

FELIPE JOSÉ PASSOS SILVA

INFLUÊNCIA DA DEFORMAÇÃO DO ENCOSTO E DO ALOJAMENTO NO
CAMPO DE TENSÕES EM BRONZINAS

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Projetos e
Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2005

S586i	Silva, Felipe José Passos Influência da deformação do encosto e do alojamento no campo de tensões em bronzinas / Felipe José Passos Silva.- Guaratinguetá : [s.n.], 2005 90f.: il. Bibliografia: f. 83-87 Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2005 Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva 1. Fontes de Tensões 2. Fadiga 3. Elementos finitos I. Título CDU 620.172
-------	--

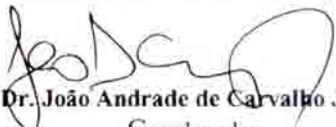
**“INFLUÊNCIA DA DEFORMAÇÃO DO ENCOSTO E DO ALOJAMENTO
NO CAMPO DE TENSÕES EM BRONZINAS”**

FELIPE JOSÉ PASSOS SILVA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS E MATERIAIS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. VICTOR ORLANDO GAMARRA ROSADO
Unesp-Feg


Prof. Dr. GUSTAVO ARISTIDES SANTANA MARTÍNEZ
Faenquill/Demar

DADOS CURRICULARES

FELIPE JOSÉ PASSOS SILVA

NASCIMENTO	30.04.1980 – SÃO PAULO / SP
FILIAÇÃO	Francisco Silva Eliana de Oliveira Passos Silva
2003/2005	Mestrado Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP
1998/2002	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP
1995/1997	Curso Técnico de Administração de Empresas – EMSG e ES Pres. Tancredo de Almeida Neves – Ubatuba / SP

Dedico esta Dissertação aos meus pais que me incentivaram bastante durante este período de estudo, às minhas avós que sempre me apoiaram e torceram por mim e aos meus irmãos que me ajudaram bastante nesta conquista.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus que me deu bastante saúde e força de vontade para enfrentar este desafio.

Agradeço, também, aos meus pais que foram e são meus grandes incentivadores e aos meus familiares em geral que sempre me elogiaram e apoiaram.

Um agradecimento especial ao meu orientador, *Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva*, que me apoiou e incentivou muito na execução desta Dissertação.

Agradeço, também, aos professores, técnicos e funcionários do Departamento de Mecânica, em especial aos professores João Zangrandi, Victor e Mauro Hugo, que me ajudaram em alguns momentos desta dissertação.

Agradeço muito aos professores e funcionários em geral deste campus que são muito atenciosos com os alunos, estando sempre dispostos a ajudar e ensinar.

“O presente trabalho foi realizado com o apoio do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq – Brasil”.

SILVA, F. J. P. **Influência da Deformação do Encosto e do Alojamento no Campo de Tensões em Bronzinas**. Guaratinguetá, 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Bronzinas são componentes essenciais em motores automotivos, pois são muito importantes sempre que houver peças em movimento relativo, já que sua utilização visa minimizar os danos das peças móveis mais caras e de difícil substituição. Um dos mais comuns tipos de falhas evidenciados em bronzinas é a fadiga superficial, que geralmente aparece na forma de trincas superficiais. Tensões reversas na camada do mancal podem causar fadiga superficial. Estas falhas por fadiga podem ser induzidas na superfície do mancal devido às tensões flutuantes diretas, ou na superfície de união devido às tensões flutuantes de cisalhamento. Muitas são as fontes de tensões em mancais, tais como: gradiente de pressão, flexibilidade de materiais de encosto e alojamento, presença de ranhuras de óleo, não uniformidade do apoio do alojamento, rugosidade superficial, espessura das camadas de encosto e de revestimento, problemas de montagem, entre outros. Este projeto visa determinar o campo de tensões a partir das deformações de encosto e alojamento, utilizando o método dos elementos finitos, e relacionar este campo de tensões com falhas por fadiga. Para isto, é utilizado o software comercial ANSYS® versão 7.0 no qual a bronzina é modelada.

PALAVRAS-CHAVE: Bronzina, fontes de tensões, flexibilidade, elementos finitos, fadiga.

