se necessita de alta densidade de potência, os piezelétricos, magnetoestritivos e hidráulicos são os mais apropriados. Em termos de eficiência, os piezelétricos e hidráulicos

Qualidades técnicas	Tipo de mancal	Mancais Hidrodinâmicos	Mancais Magnéticos	Mancais de sapatas	Mancais Híbridos	Mancais Squeeze film
Temperatura de trabalho		**	****	**	**	**
Vibração externa		***	#	#	****	#
Dimensões externas		***	**	**	**	***
Trabalho sob condições sujas		***	#	#	***	#
Custo de fabricação		**	*	*	*	*
Precisão de controle do mov. radial		***	***	****	****	****
Rigidez na direção radial		***	**	#	****	#
Capacidade de carga		****	**	***	***	****
Amortecimento na direção radial		**	#	#	****	****
Capacidade em baixas velocidades		**	***	***	****	**
Capacidade em altas velocidades		***	****	****	**	**
Geração de calor		**	****	**	**	**
Durabilidade		***	#	#	****	#
Manutenção		***	*	**	**	**
Potência consumida na partida		**	****	**	**	**
Potência consumida no regime		**	****	**	**	**
Ruído no regime		****	****	***	**	***
Regime de partida e parada freq.		**	****	**	****	**
Facilidade de projeto		*	*	*	**	***
Facilidade de fabricação		*	*	*	**	*
Suporte de carregamento alternado		**	*	***	**	***
Utilização de atuadores		n/a	**	**	**	**
Facilidade de controle		n/a	***	***	**	**
Estabilidade		**	**	****	**	**

*** Excelente ** Bom * Normal * Ruim # Não avaliado n/a Não se aplica

Tabela 5.1: Tabela qualitativa de comparação das diferentes tecnologias de mancais ativos

possuem uma ligeira vantagem sobre os atuadores magnetoestrutivo.

Para estas aplicações, os atuadores devem possuir alta frequência de atuação para poderem operar em toda a faixa de frequência a qual o motor está submetido. Deve possuir alta eficiência, pois um dos objetivos é reduzir o consumo de energia no sistema. Alta densidade de potência para ocupar pequenos espaços, atuar com grandes cargas e alta rigidez para não se deformarem quando receberem o carregamento proveniente da combustão.

A partir destes requisitos, pode-se afirmar que os atuadores magnetoestrutivos e piezométricos teriam melhores condições para serem aplicados na atuação em mancais ativos aplicados em motores de combustão interna, pois possuem altas frequência, deformação e tensões de atuação. Uma vantagem adicional dos atuadores magnetoestrutivos em relação ao piezométricos é que estes operam através de campo magnético, ou seja, não há ligação física entre as partes móvel e a fixa. Porém, ao mesmo tempo, esta característica se torna uma desvantagem, pois o controle do seu campo magnético é de extrema complexidade.

5.3 Simulação AVL

Para melhor visualizar o comportamento dos parâmetros pressão máxima de filme de óleo (POFP), espessura mínima de filme de óleo (MOFT) e pressão de contato (PACP) em relação às variações da altura e posição da descontinuidade, assim como a pressão e posição de injeção de óleo, construíram-se os gráficos da Figura 5.1.

A partir da Figura 5.1, pode-se verificar que a influência da altura da descontinuidade é quadrática em relação aos parâmetros. Para a altura da descontinuidade não se observou melhora significativa dos parâmetros POFP, MOFT e PACP com o aumento dos mesmos. Tem-se a melhor condição para o POFP com a altura de $4\mu m$, porém o MOFT é desfavorável nesta condição. Mas quando comparamos percentualmente o ganho, vemos que o ganho no POFP é maior percentualmente do que a perda no MOFT, podendo-se considerar então esta configuração melhor do que o mancal de referência.

A posição da descontinuidade influencia os parâmetros com uma função cúbica, atingindo valores de POFP, MOFT e PACP melhores do que o mancal de referência, nas posições

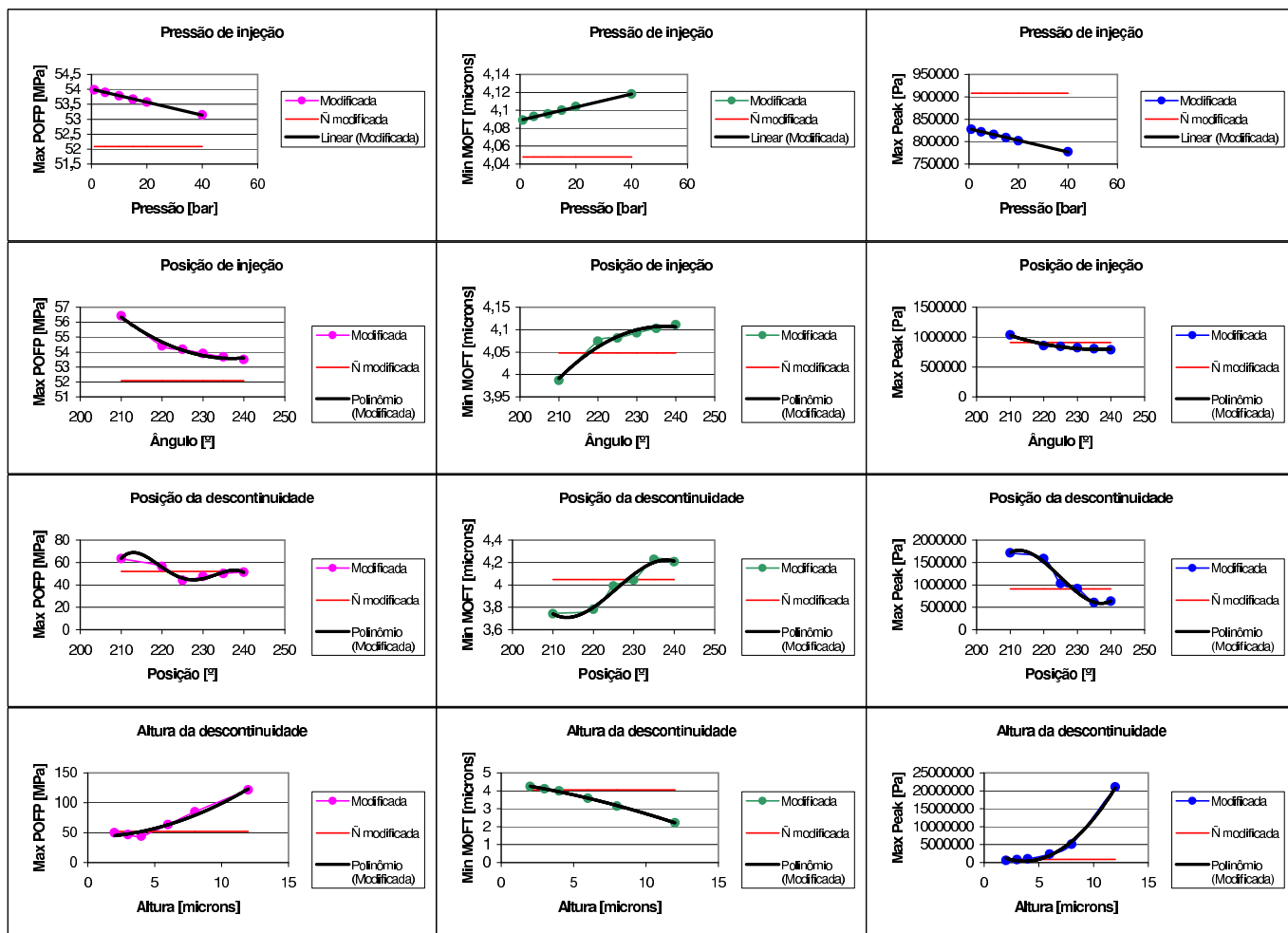


Figura 5.1: Comportamento dos parâmetros pressão máxima de filme de óleo (POFP), espessura mínima de filme de óleo (MOFT) e e pressão de contato em função da posição e altura da descontinuidade e a pressão e posição de injeção de óleo.

acima de 235° . Apesar destes valores serem melhores, percebe-se que há uma tendência de piora destes valores, para ângulos maiores do que 240° .

A partir da Figura 5.1 também pode-se verificar que o aumento da pressão de injeção de óleo na posição de 225° diminui, respectivamente, o POFP e PACP, aumentando o valor do MOFT. Porém, verifica-se que para o POFP, os valores obtidos são acima daquele obtido na simulação do mancal de referência. Talvez haja a necessidade de uma pressão de injeção de lubrificante ainda mais elevada para se ultrapassar o valor de $52,086MPa$. Verifica-se um comportamento linear dos parâmetros em relação à pressão de injeção de óleo, portanto para pressões ainda mais elevadas pode-se obter condições ótimas de operação pois teríamos POFP menores do que a referência e MOFT maiores do que a referência. Este fenômeno de melhora no desempenho de um mancal com a injeção de óleo também foi apresentada recentemente no trabalho de Estupian e Santos (2008), o autor mostrou que através da injeção de fluido lubrificante na folga radial é possível obter POFP mais baixos e ao mesmo tempo MOFT mais elevados, condição esta considerada idem para a operação de mancais de motores de combustão interna.

Para a posição de injeção de óleo, tem-se um comportamento quadrático, atingindo valores de MOFT e PACP melhores do que o mancal de referência para a posição acima da 220° , porém ainda com o POFP acima do valor do mancal de referência.

Todos os resultados apresentados acima foram gerados em uma configuração particular de carregamento. Por este motivo, resolveu-se fazer as simulações anteriores variando-se as condições de carregamento entre estático e dinâmico e em dois níveis de magnitude da força aplica ao eixo. Estas simulações mostraram que o tipo de carregamento, estático ou dinâmico, não influenciou no comportamento em termos da queda pressão, provocado pela descontinuidade na superfície do alojamento. O que também se observou a partir destes resultados é que a única diferença para os carregamentos estático e dinâmico é um deslocamento dos resultados finais para ambas configurações de alojamento.

Já para a magnitude do carregamento, o comportamento do filme de fluido pode ser diferente quando este é aplicado em mancais com descontinuidade no alojamento daqueles sem descontinuidade no alojamento. Para carregamentos com maiores magnitudes, há um efeito mais favorável para o filme de fluido, pois há uma diminuição da pressão máxima do

filme. Ao mesmo tempo, há um aumento da espessura máxima de filme de óleo, efeito este que não é encontrado em carregamentos com magnitudes inferiores.

A partir da visualização destas análises é possível afirmar que se pode alterar positivamente o comportamento do filme de óleo em um mancal de um motor de combustão interna, através do controle da descontinuidade e da injeção de lubrificante. Havendo uma maior influência da descontinuidade nos resultados obtidos, porém, podendo se chegar a resultados ainda melhores se aplicarmos pressões de injeção de fluido ainda maiores combinado com a descontinuidade no alojamento do mancal.

5.4 Discussões Finais

Os mancais ativos estudados neste trabalho talvez não tenham aplicação direta em motores de combustão interna, por possuírem dimensões não compatíveis com uma aplicação automotiva. Porém, com os conhecimentos adquiridos através do estudo destes tipos de mancais, aliados aos conhecimentos sobre lubrificação hidrodinâmica, é possível propor um novo conceito de mancal ativo como apresentado na Figura 5.2.

O mancal ativo proposto é composto de sensores, um alojamento rígido sobreposto de uma membrana flexível e um atuador. Os sensores captariam os sinais do comportamento do mancal, enviando estes sinais para um controlador. Este controlador processaria o sinal enviando uma resposta ao atuador de maneira que este deformasse a membrana flexível causando uma descontinuidade na superfície interna do alojamento. Esta descontinuidade portanto promoveria uma redução da máxima pressão, mantendo ou até mesmo aumentando a espessura mínima do filme de óleo, garantindo assim a lubrificação hidrodinâmica. Ao mesmo tempo reduziria o desgaste do mancal como foi constatado nas simulações apresentadas neste trabalho.

Este mancal pode ser considerado ativo, pois ao contrário de um perfilamento, no qual é realizado uma descontinuidade com geometria constante em uma região específica para todo o ciclo de funcionamento do motor, este mancal causaria a deformação no alojamento apenas no momento em que a pressão do filme de lubrificante fosse desfavorável, ou seja, POFP elevados e MOFT baixos. Além disso, pode-se posicionar diversos atuadores ao longo

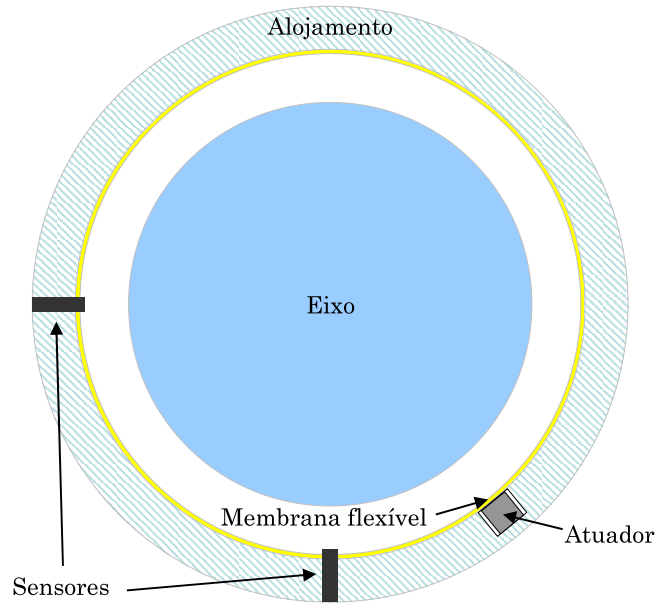


Figura 5.2: Proposta de mancal ativo.

da direção circunferencial do alojamento, de maneira que a deformação possuiria alturas e posições diferentes ao longo do ciclo de funcionamento do motor, obtendo assim sempre uma condição otimizada.

Apesar de não ter sido ilustrado na Figura 5.2, este mancal possuiria a injeção do fluido lubrificante, a qual poderia aliar-se às deformações no alojamento para atingir uma condição de POFP e MOFT ainda mais favorável para o mancal.

Os atuadores piezelétricos seriam os mais indicados para o mancal proposto, pois possuem a maioria das características exigidas para este tipo de aplicação específica. Além disso também podem servir como sensores.

Todas as considerações aqui abordadas não levaram em conta o balanço energético do sistema de controle ativo, ou seja, o controle ativo do mancal poderia demandar mais energia do que a energia recuperada deste controle. Este estudo pode ser um tema para pesquisas futuras. Além disso, também como sugestão de trabalhos futuros, pode-se através de códigos de otimização encontrar a configuração ótima em termos da descontinuidade do alojamento, sua posição, pressão de injeção e sua posição.