SILVA, F. J. P. **Influence of the backing and housing deformation in the automotive journal bearings stress field.** Guaratinguetá, 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

Journal bearings are essential components in automotive engines, because they are very important when exist parts in relative movement, since its use aims at to minimize the damages of the more expensive and difficult substitution mobile parts. One of the most common types of evidenced failures is the surface fatigue, which it appears in the form of surface cracks. Reverse stresses in the bearing layer can cause surface fatigue. These failures can be induced in the surface due to the direct floating stresses or in the bond surface due to the shear floating stresses. There are many stress sources in bearings, such as, pressure gradient, flexibilities of backing and housing materials, presence of oil grooves, non-uniform housing supports, surface roughness, backing and covering layer thickness, assembly problems, among others. This work aims at to determine the stresses field from the backing and housing strain, using the finite elements method, and to relate this stresses field fatigue failures. For this, it is used the commercial software ANSYS® version 7.0 in which the bearing is modeled.

KEYWORDS: Journal bearings, stresses sources, flexibility, finite elements, fatigue.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 –	Foto de uma metade da bronzina.....	15
Figura 2.1 –	Diversos tipos de bronzina.....	25
Figura 2.2 –	Limites de temperatura sugeridos para mancais de metal branco.....	27
Figura 2.3 –	Diagrama da capacidade de carga para mancais constantemente carregados.....	28
Figura 2.4 –	Limite de operação segura.....	29
Figura 2.5 –	Bronzina danificada por desgaste.....	31
Figura 2.6 –	Metal branco fadigado mostrando trinca penetrando na camada de encosto, não no metal de encosto.....	34
Figura 2.7 –	Metal branco fadigado mostrando a presença de camada de estanho no encosto de aço.....	34
Figura 2.8 –	Estágio avançado de fadiga mostrando trincamento e formação de pedaços soltos na superfície.....	35
Figura 2.9 –	Erosão por cavitação em mancal causada pela rápida aproximação do eixo ao mancal.....	36
Figura 2.10 –	Erosão por cavitação (regiões claras na superfície) em uma bronzina automotiva.....	36
Figura 2.11 –	Dano por “ <i>fretting</i> ” em um mancal causado por vibração.....	37
Figura 2.12 –	Bronzina danificada por corrosão.....	38
Figura 2.13 –	Par de conchas de mancal mostrando região lisa nos lados opostos das conchas.....	39
Figura 3.1 –	Distribuição de tensões com efeitos de alojamento elástico e deformações radiais na superfície do mancal.....	42
Figura 3.2 –	Tensões em uma seção transversal de um modelo de mancal com alojamento rígido.....	43
Figura 3.3 –	Tensões em uma seção transversal de um modelo de mancal com alojamento elástico.....	44
Figura 3.4 –	Deformação e distribuição de tensões em mancais com ranhuras de óleo na superfície do mancal.....	45
Figura 3.5 –	Distribuição de tensões em mancais com ranhuras de óleo na superfície do alojamento.....	46
Figura 3.6 –	Distribuição de temperatura e tensões em mancais.....	48
Figura 3.7 –	Distribuição de tensões em mancais sob influência da temperatura.....	49
Figura 4.1 –	Esquema de um perfil de pressão em uma bronzina com detalhamento dos ângulos θ e ϕ	55
Figura 4.2 –	Perfil da pressão hidrodinâmica aplicada.....	58
Figura 5.1 –	Foto da bronzina em estudo.....	62
Figura 5.2 –	Dimensões da bronzina em estudo.....	62
Figura 5.3 –	Perfil da bronzina em estudo: (a) alojamento rígido; (b) alojamento elástico.....	64
Figura 5.4 –	Esquema do elemento <i>PLANE 82</i>	65