Referências Bibliográficas

- ABDULJABBAR, Z.; ELMADANY, M.; ALABDULWAHAB, A. Active vibration control of a flexible rotor. *Computers and Structures*, v. 58, n. 3, p. 499–511, 1996.
- ANDERSSON, B. *Vehicle tribology*. [S.l.]: Elsevier Tribology Series 18, 1991. 503-506 p. 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology.
- ANDRES, L. S.; CHILDS, D. Angled injection - hydrostatic bearings analysis and comparison to test results. *Journal of Tribology*, v. 119, n. 1, p. 179–187, 1997.
- AVL EXCITE. *AVL EXCITE Examples*. 6.1.1. ed. [S.l.], Janeiro 2005.
- AVL EXCITE. *AVL EXCITE Primer*. 6.1.1. ed. [S.l.], Janeiro 2005.
- BECKER, E. P. Trends in tribological materials and engine technology. *Tribology International*, v. 37, n. 7, p. 569–575, 2004.
- BENTLY, D. E. *Back to Basics - Why Magnetic Bearings Have Problems*. 2003. Site internet - The Bearing News/October.
- BHUSHAN, B. *Modern Tribology Handbook*. [S.l.]: CRC Press, 2001. ISBN 0-8493-8403-6.
- DUARTE, D. *Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento*. 1º. ed. [S.l.]: Ciência Moderna, 2005. ISBN 85-7393-328-3.
- DYNAMICS, M. M. *Amplified Piezoelectric Actuators [on line]*. Janeiro 2005. Disponível em: <http://www.micromega-dynamics.com/piezo-products.htm> Acesso em: 02 abril 2008.
- ENERGEN, I. P. M. S. *Magnetostrictive actuators [on line]*. 650 Suffolk Street, Lowell, MA 01854 USA: [s.n.], 2008. Disponível em: <http://www.energeninc.com/actuators.html> Acesso em: 03 abril 2008.
- ESTUPIAN, E. A.; SANTOS, I. F. Feasibility of applying controllable lubrication to the main bearing of reciprocating engines. *Proceedings of ISMA*, p. 2015–2028, 2008.
- HAMROCK, B. J. *Fundamentals of fluid film lubrication*. [S.l.]: Marcel Dekker, 2004. ISBN 0-82475371-2.
- HUBER, J. E.; FLECK, N. A.; ASHBY, M. F. The selection of mechanical actuators based on performance indices. In: *Proceedings of the Royal Society of London, Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. [S.l.: s.n.], 1997. v. 453, p. 2185–2205.

- INFOLYTICA, C. *2D Case study (static problems-rotational geometry) moving-coil transducer [on line]*. 2005. Disponível em: <http://www.infolytica.qc.ca/en/markets/appspec/cstudies/Moving20coil20transducer-2Dcs.pdf> Acesso em: 03 abril 2008.
- JANOCHA, H. *Actuators - Basics and Applications*. [S.l.]: Springer, 2004. ISBN 3-540-61564-4.
- JURGEN, R. K. *Actuators*. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers SAE, 1998.
- KASARDA, M. Overview of active magnetic bearing technology and applications. *Shock and Vibration Digest*, v. 32, n. 2, p. 91–99, 2000.
- MOON, S.-J. et al. Structural vibration control using linear magnetostrictive actuators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 302, n. 4-5, p. 875–891, 2007.
- NICOLETTI, R. *Mancais Segmentados com lubrificação Ativa - Teoria, experimento e Aplicação*. Tese (Doutorado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 2003.
- NUNNEY, M. J. *Automotive technology*. Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers SAE, 1998.
- PIETRA, L. D.; ADILETTA, G. The squeeze film damper over four decades of investigations. part i: Characteristics and operating features. *Shock and Vibration Digest*, v. 34, n. 1, p. 3–26, 2002.
- PONS, J. L. *Emerging Actuators Technologies - A Micromechatronic Approach*. [S.l.]: Wiley, 2005. ISBN 0-470-09197-5.
- ROBOTS, S. of. *Actuators - Solenoids [on line]*. 2008. Disponível em: <http://www.societyofrobots.com/actuators-solenoids.shtml> Acesso em: 03 abril 2008.
- ROSTRA, V. *Thermally activated linear actuator [on line]*. 106 Enterprise Drive, Bristol CT - USA: [s.n.], 2005. Disponível em: <http://www.rostravernatherm.com/thermal-actuators.htm> Acesso em: 03 abril 2008.
- RUSSO, F. H. *Identificação das propriedades dinâmicas de mancais segmentados híbridos - Teoria e experimento*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas - SP, 1999.
- SANTOS, I. F.; WATANABE, F. Y. Feasibility of influencing the dynamic fluid film coefficients of a multirecess journal bearing by means of active hybrid lubrication. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 25, n. 2, p. 154–163, 2003.
- SCALABRIN, A. *Utilização de mancais segmentados com injeção eletrônica para controle de rotores - Teoria e experimento*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas - SP, 1999.

SIEGWART, R.; AESCHLIMANN, B.; BURDET, L. *Active magnetic bearings for high temperature smart aero engine [on line]*. 2008. Disponível em: <http://asl.epfl.ch/research/projects/MagneticBearings/MagneticBearing.php> Acesso em: 03 abril 2008.

SUZUMORI, K. New actuators and their applications from nano actuators to mega actuators. In: *Proceedings of the 2004 International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science, MHS2004; The Fourth Symposium 'Micro-NanoMechatronics for and Information-Based Society' The 21st Century*. [S.l.: s.n.], 2004. p. 15–21.

TAYLOR, C. M. Automobile engine tribology design considerations for efficiency and durability. *Wear*, v. 221, n. 1, p. 1–8, 1998.

TAYLOR, R. I.; COY, R. C. Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. [S.l.: s.n.], 1999. v. 214, n. 1/200, p. 1–15.

TUNG, S. C.; MCMILLAN, M. L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. *Tribology International*, v. 37, n. 7, p. 517–536, 2004.

ULBRICH, H. Comparison of different actuator concepts for applications in rotating machinery. *Int. J. of Rotating Machinery*, v. 1, n. 1, p. 61–71, 1994.

WATANABE, F. Y. *Lubrificação ativa aplicada a mancais híbridos radiais*. Tese (Doutorado) — Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 2003.

ZHUB, Z. et al. *Precision Movement Using Miniature Manipulator [on line]*. 2008. Disponível em: <http://itsrv112.soe.stevens-tech.edu/fileadmin/me/senior-design/2005/group07/sd/Project.htm> Acesso em: 02 abril 2008.

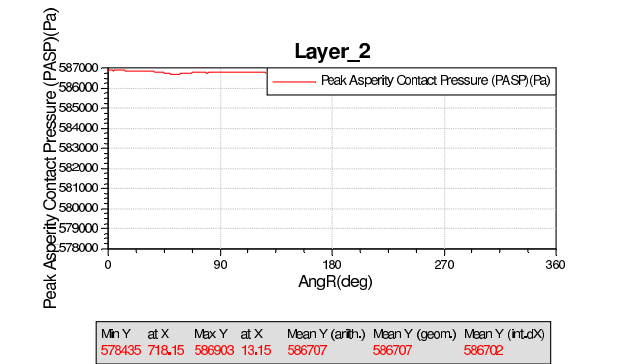
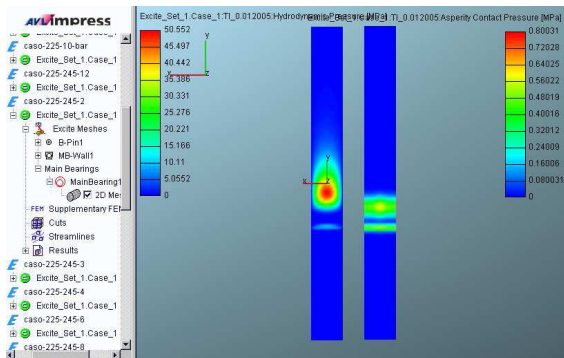
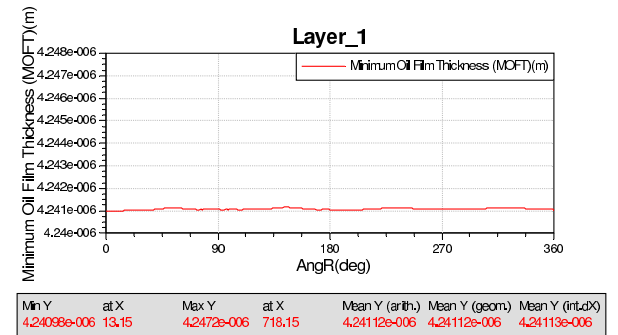
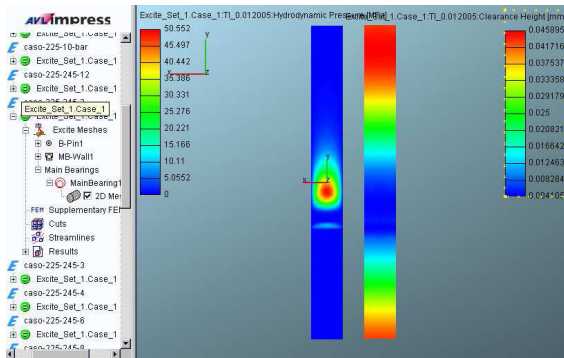
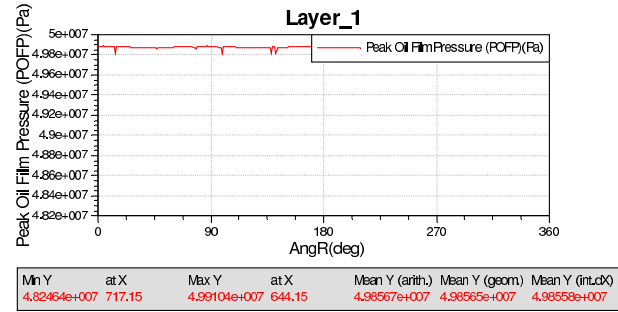
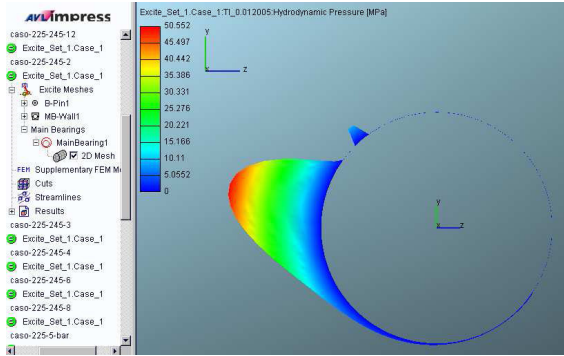
Apêndice A

Resultados da Simulação de Mancal no Software AVL Excite

A.1 Variação da altura da descontinuidade

Parâmetros das simulações					
Simulação n°	Altura da descontinuidade [μm]	Posição da descontinuidade [°]		Pressão de injeção de óleo [bar]	Posição de injeção de óleo [°]
		Início	Fim		
1	2	225	245	5	60
2	3	225	245	5	60
3	4	225	245	5	60
4	6	225	245	5	60
5	8	225	245	5	60
6	12	225	245	5	60

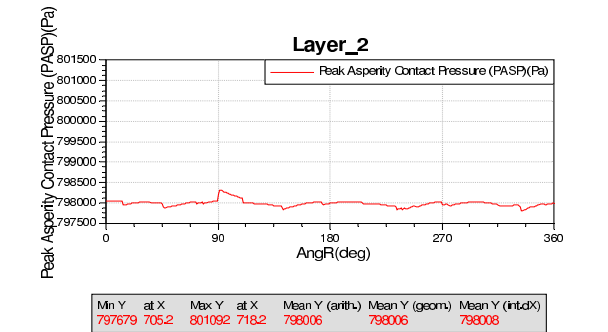
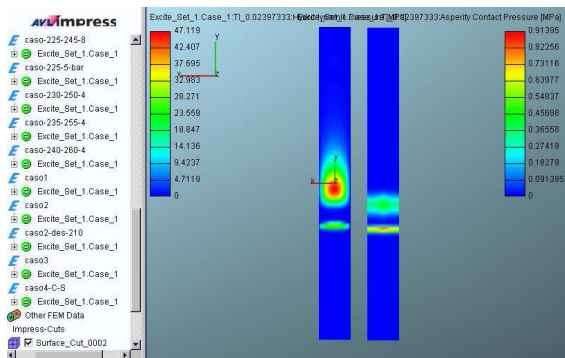
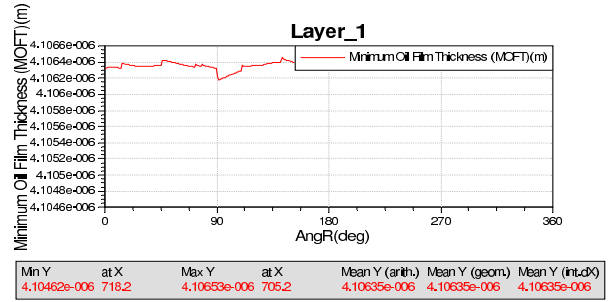
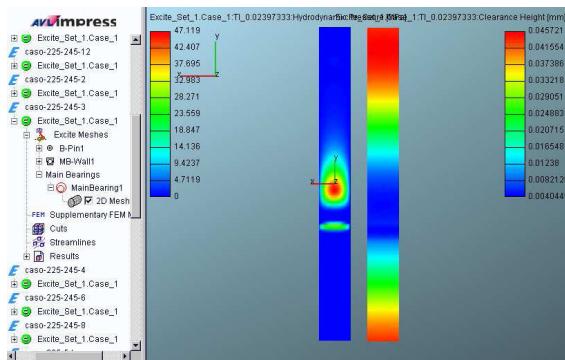
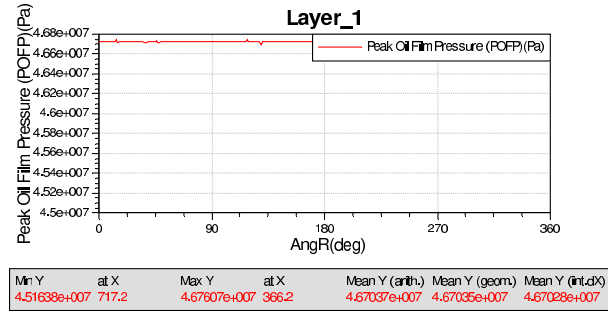
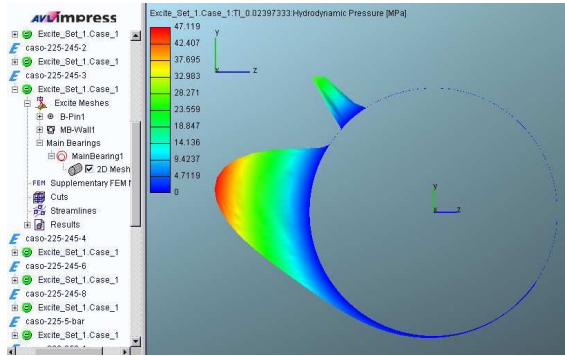
Tabela A.1: Parâmetros para a simulação da variação da altura da descontinuidade.