Figura 5.5 –	Malha mapeada gerada com o elemento <i>PLANE 82</i> para o modelo com alojamento elástico(a) e detalhe da malha (b).....	65
Figura 5.6 –	Pressões (setas) e restrições de deslocamento (triângulos) aplicadas no modelo.....	66
Figura 5.7 –	Gráfico das tensões circunferenciais na bronzina para modelo 1 (a) e modelo 7 (b).....	67
Figura 5.8 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície da bronzina para todos os modelos.....	68
Figura 5.9 –	Gráfico das tensões de cisalhamento na bronzina para modelo 1 (a) e modelo 7 (b).....	69
Figura 5.10 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface revestimento/encosto para todos os modelos.....	70
Figura 5.11 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de aço.....	71
Figura 5.12 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de ferro fundido.....	72
Figura 5.13 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de alumínio.....	73
Figura 5.14 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de aço.....	74
Figura 5.15 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de ferro fundido.....	74
Figura 5.16 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de alumínio.....	75
Figura 5.17 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com encosto de aço.....	76
Figura 5.18 –	Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com encosto de Nitreto de Silício.....	77
Figura 5.19 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com encosto de aço.....	78
Figura 5.20 –	Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com encosto de Nitreto de Silício.....	79
Figura A1 –	Modelos da bronzina planificada para alojamento rígido (em a) e alojamento elástico (em b).....	89
Figura A2 –	Curva das tensões diretas na superfície da bronzina para cada modelo.	89
Figura A3 –	Distribuição de tensões com efeitos de alojamento elástico e deformações radiais na superfície da bronzina.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 –	Dados para o cálculo da pressão atuante na bronzina.....	56
Tabela 5.1 –	Modelos simulados com seus respectivos materiais.....	63

LISTA DE SÍMBOLOS

η	viscosidade absoluta	[mPa.s]
U	velocidade linear	[m/s]
n	velocidade angular	[rps]
d	diâmetro do munhão	[m]
r	raio do munhão	[m]
c_r	folga radial	[m]
l	comprimento do mancal	[m]
z	direção de fuga	
ε	razão de excentricidade	
θ	ângulo de pressão	[rad] ou [°]
ϕ	ângulo entre a força aplicada ao munhão e θ	[rad] ou [°]
α	ângulo da bronzina	[rad] ou [°]
O_N	número de Ocvirck	
p	pressão hidrodinâmica aplicada	[MPa]
$p_{m\acute{a}x}$	pressão hidrodinâmica máxima	[MPa]
F	força aplicada ao munhão	[N]
E	módulo de elasticidade	[GPa]
ν	coeficiente de Poisson	
σ_z	tensão circunferencial	[MPa]
τ_{xy}	tensão de cisalhamento	[MPa]

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	15
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
1.3	OBJETIVOS.....	22
1.4	CONTRIBUIÇÕES.....	22
1.5	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	23
2	ANÁLISE DE FALHAS EM MANCAIS.....	24
2.1	INTRODUÇÃO.....	24
2.2	TIPOS DE MANCAIS DE DESLIZAMENTO.....	24
2.3	MATERIAIS UTILIZADOS EM BRONZINAS.....	25
2.4	PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE FALHAS.....	29
2.5	PRINCIPAIS FALHAS QUE OCORREM EM BRONZINAS.....	31
2.5.1	DESGASTE.....	31
2.5.2	FADIGA.....	32
2.5.2.1	CARACTERÍSTICAS.....	33
2.5.3	EROSÃO POR CAVITAÇÃO.....	35
2.5.4	“FRETTING”.....	36
2.5.5	EFEITOS QUÍMICOS.....	37
2.5.6	FALHAS DE FABRICAÇÃO E ERROS NA MONTAGEM.....	38
3	FONTES DE TENSÕES EM MANCAIS.....	40
3.1	INTRODUÇÃO.....	40
3.2	EFEITOS DA RIGIDEZ DO ALOJAMENTO E GRADIENTE DE PRESSÃO....	41
3.3	EFEITOS DE RANHURAS DE ÓLEO.....	45

3.4	EFEITOS DE ALOJAMENTOS COM SUPORTES NÃO UNIFORMES.....	47
3.5	EFEITOS DA TEMPERATURA E TENSÕES TÉRMICAS.....	47
3.6	RELAÇÃO ENTRE AS FONTES DE TENSÕES E A FALHA POR FADIGA EM BRONZINAS.....	49
4	OBTENÇÃO DA PRESSÃO HIDRODINÂMICA.....	52
4.1	LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA.....	52
4.2	CÁLCULO DA PRESSÃO HIDRODINÂMICA.....	53
4.3	CÁLCULO DA PRESSÃO DA BRONZINA EM ESTUDO.....	56
5	MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS.....	59
5.1	INTRODUÇÃO.....	59
5.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	60
5.3	SIMULAÇÃO.....	61
5.4	SOLUÇÃO.....	66
5.4.1	ANÁLISE DA RIGIDEZ DO ENCOSTO.....	70
5.4.2	ANÁLISE DA RIGIDEZ DO ALOJAMENTO.....	75
6	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....	80
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	83
	APÊNDICE A – VALIDAÇÃO DO ESTUDO.....	88

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma introdução geral sobre a dissertação, abrangendo desde a importância do trabalho, passando por uma revisão sobre assuntos relacionados, objetivos a serem alcançados até uma explicação sobre a estrutura da dissertação.

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Mancais de deslizamento são componentes mecânicos geralmente de geometria simples mas que são de suma importância em sistemas onde há necessidade de se manter um alinhamento entre peças ou onde seja necessário transmitir força de uma peça para outra. Por se tratarem de componentes mais simples no sistema, normalmente os mancais possuem uma superfície de deslizamento constituída por material anti-fricção, cuja dureza e temperatura de fusão são mais baixas que as do material do eixo ou rotor, assegurando, dessa maneira, redução no atrito e desgaste das peças móveis mais caras e de difícil substituição.

No caso de um motor automotivo, entre a biela e o virabrequim existe um mancal de deslizamento que assegura o alinhamento e movimento relativo entre as duas peças. Este mancal é conhecido por bronzina. A figura 1.1 mostra uma foto de uma metade da bronzina.



Figura 1.1 – Foto de uma metade da bronzina.

A bronzina (ou casquilho, como também é conhecida) é utilizada para assegurar que a falha ocorra nela e não no virabrequim e nem na biela, que são componentes mais caros. Mas isto não significa dizer que ela é feita para falhar. Ao contrário, é importantíssimo buscar um aumento na vida útil da bronzina, visto que confiabilidade está intimamente ligada ao tempo de vida útil, e o componente que vai liderar este tempo é a bronzina, já que ela é utilizada com este intuito. Portanto, aumentando a vida útil da bronzina, aumenta-se a confiabilidade do sistema.

Para tanto, muitos pesquisadores vêm buscando entender os mecanismos de falhas de uma bronzina. É sabido, então, que o principal tipo de falha que ocorre em uma bronzina é a falha por fadiga. Este tipo de falha é proveniente de flutuações de altas tensões no componente. Portanto, é necessário avaliar as fontes destas tensões. Dentre elas destacam-se gradiente de pressão, flexibilidade de materiais de encosto e alojamento, presença de ranhuras de óleo, não uniformidade do apoio do alojamento, não uniformidade das distribuições de temperaturas, rugosidade superficial, espessura da camada de encosto, espessura da camada de revestimento, problemas de montagem, entre outros.

Uma das fontes de tensões mais importantes e também pouco estudada é a flexibilidade de materiais do encosto e alojamento. Então, nesta dissertação são estudados os mecanismos de falhas que ocorrem em bronzinas, as fontes de tensões e a importância da flexibilidade de materiais de encosto e alojamento.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir é apresentada uma revisão bibliográfica referente aos temas envolvidos neste trabalho.

FORRESTER e CHALMERS (1945) em seu estudo afirmaram que uma das principais limitações ao uso de metais brancos (ligas de metais não ferrosos, principalmente estanho e chumbo) em mancais encontra-se em sua responsabilidade à falha por trincamento sob circunstâncias severas de carregamento.

Segundo os autores, um complexo sistema de tensões resulta da pressão entre o eixo e o mancal. O efeito primário desta pressão é que tensões radiais compressivas

são ocasionadas, que, por sua vez, causam tensões compressivas laterais e circunferenciais e, também, como resultado da expansão do metal em volta da área de máxima pressão, resulta em trações circunferencial e longitudinal. Uma segunda fonte de tensão é a força de fricção entre o eixo e o mancal, a qual é pequena quando há total lubrificação, mas pode atingir altos valores locais quando somente há um filme de contorno. Uma terceira fonte mecânica de tensões é derivada da flexibilidade da concha do mancal.