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

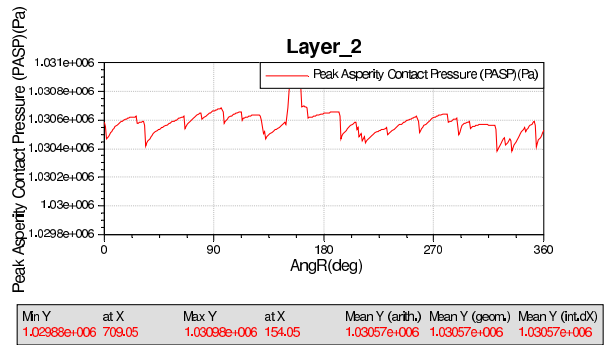
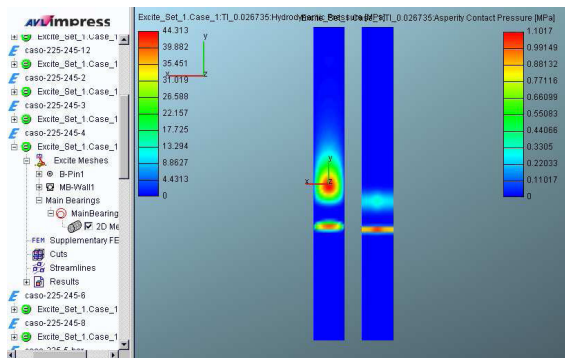
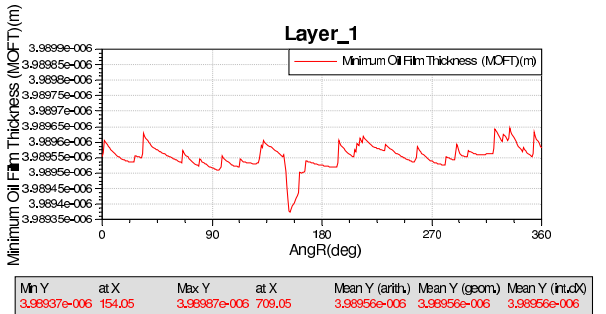
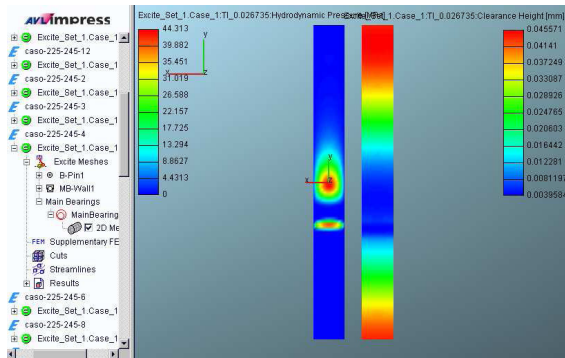
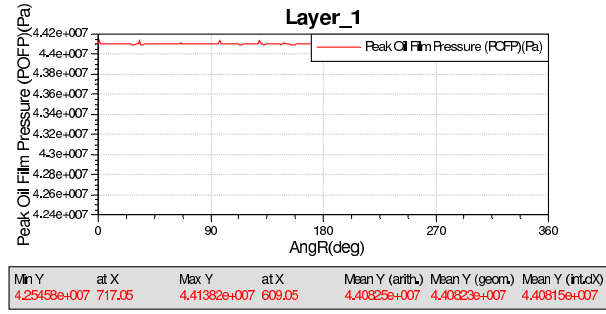
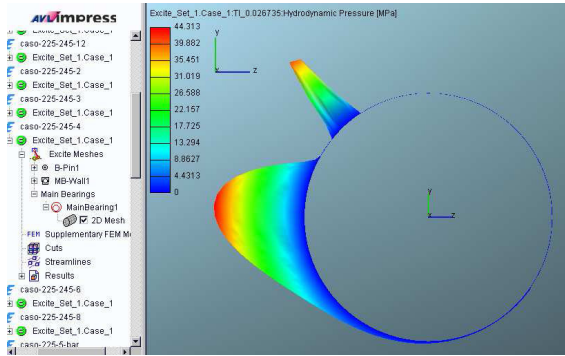
Figura A.1: Resultados da simulação 1 (altura de $2\mu m$).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

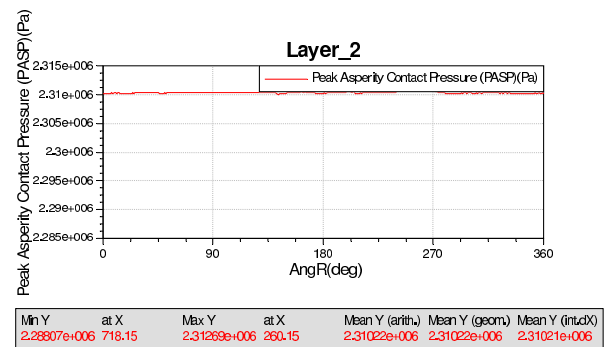
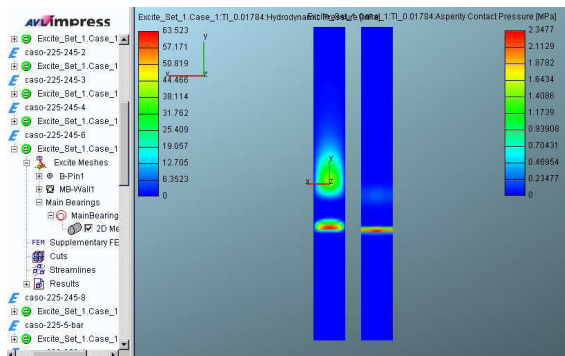
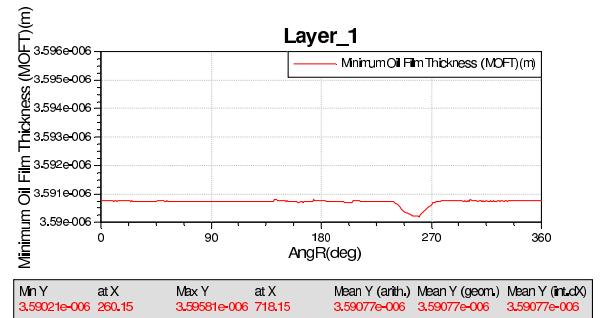
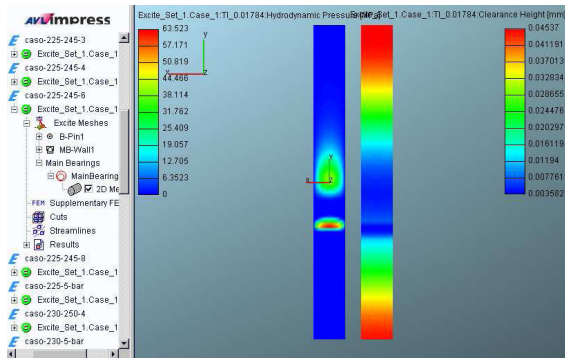
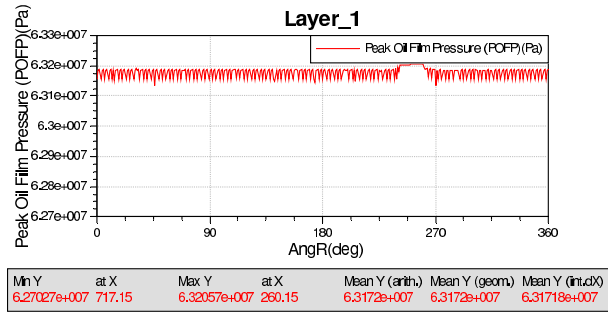
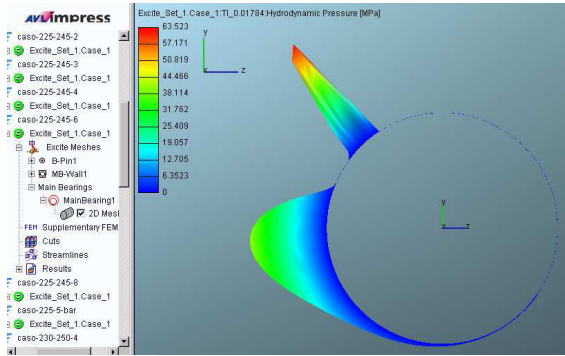
Figura A.2: Resultados da simulação 2 (altura de $3\mu m$).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

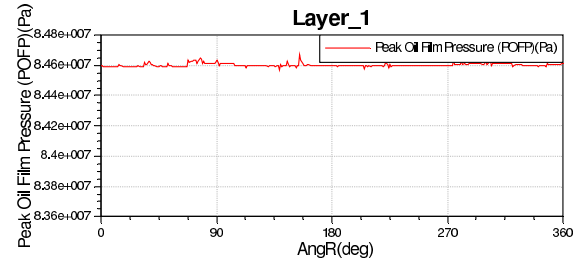
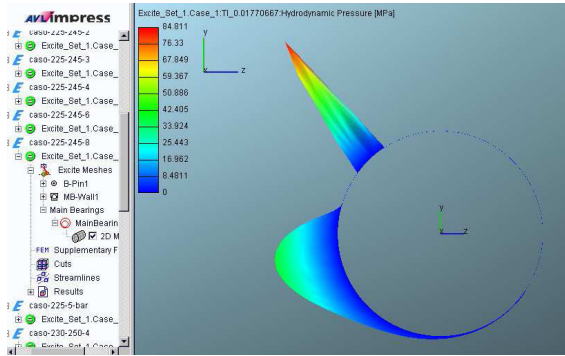
Figura A.3: Resultados da simulação 3 (altura de $4\mu m$).



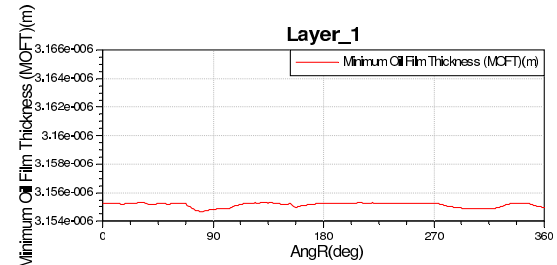
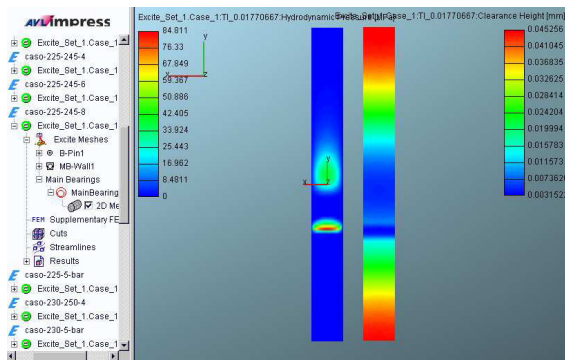
(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

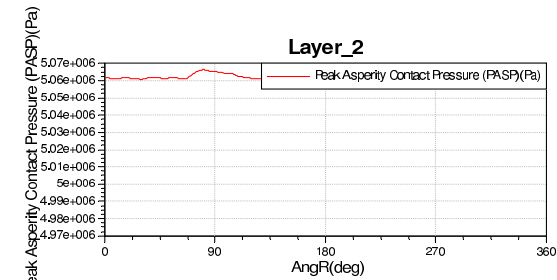
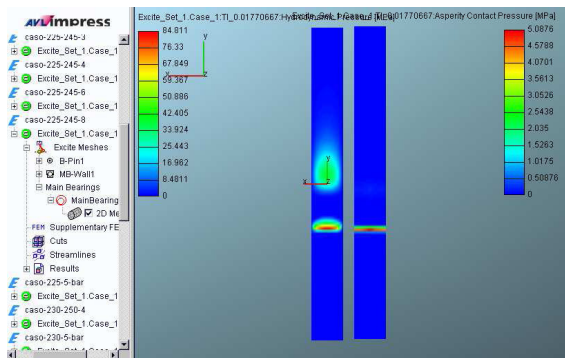
Figura A.4: Resultados da simulação 4 (altura de $6\mu m$).



Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
8.3667e+007	717.012	8.46721e+007	623.012	8.45918e+007	8.45917e+007	8.45917e+007



Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
3.15465e-006	81.075	3.16483e-006	718.012	3.15523e-006	3.15523e-006	3.15523e-006

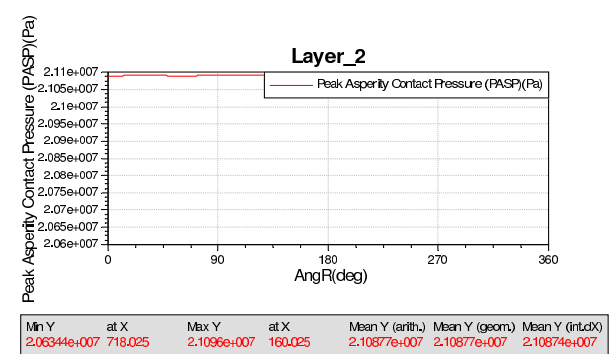
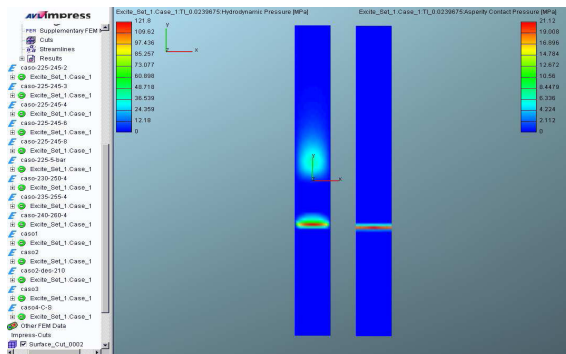
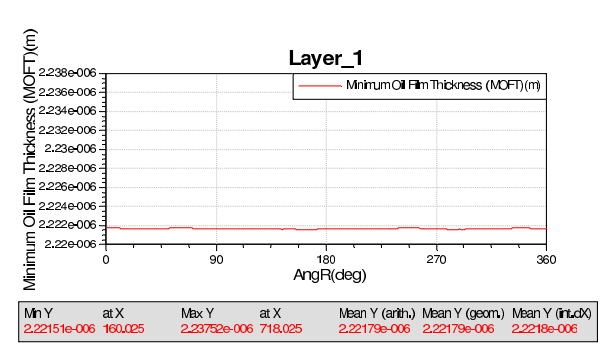
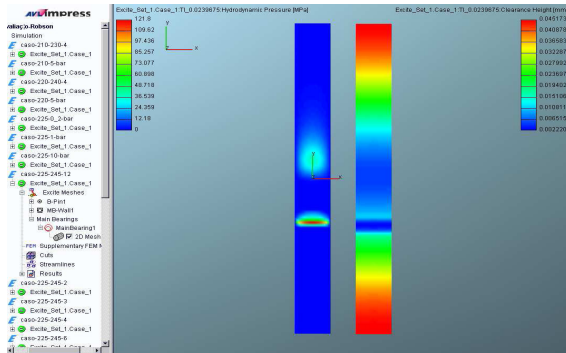
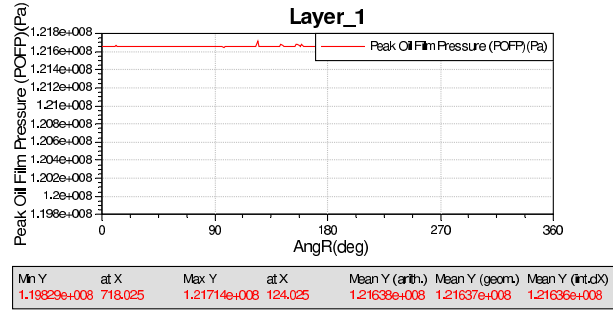
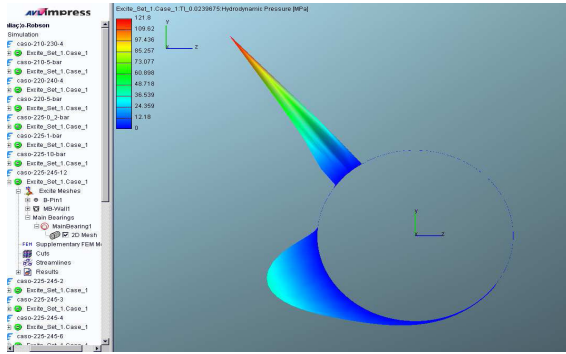


Min Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
4.97947e+006	718.012	5.06652e+006	81.075	5.06154e+006	5.06153e+006	5.06153e+006

(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

Figura A.5: Resultados da simulação 5 (altura de $8\mu m$).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

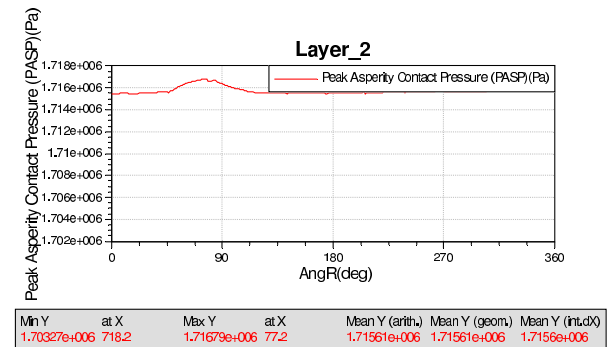
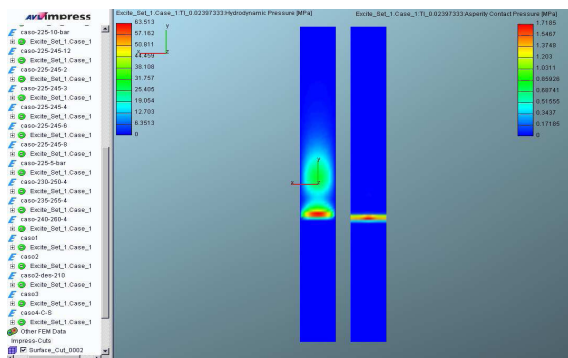
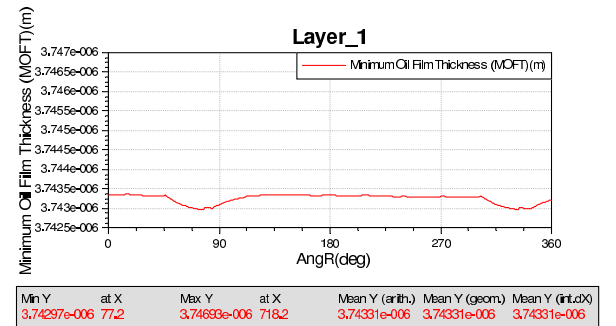
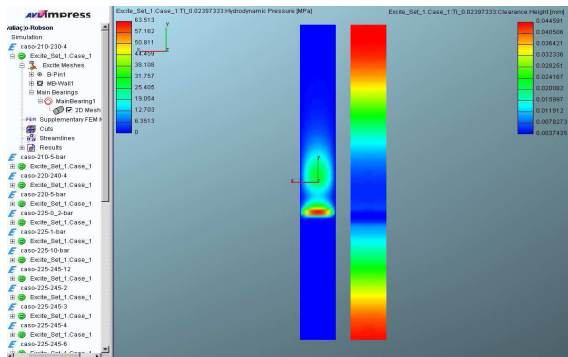
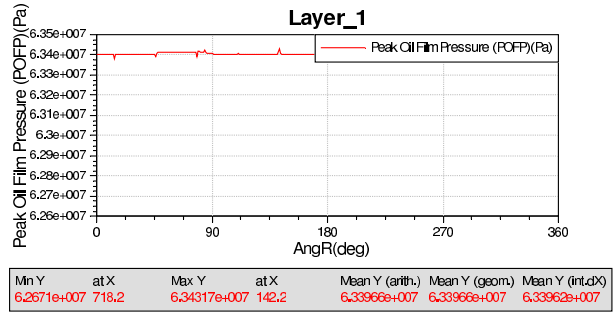
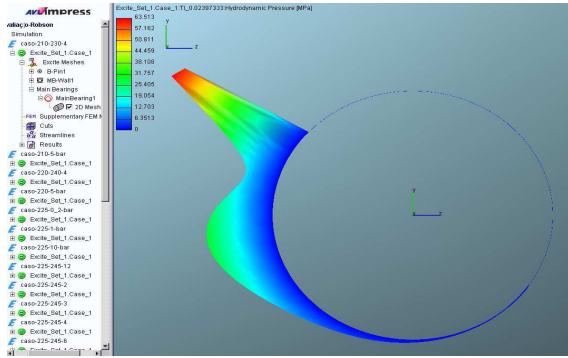
(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

Figura A.6: Resultados da simulação 6 (altura de $12\mu\text{m}$).

A.2 Variação da posição da descontinuidade

Parâmetros das simulações					
Simulação n°	Altura da descontinuidade [μm]	Posição da descontinuidade [°]		Pressão de injeção de óleo [bar]	Posição de injeção de óleo [°]
		Início	Fim		
1	4	210	230	5	60
2	4	220	240	5	60
3	4	225	245	5	60
4	4	230	250	5	60
5	4	235	255	5	60
6	4	240	260	5	60

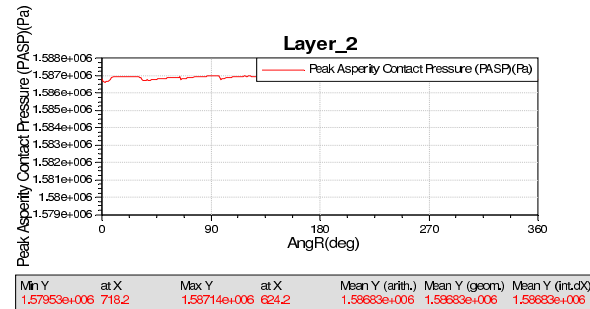
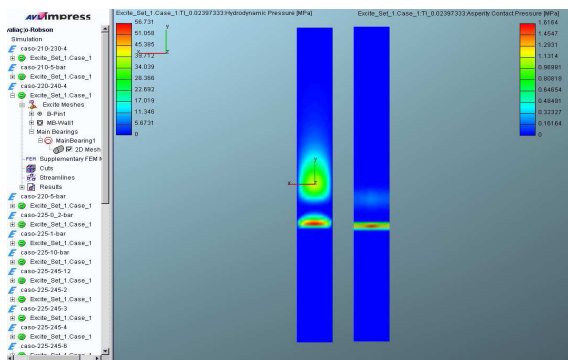
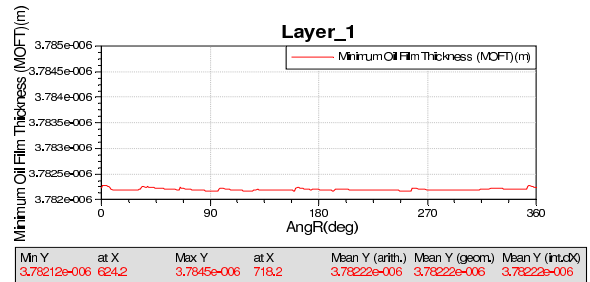
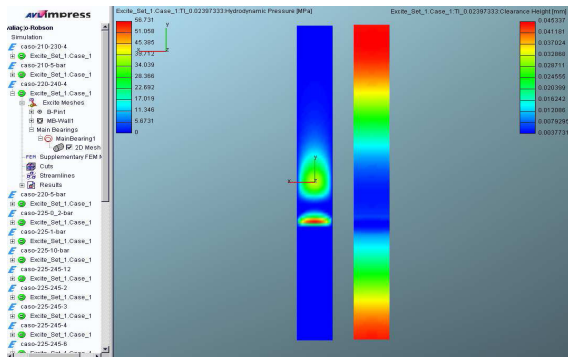
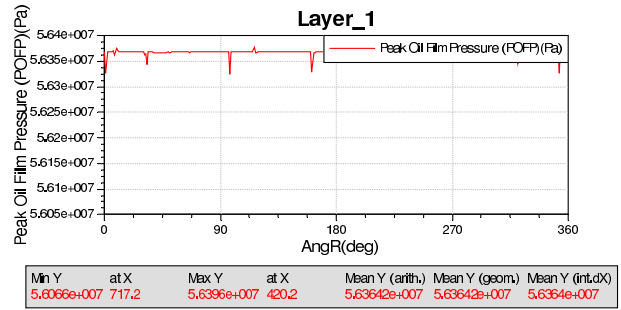
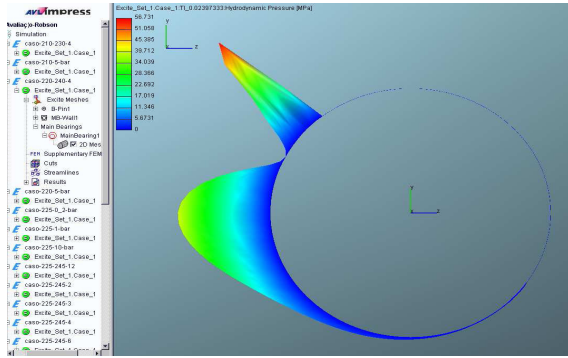
Tabela A.2: Parâmetros para a simulação da variação da posição da descontinuidade.



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

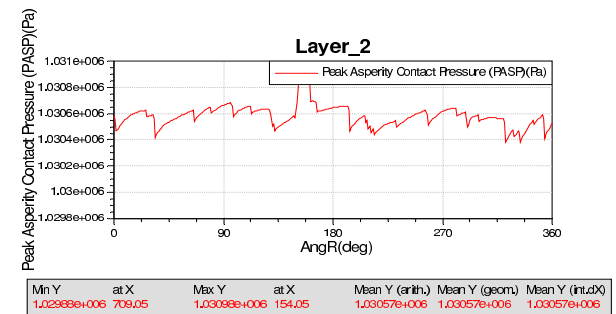
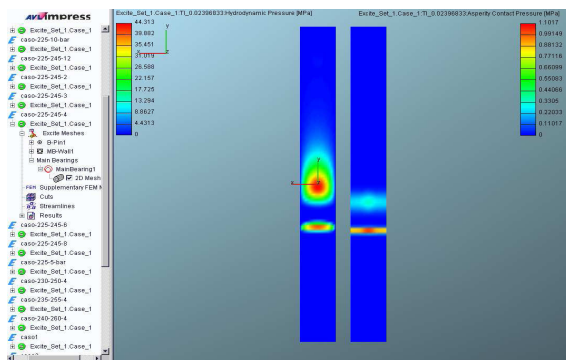
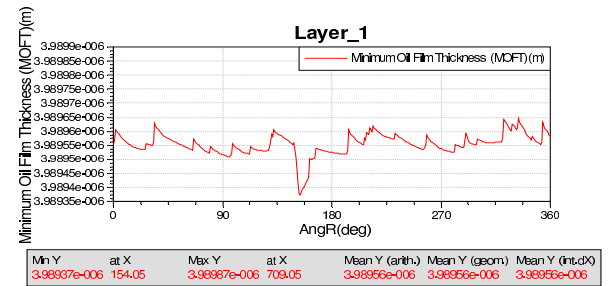
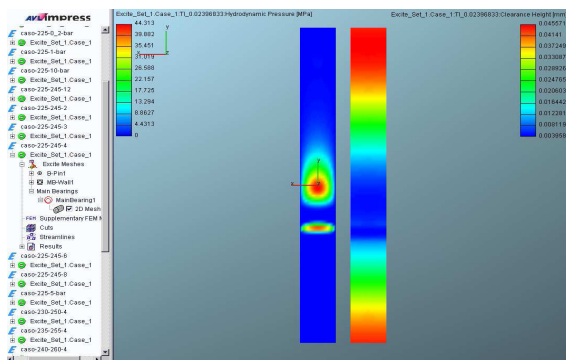
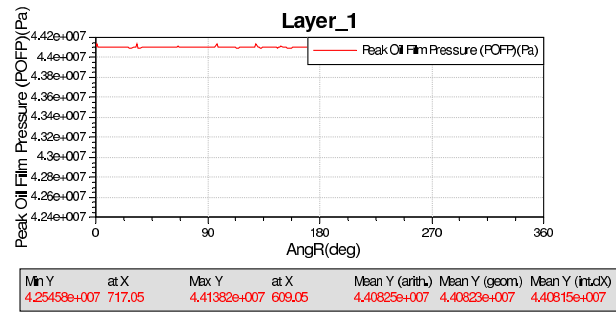
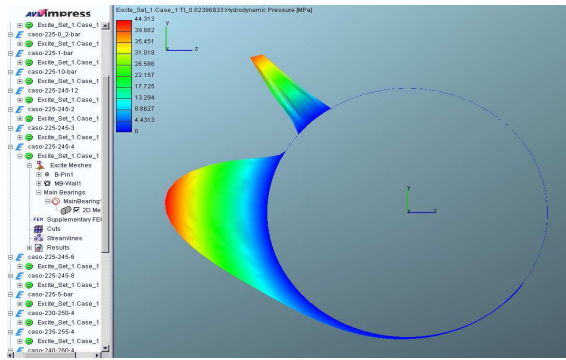
Figura A.7: Resultados da simulação 1 (posição da descontinuidade entre 210° – 230°)



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

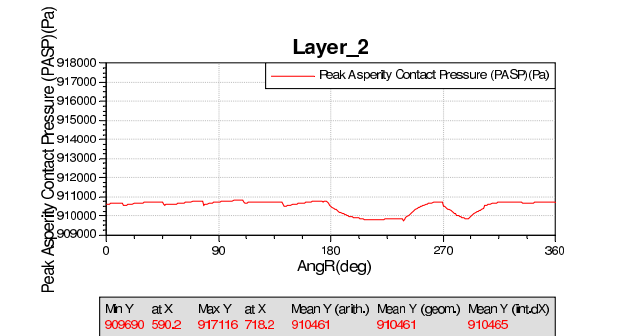
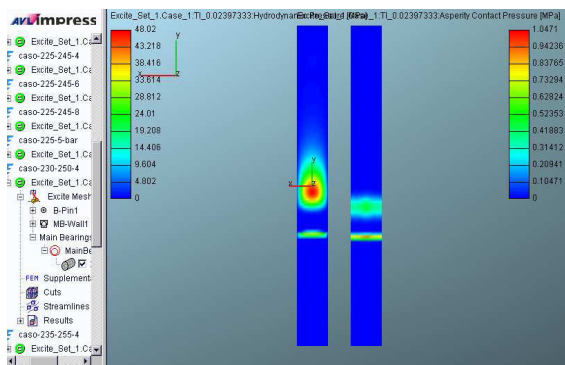
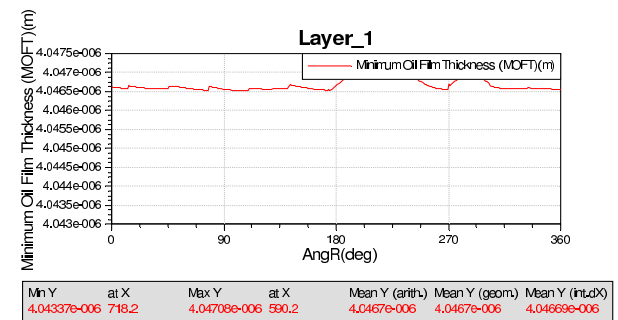
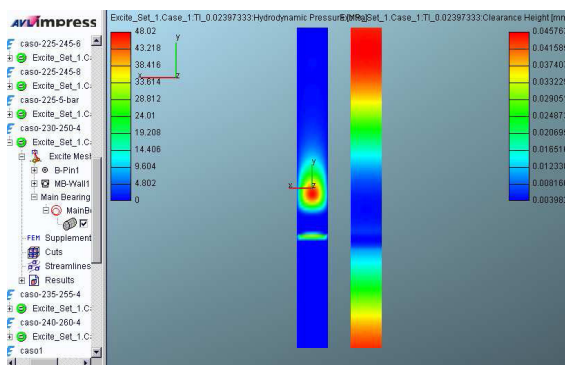
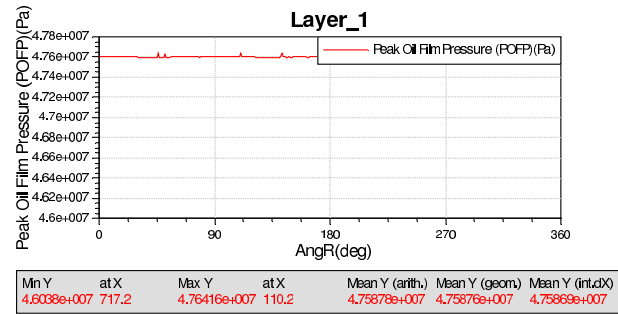
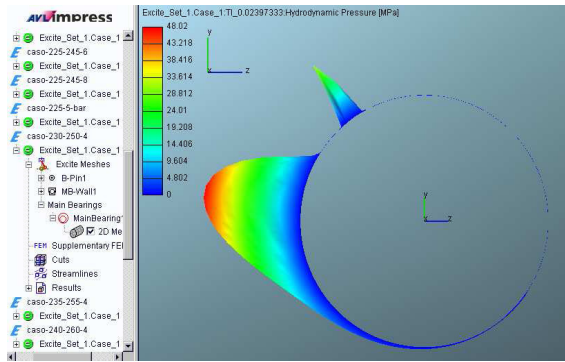
Figura A.8: Resultados da simulação 2 (posição da descontinuidade entre $220^\circ - 240^\circ$)