Ainda segundo os autores, é comum aceitar que a resistência de um mancal à fadiga pode ser aumentada pela redução da espessura do metal branco. Isto faz com que a superfície do metal se feche num eixo neutro e, assim, reduz as tensões superficiais para um dado grau de flexibilidade.

ETCHELLS (1952) diz em seu estudo que os principais requerimentos que devem ser levados em conta em um projeto de mancais de deslizamento devem ser: resistência a riscos, deformabilidade (conformabilidade e encrustabilidade), resistência à fadiga e resistência à corrosão.

A fadiga aparenta em metais de mancais do mesmo modo que em aços. As trincas se desenvolverão se as condições de carga e temperatura forem suficientemente severas. Quando uma grande parte da superfície do mancal fadigar, as condições ideais do filme de óleo se deteriorarão ao ponto onde uma falha por superaquecimento ocorrerá rapidamente.

BIDWELL (1954) diz que mancais de motores são somente uma parte do problema de projeto completo de um motor de combustão interna. A configuração do mancal é talvez a mais comprometida e restrita entre os elementos do motor, pelo fato de que as dimensões são ditadas pelo espaço disponível e não pelas dimensões desejadas pelo projetista.

O autor ressalta que a distorção de alojamentos de mancais e deflexões de eixos alteram muito a carga permissível a qual um material de mancal sustentaria sob carregamento cíclico.

Segundo o autor o projetista pode simplificar seus problemas futuros tendo atenção a muitos detalhes os quais profundamente afetam a performance de mancais dinamicamente carregados encontrados em motores.

Carregamentos cíclicos produzem fadiga de materiais de mancais como resultado de repetida mudança na pressão do filme de óleo, de zero ao máximo. A falha parece ser frágil embora o material seja dúctil. Esta fadiga do material do mancal é talvez o mais comum tipo de falha sobre carregamento dinâmico.

DUBOIS et al (1955) em seus estudos afirmam que o efeito da deflexão do eixo pode ser causado por uma curvatura no próprio eixo ou por um desalinhamento angular entre o eixo e o mancal. Em cada caso, o efeito resultante é um aumento da excentricidade nas extremidades do mancal. Enquanto este aumento possa ser numericamente pequeno, representa um apreciável efeito na excentricidade do eixo na região entre eixo e mancal. A correção a ser tomada depende das condições das aplicações envolvidas.

BLOUNT (1961) em seu estudo afirma que falhas em mancais de deslizamentos de motores de combustão interna podem ser atribuídas a um dos seguintes problemas: desgaste do eixo devido a partículas estranhas no óleo, fadiga do metal do mancal e corrosão.

Em mancais estaticamente carregados uma causa comum de falha é a falta de filme de óleo que se pode manifestar por riscos, desgaste e possível emperramento. Isto pode ser causado por sobrecarga ou por alimentação inadequada de óleo. O procedimento de projetos de mancais deste tipo usa a espessura do filme de óleo como critério, dependendo de fatores tais como: acabamento superficial, filtração, dureza do munhão (eixo), entre outros.

O autor também afirma que o procedimento do projeto de mancais dinamicamente carregados é muito mais complexo pelo fato de algumas variáveis adicionais serem envolvidas, tais como pressões decorrentes do movimento do munhão ou pela pressão excessiva causada pela alteração na posição de movimento do munhão.

Ainda em seu estudo, o autor afirma que a fadiga do metal do mancal é geralmente o fator limitante no projeto de mancais dinamicamente carregados.

IBRAHIM e McCALLION (1970) simularam um mancal de deslizamento através de uma tira de metal branco unida ao aço, aplicando várias condições de carregamento. As tensões são originadas de fatores tais como: pressão do fluido na

superfície do mancal, forças locais e de travamento, deformação elástica do alojamento do mancal, expansão térmica e gradientes de temperatura e incompleto suporte da concha do mancal. Pontos suscetíveis a falhas por fadiga se tornaram aparentes.

Eles concluíram que as tensões as quais causam falhas por fadiga de mancais dinamicamente carregados podem ser originadas de uma combinação de diversos tipos de carregamento. Ficou aparente através do estudo deles que a fadiga pode ser induzida na superfície do mancal devido a tensões diretas flutuantes ou na união entre metal branco e aço devido a tensões de cisalhamento flutuantes. As tensões devido a flexibilidade do alojamento e a expansão diferencial são as mais significantes, seguidas pelas devido a falta de completo suporte à concha do mancal devido às ranhuras de óleo no alojamento.