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

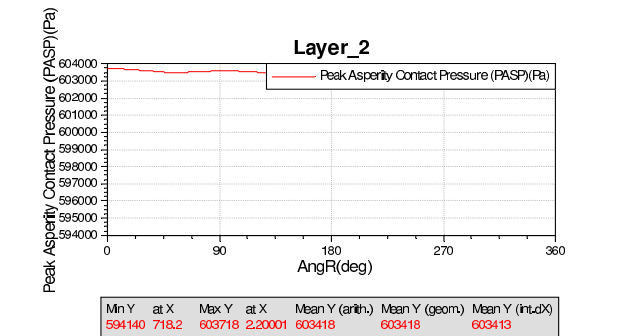
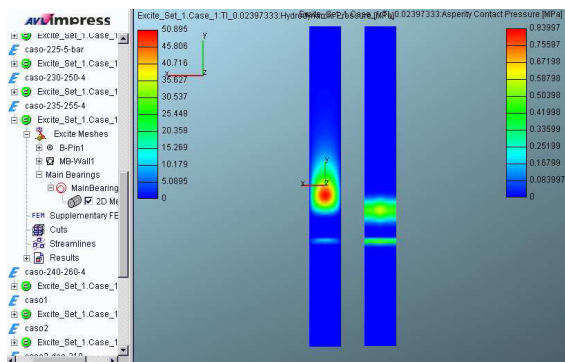
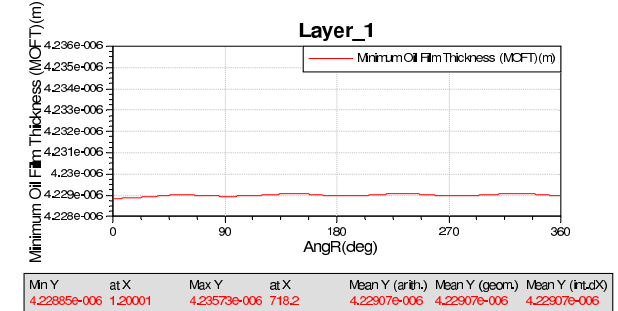
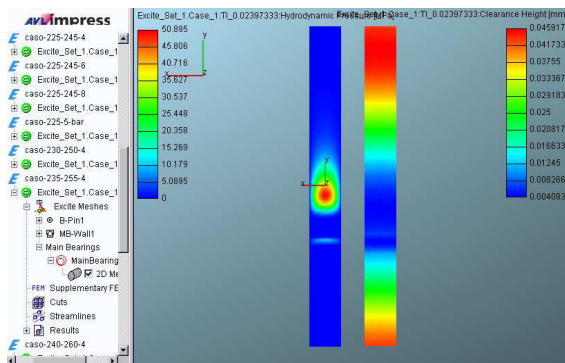
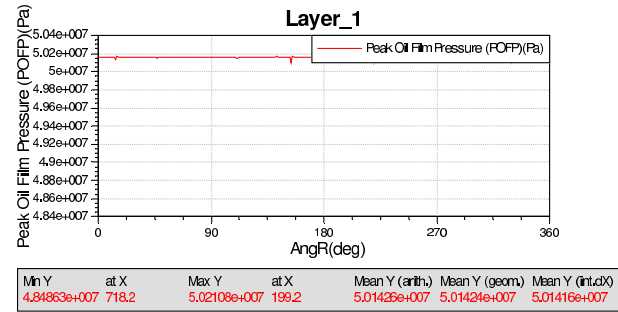
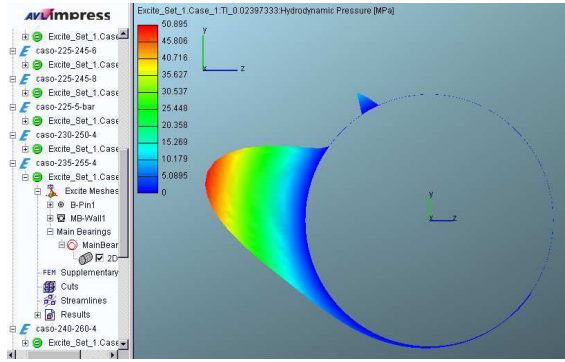
Figura A.9: Resultados da simulação 3 (posição da descontinuidade entre 225° – 245°)



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

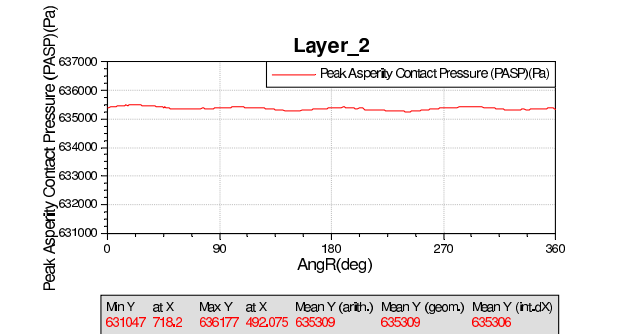
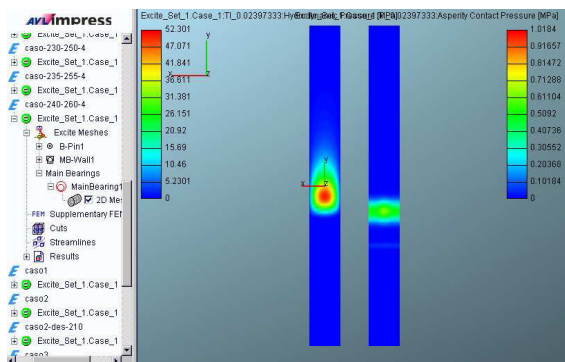
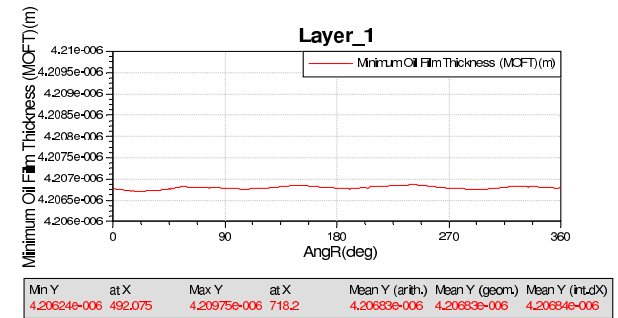
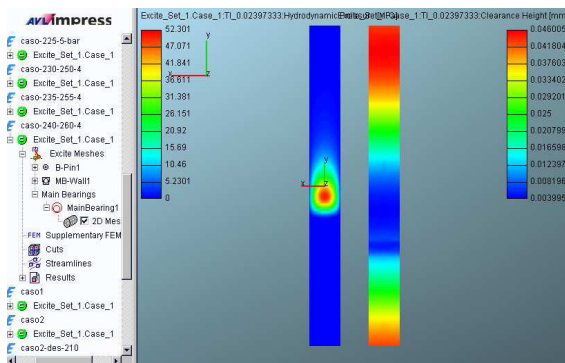
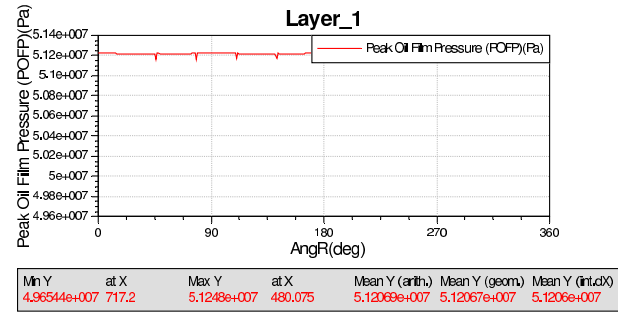
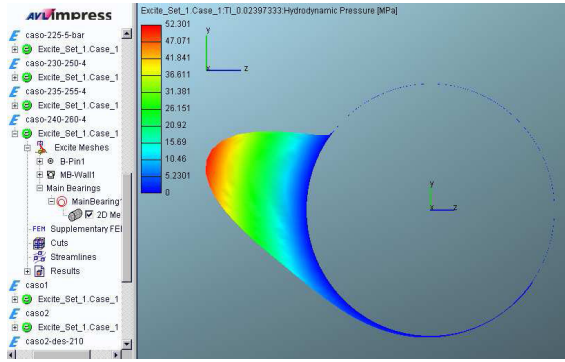
Figura A.10: Resultados da simulação 4 (posição da descontinuidade entre 230° – 250°)



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

Figura A.11: Resultados da simulação 5 (posição da descontinuidade entre 235° – 255°)



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

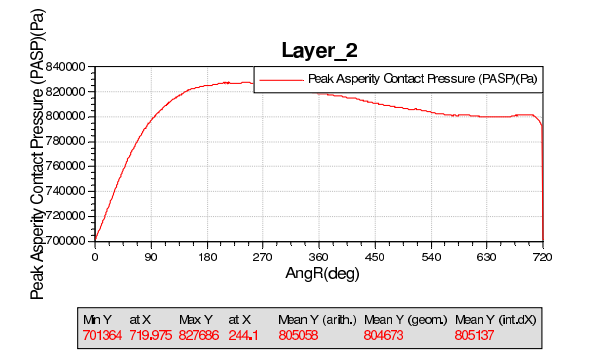
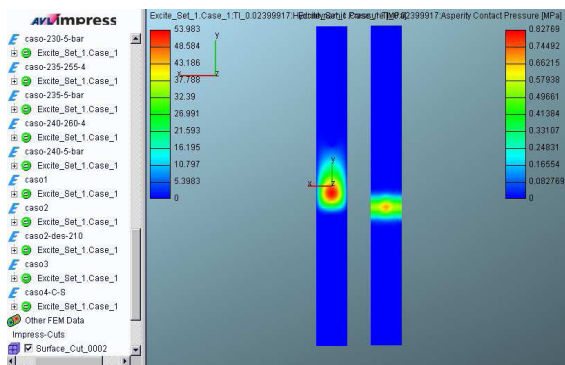
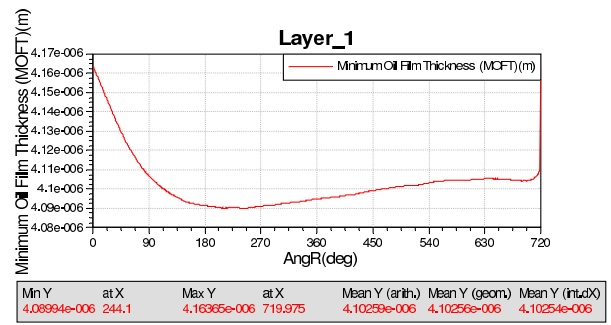
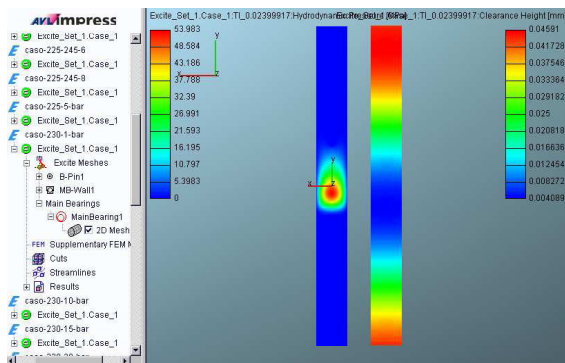
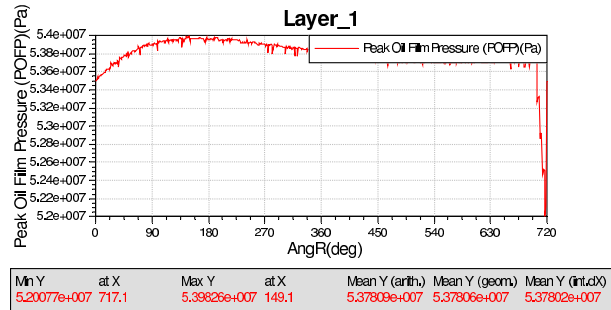
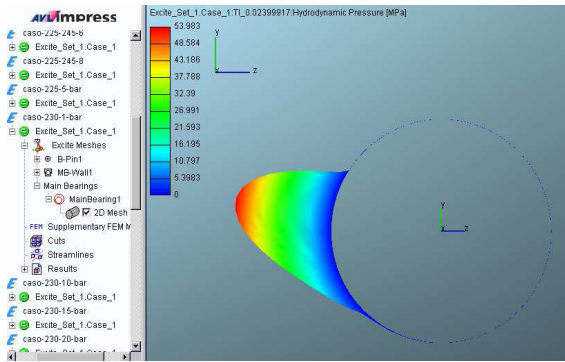
Figura A.12: Resultados da simulação 6 (posição da descontinuidade entre 240° – 260°)

A.3 Variação da pressão de suprimento de óleo

Parâmetros das simulações					
Simulação n°	Altura da descontinuidade [μm]	Posição da descontinuidade [°]		Pressão de injeção de óleo [bar]	Posição de injeção de óleo [°]
		Início	Fim		
1	0	n/a	n/a	1	230
2	0	n/a	n/a	5	230
3	0	n/a	n/a	10	230
4	0	n/a	n/a	15	230
5	0	n/a	n/a	20	230
6	0	n/a	n/a	40	230

Tabela A.3: Parâmetros para a simulação da variação da pressão de suprimento de óleo.