LANG (1977) diz que materiais moles de mancais sujeitos a condições dinâmicas de serviço desenvolvem trincas por fadiga. Afirma, ainda, que melhoras no projeto de mancais dinamicamente carregados para prevenir desgaste levam aos mais altos carregamentos, tornando, assim, os problemas de fadiga em mancais mais significantes. O autor diz também que as bases para investigações teóricas foram que trincas por fadiga são o resultado de tensões reversas na camada do mancal e que a presença de trincas axiais indicam tensões tangenciais. Foi concluído, então, que as investigações poderiam ser restritas à metade da seção de mancais cilíndricos.

BLUNDELL (1978) em seu estudo disse que a fadiga em mancais de deslizamento é difícil de ser detectada em testes de motores, pois a maioria destes testes é feita por carregamentos artificiais aos mancais para facilidade de se testar. Então ele realizou um trabalho para investigar a falha de fadiga em mancais de deslizamento dinamicamente carregados e correlacionar a posição da falha com as principais características do filme óleo hidrodinâmico.

O autor afirma, também, que a trinca inicial propagou através do mancal, ortogonal à direção de rotação do munhão. A posição do início da trinca foi difícil de ser determinada mas todas as trincas apresentaram-se iniciar a uma curta distância da extremidade do mancal. Elas então propagaram-se para próximo a superfície livre e

então atravessaram a região do mancal inteira. A posição do início da trinca foi idêntico tanto para mancais com ou sem ranhuras de óleo.

O autor afirma, ainda, que em todas as falhas por fadiga há evidências de marcas de polimento abaixo de onde as trincas foram observadas, devido a óleo ser forçado para dentro de trincas recentes, tendendo a aumentar a superfície do mancal abaixo da trinca. A superfície aumentada é então repetidamente friccionada contra o munhão, resultando numa superfície polida.

HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ (1996) dizem que existem muitos fatores e parâmetros que podem causar falhas em mancais de deslizamentos, podendo ocorrer tanto no projeto, fabricação e condições de serviço. Muitas são as fontes de tensões em mancais, tais como: gradiente de pressão, flexibilidade de materiais de encosto e alojamento, presença de ranhuras de óleo, não uniformidade do apoio do alojamento, não uniformidade das distribuições de temperaturas, rugosidade superficial, espessura da camada de encosto, espessura da camada de revestimento, problemas de montagem, entre outros. As principais fontes de tensões em mancais são a pressão hidrodinâmica do filme óleo no ponto de vista mecânico e a temperatura no ponto de vista térmico.

Um dos mais comuns tipos de falhas evidenciados em mancais é a fadiga superficial, que geralmente aparece na forma de trincas na superfície dos mancais. Tensões reversas na camada do mancal podem causar fadiga superficial. Estas falhas por fadiga podem ser induzidas na superfície do mancal devido às tensões flutuantes diretas, ou na superfície de união devido às tensões flutuantes de cisalhamento.

Os efeitos da espessura e da temperatura na resistência à fadiga de ligas são similares. A resistência à fadiga de ligas de mancais diminui com o aumento da espessura da camada e dos níveis de temperatura.

Enfatizam, também, a importância de fatores tais como oxidação, cavitação, corrosão e desgaste em conjunto a interações físicas, químicas e geométricas entre lubrificantes e materiais de mancais. Os autores afirmam que a flexibilidade do alojamento é o fator principal da vida por fadiga de um mancal e que, pelo fato da maior magnitude da tensão tangencial elástica ocorrer na superfície do mancal, as trincas por fadiga iniciam na superfície do mancal. A temperatura também é uma fonte importante de tensão podendo levar à fadiga superficial de mancais.