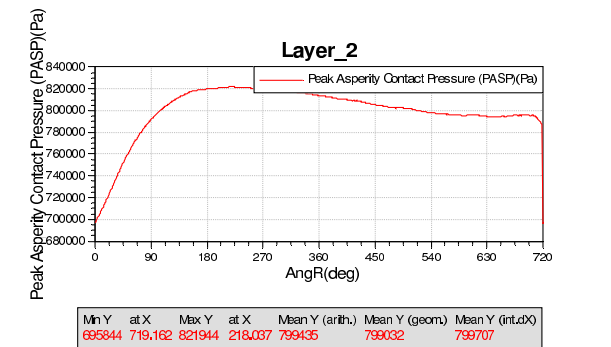
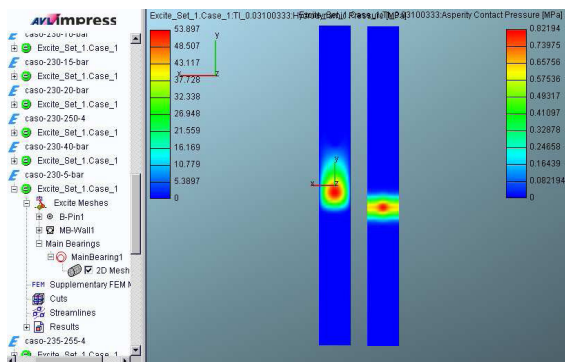
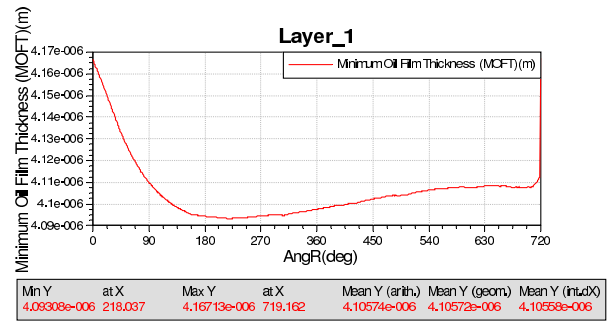
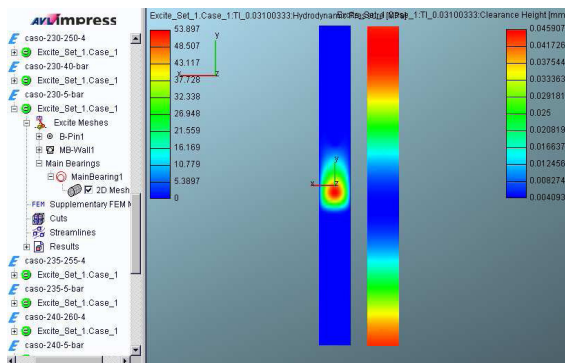
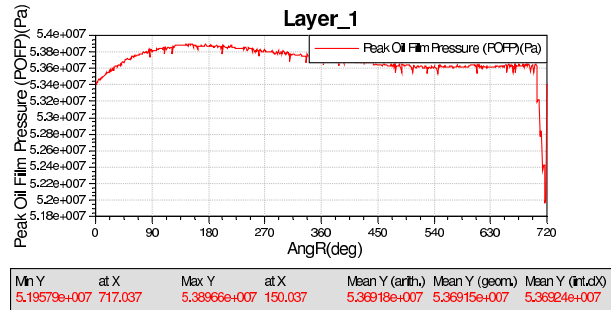
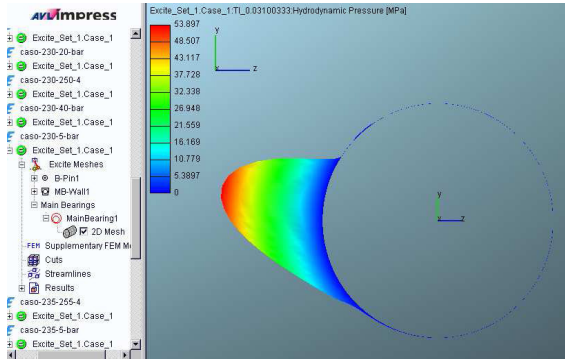
n/a = não se aplica



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

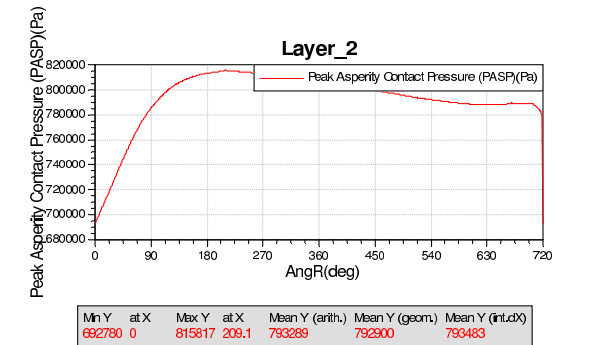
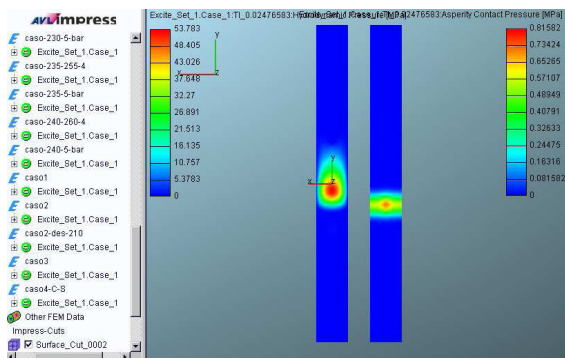
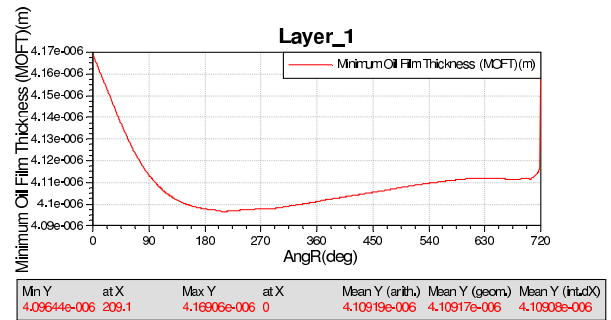
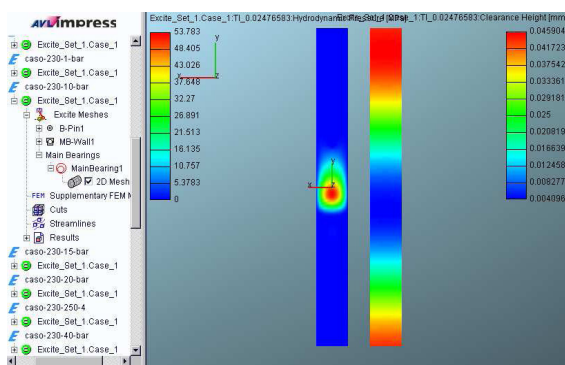
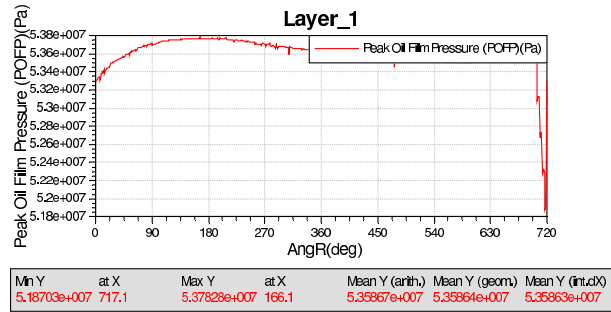
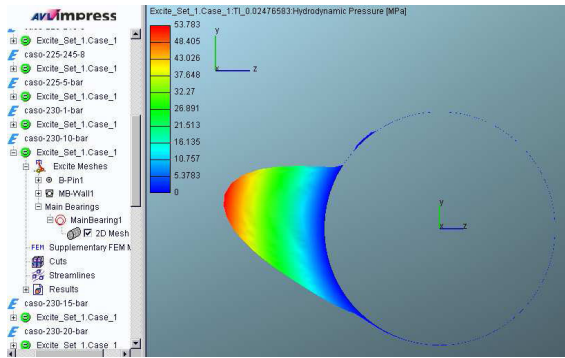
Figura A.13: Resultados da simulação 1 (pressão de injeção de 1bar).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

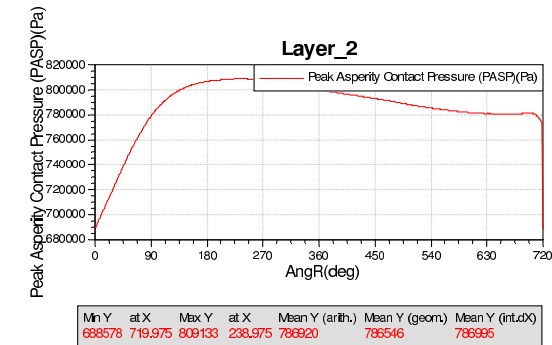
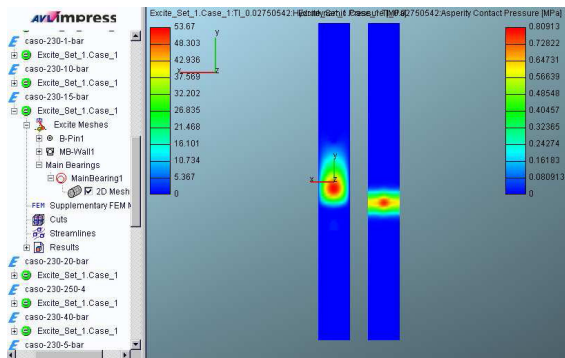
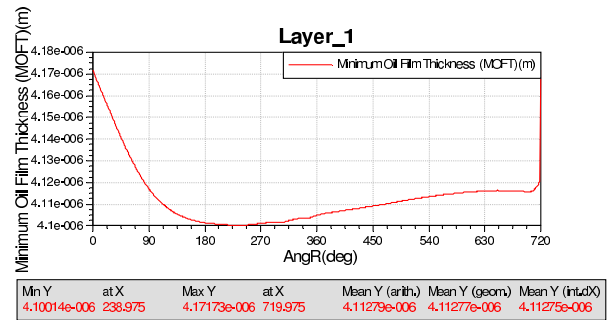
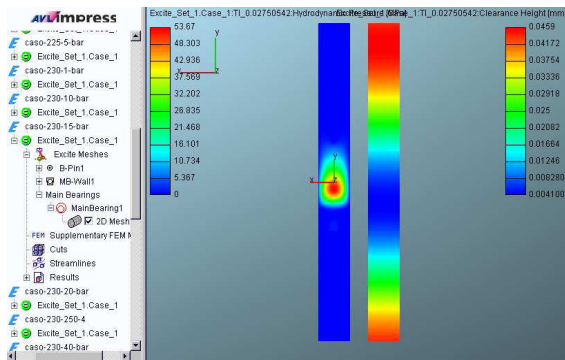
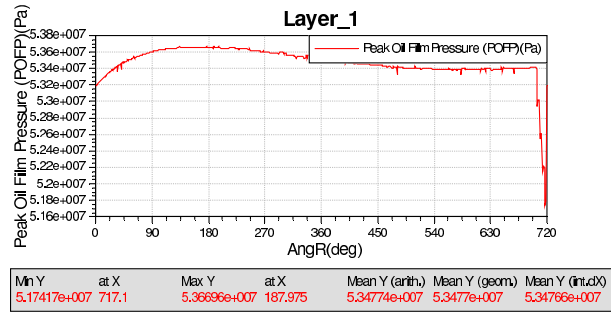
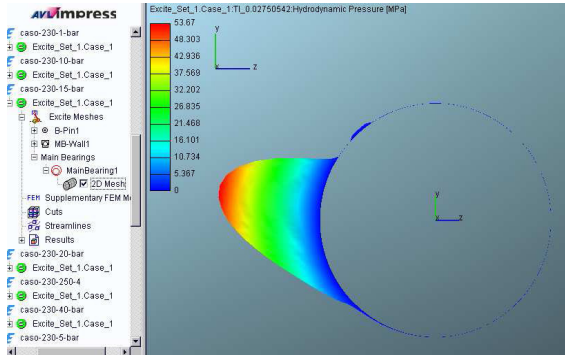
Figura A.14: Resultados da simulação 2 (pressão de injeção de 5bar).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

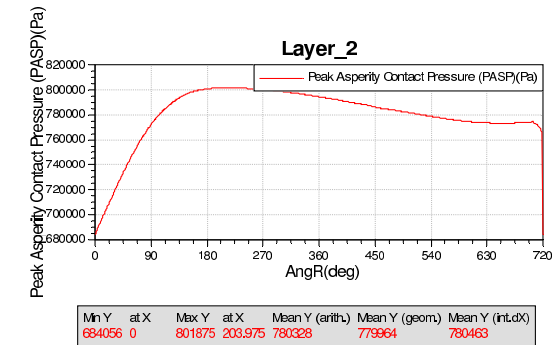
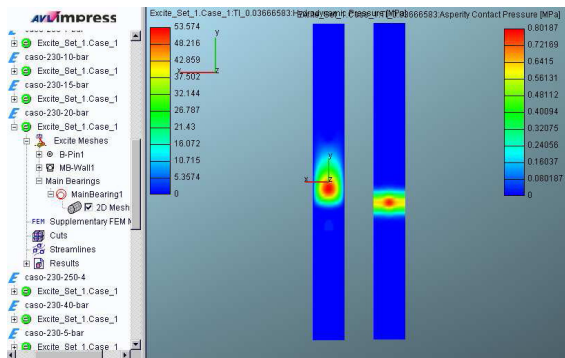
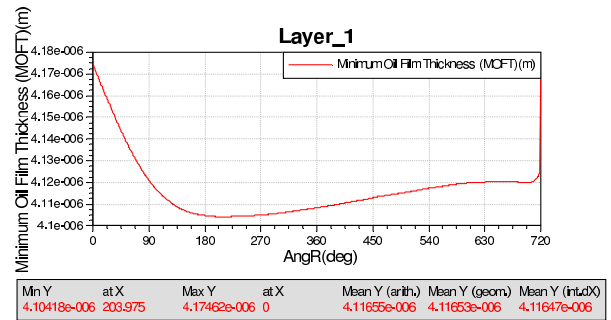
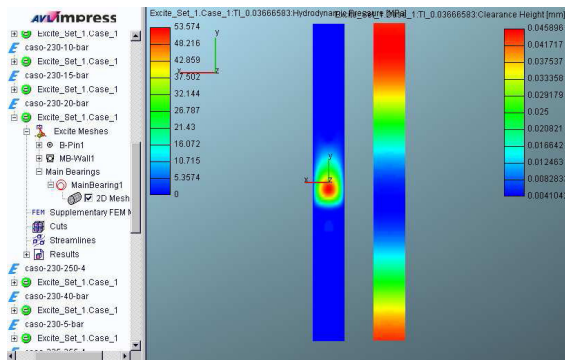
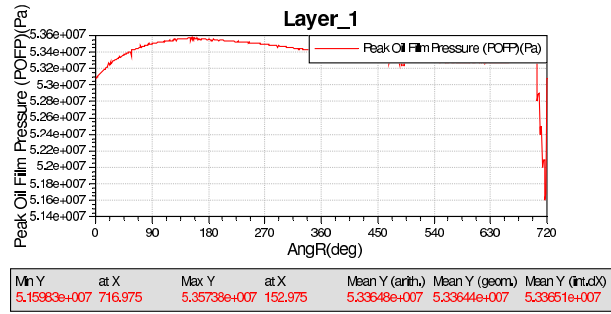
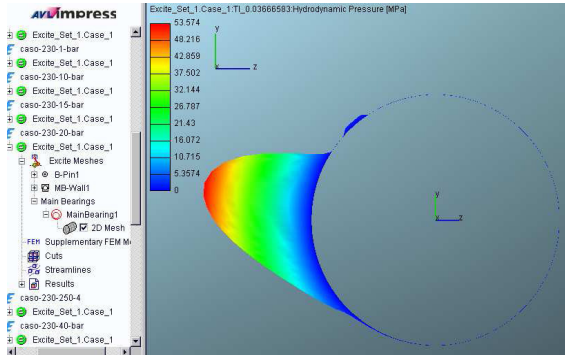
Figura A.15: Resultados da simulação 3 (pressão de injeção de 10bar).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

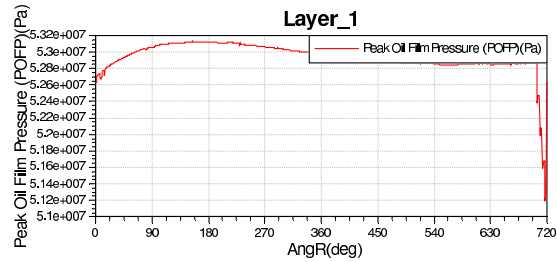
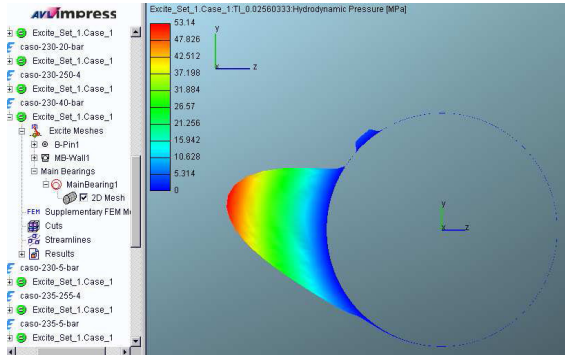
Figura A.16: Resultados da simulação 4 (pressão de injeção de 15bar).



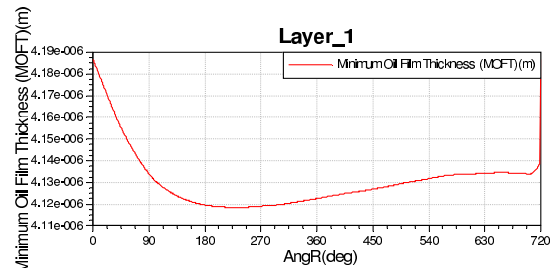
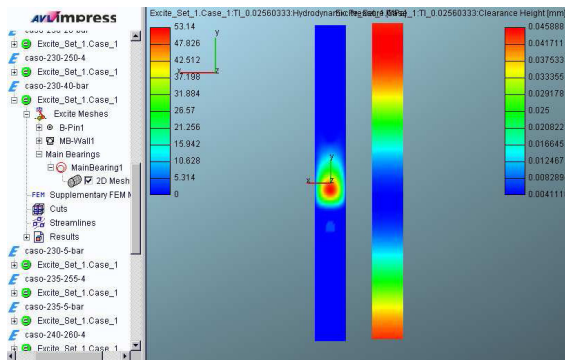
(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

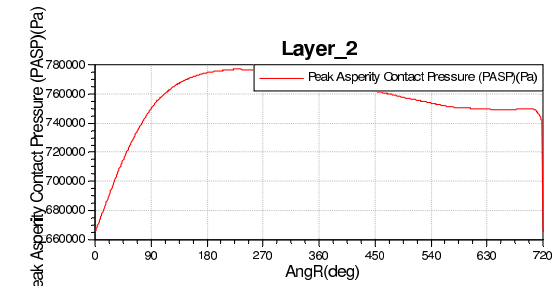
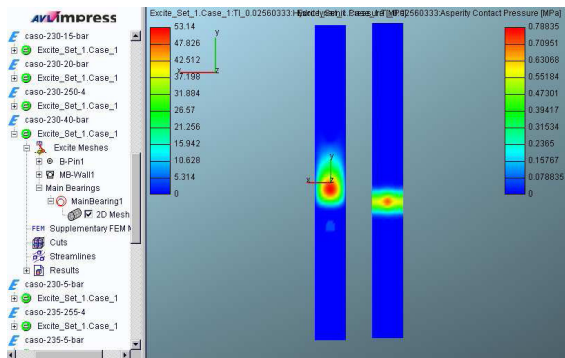
Figura A.17: Resultados da simulação 5 (pressão de injeção de 20bar).



Mn Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
5.11834e+007	716.975	5.31402e+007	153.975	5.29372e+007	5.29368e+007	5.2939e+007



Mn Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
4.11818e-006	230.975	4.18675e-006	0	4.13059e-006	4.13057e-006	4.13044e-006



Mn Y	at X	Max Y	at X	Mean Y (arith.)	Mean Y (geom.)	Mean Y (int.dX)
665347	0	777173	230.975	756109	755779	756347

(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

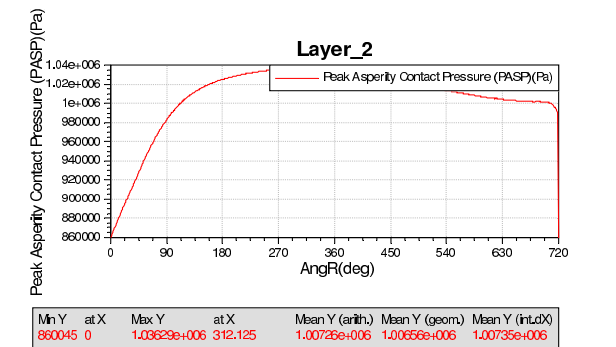
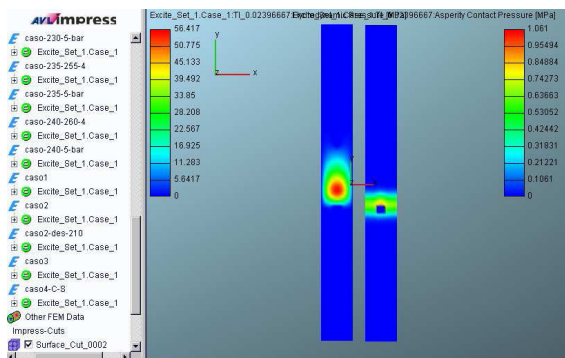
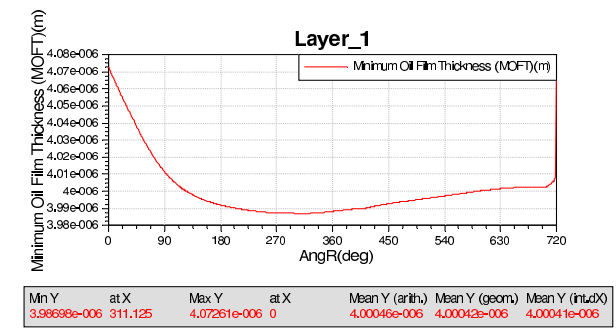
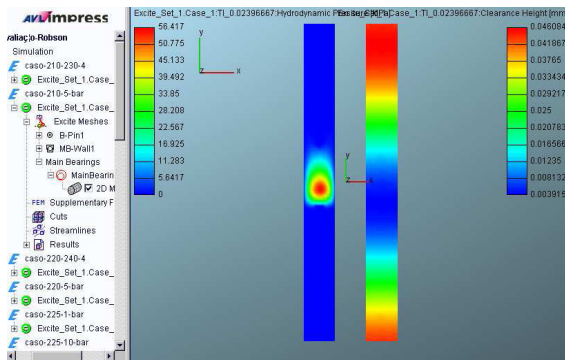
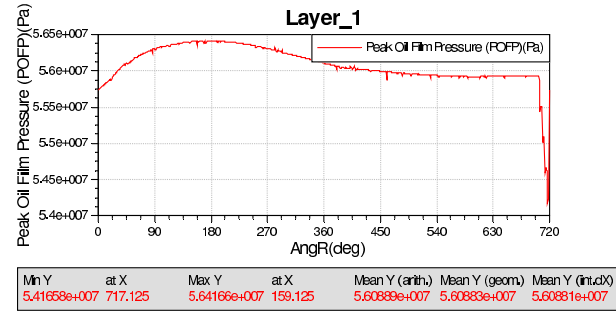
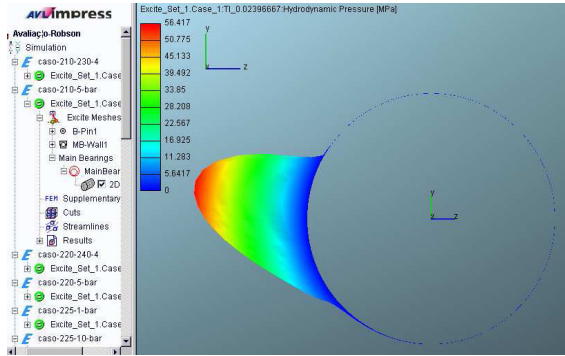
Figura A.18: Resultados da simulação 6 (pressão de injeção de 40bar).

A.4 Variação da posição do orifício de injeção de óleo

Parâmetros das simulações					
Simulação n°	Altura da descontinuidade [μm]	Posição da descontinuidade [°]		Pressão de injeção de óleo [bar]	Posição de injeção de óleo [°]
		Início	Fim		
1	0	n/a	n/a	5	210
2	0	n/a	n/a	5	220
3	0	n/a	n/a	5	225
4	0	n/a	n/a	5	230
5	0	n/a	n/a	5	235
6	0	n/a	n/a	5	240

Tabela A.4: Parâmetros para a simulação da variação da posição do orifício de injeção de óleo.

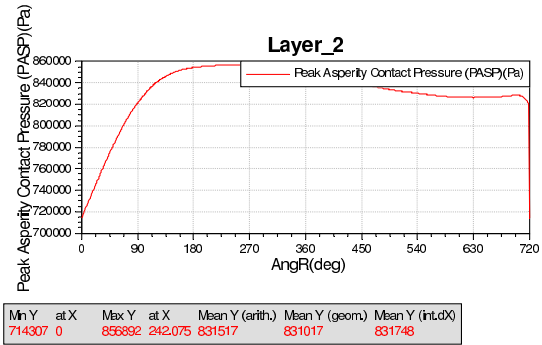
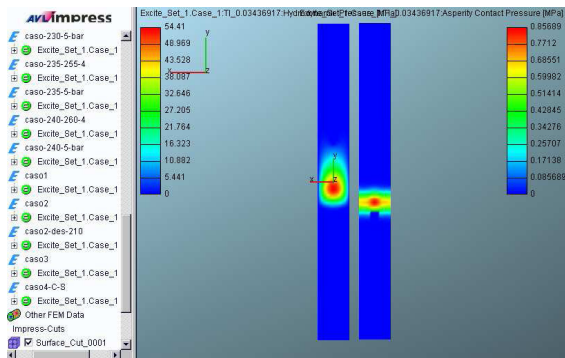
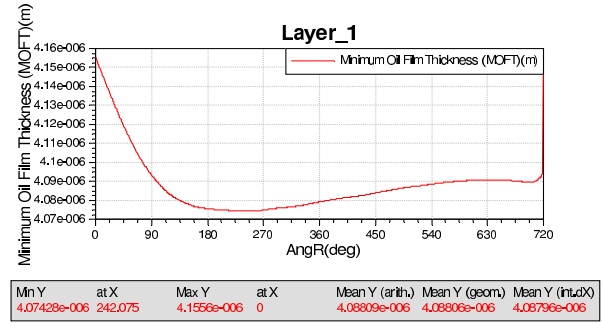
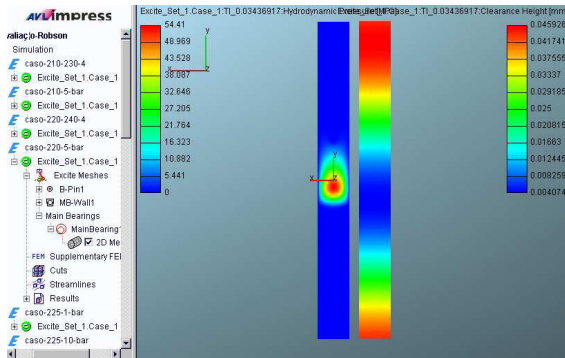
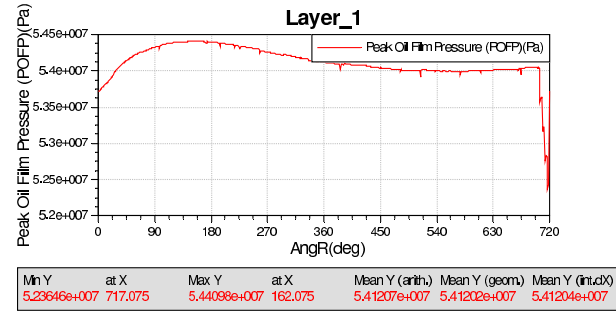
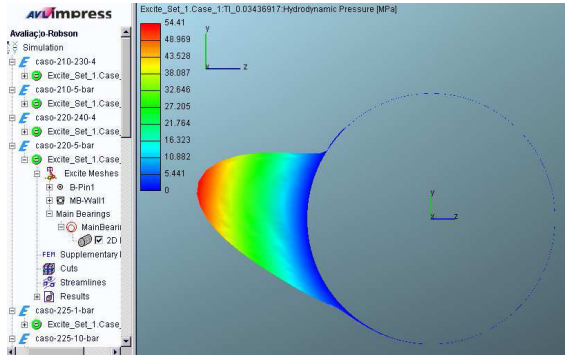
n/a = não se aplica



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) [Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