OKAMOTO et al (2000) fizeram ensaios de mancais, tentando se aproximar ao máximo das condições reais de mancais de motores, fazendo uma comparação do desgaste e fadiga dos mancais obtidos na prática com a teoria da lubrificação elastohidrodinâmica. Os autores afirmam que para uma compreensão efetiva dos mecanismos de falhas em mancais, é difícil realizar análises próprias durante a operação real de mancais de motores por causa de fatores flutuantes complexos além dos mancais em si. Os autores concluíram que o desgaste inicia nas bordas do comprimento do mancal, próximo à direção de máximo carregamento e gradualmente propaga para o interior. O desgaste acelerado causa as trincas por fadiga para um curto período de tempo. As posições dos desgastes em mancais coincidem com aquelas de fina espessura de lubrificante e alta pressão do filme de óleo. A trinca por fadiga ocorre na região onde a máxima pressão gerada no filme de óleo e o gradiente de pressão no filme de óleo baixam bruscamente.

DESAKI, GOTO e KAMIYA (2000) afirmam que por motivo de exigência de alta performance e baixo consumo de combustível, os mancais usados em automóveis estão cada vez mais trabalhando sobre condições de lubrificação insuficiente. Normalmente são utilizados dois tipos de materiais de mancais: liga de alumínio e liga de Cu-Pb com base de Pb sobreposto. Porém, esta última liga é um material ambientalmente tóxico. Por este motivo, são exigidos, cada vez mais, mancais de liga de Al com melhor performance. Outro motivo, é o fato da busca por redução de custo, e um item para esta redução é a aceitação de eixo de ferro fundido, mais barato que aço forjado. Mas, neste caso, o desgaste do mancal é aumentado. Por isso, é difícil utilizar liga de Cu-Pb com base de Pb sobreposto. A liga Al-Sn-Si com Si disperso como uma partícula dura é geralmente utilizada como liga de Al para mancais. A resistência ao desgaste e a resistência ao ataque aumentam devido à ação de “*lapping*” da superfície do eixo e a remoção de adesão pela partícula de Si. No entanto, o efeito do Si é insuficiente sobre severas condições e a melhora da resistência ao desgaste é necessária.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo desta dissertação é identificar e estudar os efeitos da elasticidade do encosto e alojamento no campo de tensões de bronzinas automotivas. Com isso, pretende-se relacionar a distribuição de tensões com a falha por fadiga em bronzinas. Para isto, se torna necessário compreender quais são as fontes de tensões em bronzinas e como estas fontes afetam no surgimento de trincas de fadiga.

Então, é utilizado o *software* comercial *ANSYS*[®] versão 7.0 no qual a bronzina é modelada através do método dos elementos finitos, podendo, assim, avaliar a influência da flexibilidade do encosto e do alojamento no campo de tensões da bronzina em estudo.

1.4 CONTRIBUIÇÕES

Este estudo é muito importante para profissionais que trabalham com projetos de bronzinas e também para as pessoas interessadas no assunto, pelo fato de que existem poucas referências que abordam este componente mecânico, principalmente no que se trata de flexibilidade do alojamento.

Geralmente, os profissionais utilizam *softwares* apropriados que definem a geometria da bronzina. Mas qual a eficiência destes *softwares*? Na maioria das vezes estas bronzinas são produzidas sem ter a preocupação de saber se a vida útil dela pode ser melhorada, somente aplicando o que o *software* determina. Com o auxílio deste estudo, será possível para o projetista da bronzina interagir com o *software* (ou melhorá-lo, caso seja necessário) com o intuito de se buscar a melhor geometria, melhores características e maior vida útil.

1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é composta por sete capítulos.

No capítulo 1, é feita uma apresentação geral da dissertação, mostrando a importância do estudo, os objetivos a serem alcançados, um resumo bibliográfico sobre o assunto e contribuições que o estudo pode trazer.

No capítulo 2, é feita uma explicação sobre o que é mancal de deslizamento, quais seus materiais mais utilizados, suas características, os procedimentos para uma análise de falhas e quais modos de falhas são mais evidenciados em bronzinas.

No capítulo 3, é feito um estudo sobre as fontes de tensões em bronzinas, mostrando os efeitos das principais delas. Por fim, é feita uma correlação entre as fontes de tensões e falhas por fadiga em bronzinas.

No capítulo 4, é feito o cálculo da pressão hidrodinâmica atuante na bronzina, mostrando passo a passo como se chega no perfil da pressão.