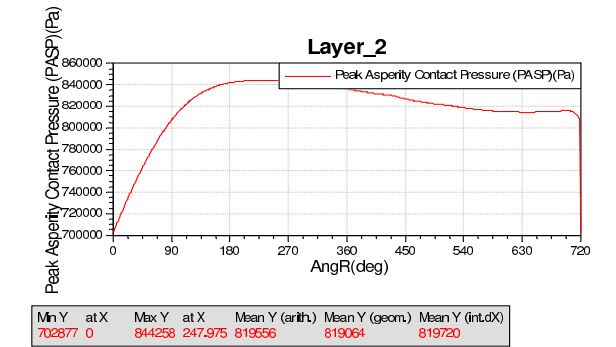
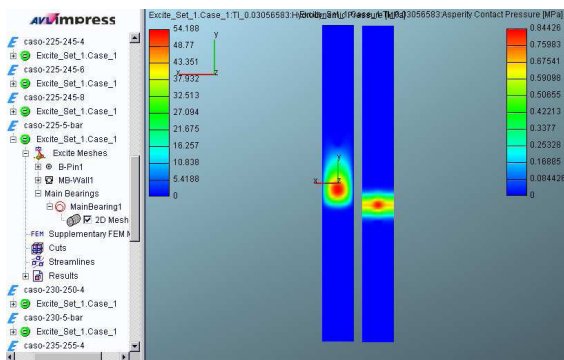
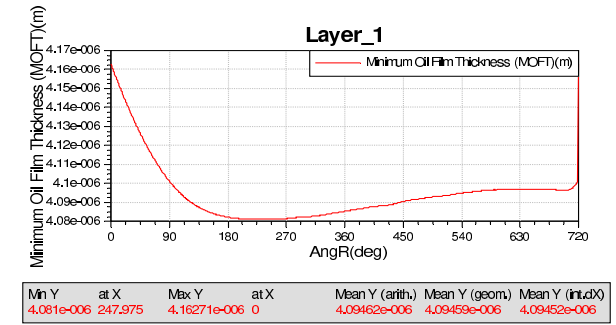
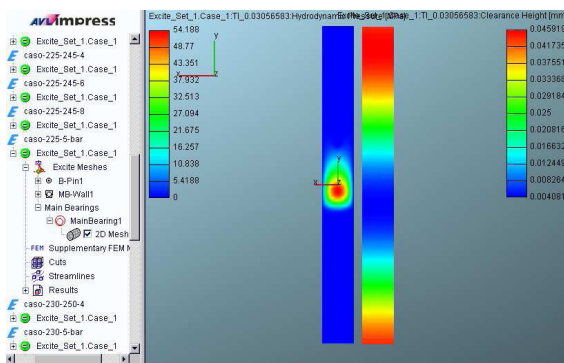
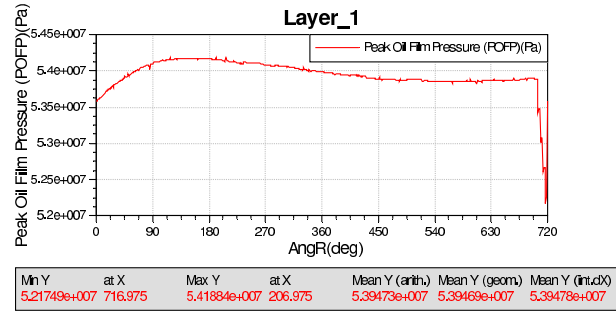
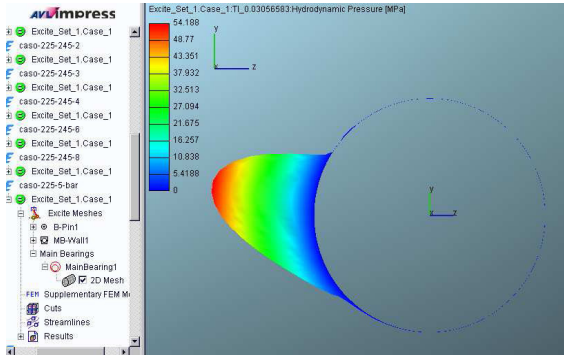
Figura A.19: Resultados da simulação 1 (posição de injeção em 210°).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

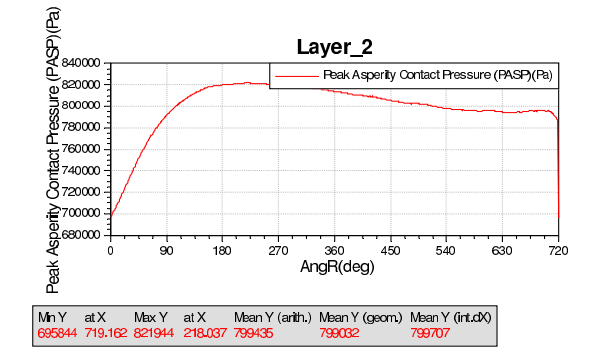
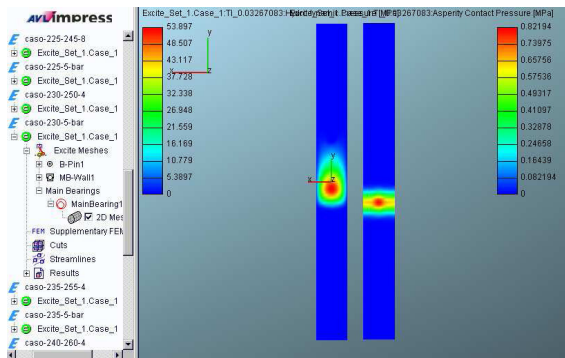
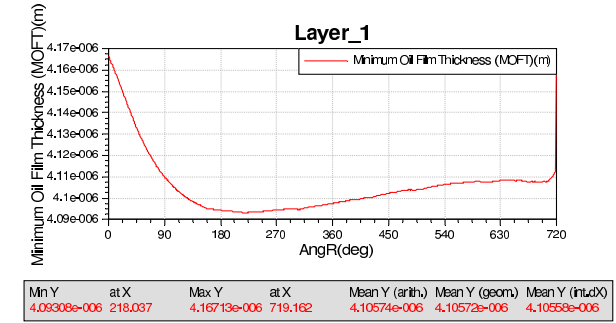
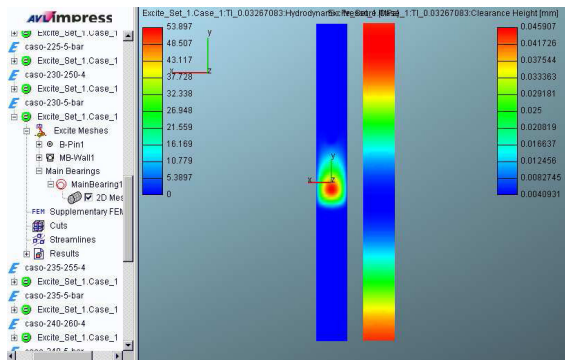
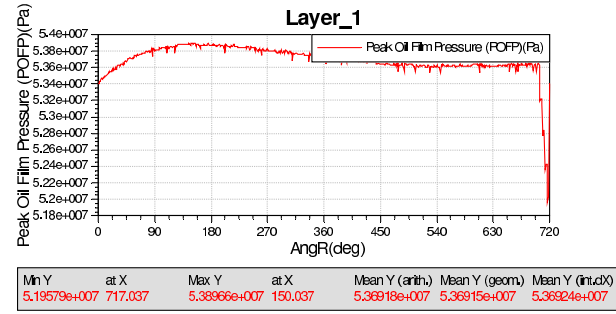
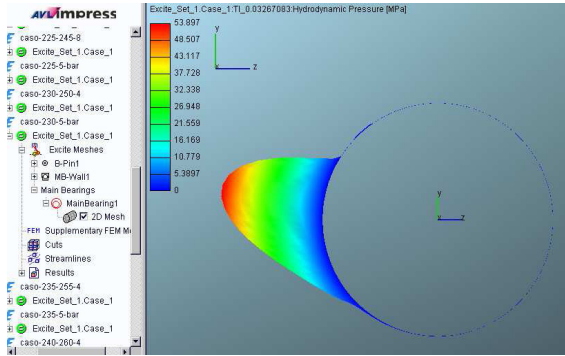
Figura A.20: Resultados da simulação 2 (posição de injeção em 220°).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

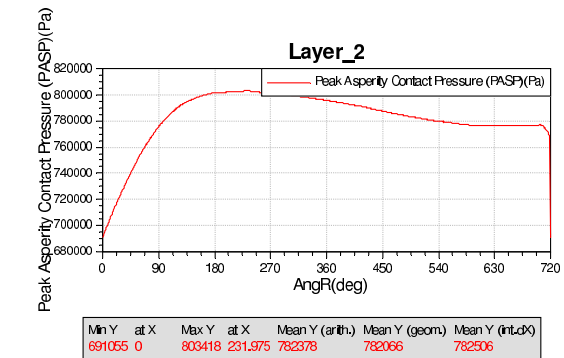
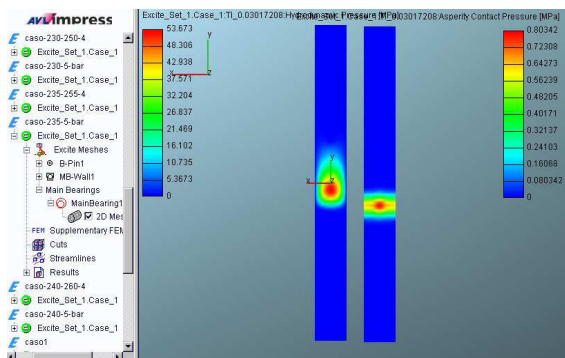
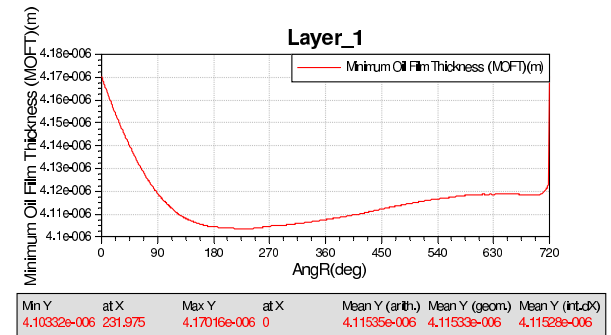
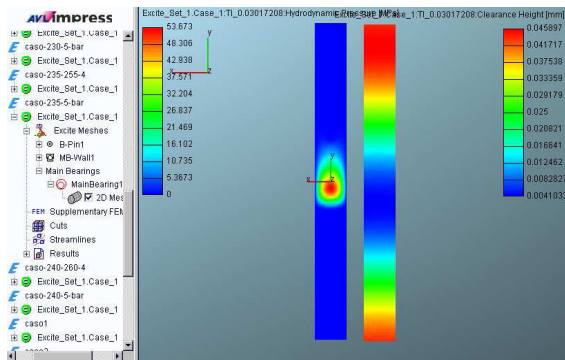
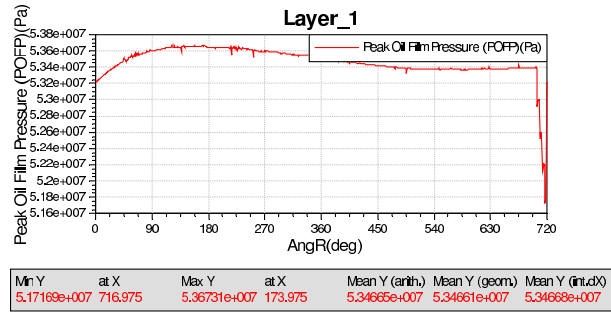
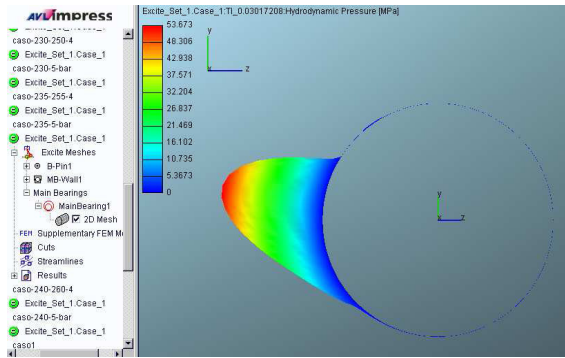
Figura A.21: Resultados da simulação 3 (posição de injeção em 225°).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

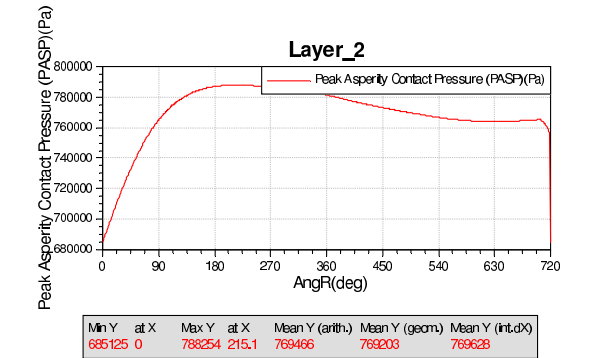
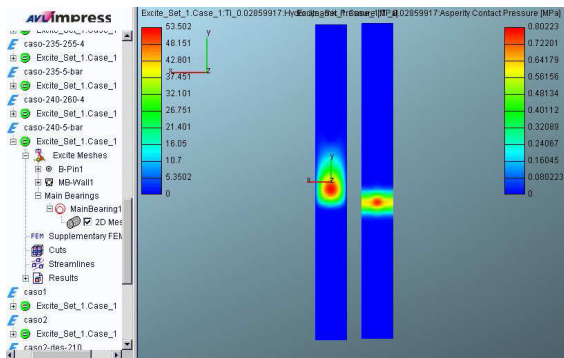
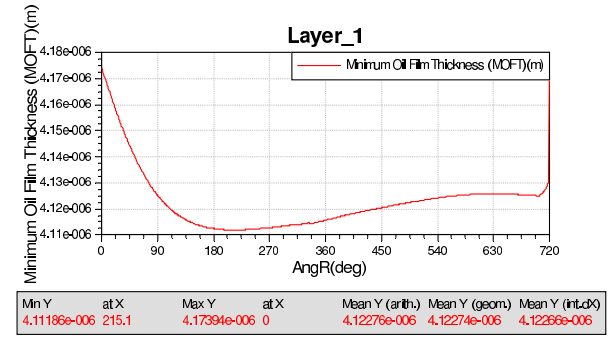
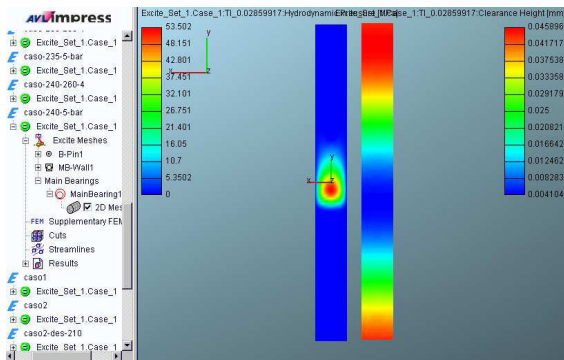
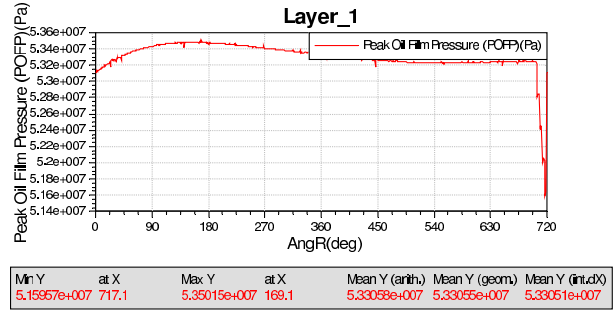
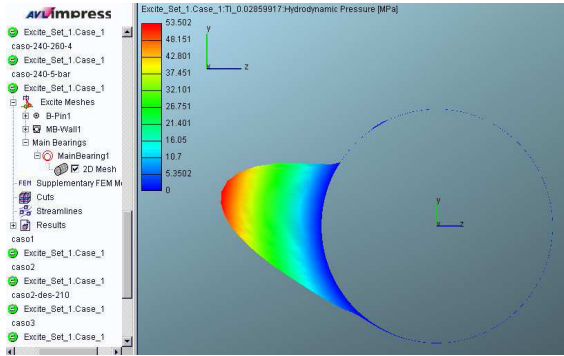
Figura A.22: Resultados da simulação 4 (posição de injeção em 230°).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

Figura A.23: Resultados da simulação 5 (posição de injeção em 235°).



(a) Curva da pressão hidrodinâmica no filme de óleo; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e folga radial; representação por cores da pressão hidrodinâmica no filme de óleo e máxima pressão de contato.

(b) Gráfico da máxima pressão de filme de óleo (POFP); gráfico da espessura mínima de filme de óleo (MOFT); gráfico da máxima pressão de contato.

Figura A.24: Resultados da simulação 6 (posição de injeção em 240°).