No capítulo 5, é feita uma simulação através do método dos elementos finitos, mostrando do que se trata este método, qual a geometria da bronzina utilizada e quais as condições de contorno. É feita, também, uma análise de tensões focada na influência da elasticidade do alojamento.

No capítulo 6, são apresentados os resultados finais com suas devidas conclusões e considerações bem como recomendações para trabalhos futuros sobre este assunto.

No capítulo 7, são apresentadas as inúmeras referências bibliográficas utilizadas nesta dissertação.

2. ANÁLISE DE FALHAS EM MANCAIS

Neste capítulo é feita uma explicação sobre o que é mancal de deslizamento, quais seus materiais mais utilizados, suas características, os procedimentos para uma análise de falhas e quais modos de falhas são mais evidenciados em bronzinas.

2.1 INTRODUÇÃO

Dispositivos mecânicos normalmente contém algumas peças móveis. Mancais são geralmente usados onde um específico relacionamento espacial (alinhamento) deve ser mantido entre as peças ou onde uma força deve ser transmitida de uma peça para outra. Mancais mecânicos são normalmente feitos de material selecionado e em geometrias espaciais para fácil efeito e movimento confiável para uma tarefa específica. Possuem uma superfície de deslizamento constituída por material anti-fricção, cuja dureza e temperatura de fusão são mais baixas que as do material do eixo ou rotor, assegurando, dessa maneira, redução no atrito e desgaste das peças móveis mais caras e de difícil substituição.

“Os mancais de deslizamentos foram inventados no final da década de 1880, em consequência do trabalho de Osborne Reynolds, sendo a primeira aplicação comercial desenvolvida por Albert Kingsbury na Segunda década do século XX em turbinas de usinas hidrelétricas.” (Affonso, 2002, p. 87)

2.2 TIPOS DE MANCAIS DE DESLIZAMENTO

Os mancais de deslizamento utilizados em bielas e virabrequins de motores de combustão interna são usualmente conhecidos por bronzinas ou casquilhos, tendo como função proteger e prolongar a vida dos elementos móveis do motor, que apresentam uma maior responsabilidade e custo, tais como o virabrequim e os alojamentos. A figura 2.1 mostra alguns dos vários tipos de bronzinas automotivas encontradas no mercado.

Segundo a ASM (1992), mancais de deslizamento são geralmente conformados. As superfícies podem ser planas, esféricas ou cilíndricas. Superfícies planas incluem os caminhos de deslizamento de ferramentas de máquinas e os mancais de retenção que limitam o movimento axial de eixos rotativos. Superfícies esféricas permitem movimento rotativo em volta de mais de um eixo, tais como os fornecidos pelas articulações do esqueleto humano. O par de superfícies cilíndricas é o tipo mais comum em máquinas. São também chamados de mancais planos ou mancais simples.



Figura 2.1 – Diversos tipos de bronzinas (MAHLE, 2003).

Superfícies de deslizamento podem estar em movimento por longos períodos de tempo. Algumas partidas e paradas são freqüentes, mas sempre o deslizamento é ao longo de um eixo, como em motores. Outros oscilam, como em dobradiças de portas. Estes podem operar a seco ou lubrificados com mistura disponível ou um lubrificante especificamente aplicado.

2.3 MATERIAIS UTILIZADOS EM BRONZINAS

Como já foi dito anteriormente, mancais necessitam de uma superfície de deslizamento constituída por material anti-fricção. Materiais anti-fricção devem possuir, além do baixo coeficiente de atrito, propriedades aparentemente conflitantes, tais como: resistência mecânica para o suporte de cargas elevadas, baixa dureza para

não danificar o eixo e absorver partículas sólidas eventualmente existentes no óleo, elevada resistência à fadiga nas temperaturas de operação e conformação para adaptarem-se a pequenos desalinhamentos ou irregularidades geométricas dos eixos ou colos.

Segundo a ASM (1992), técnicas de sinterização, fundição e caldeamento permitem a obtenção de materiais anti-fricção mais adequados a cada aplicação, dentro de rigorosas especificações. Alguns desses materiais exigem a utilização de revestimentos metálicos eletrodepositados adicionais.

Os mancais de menor custo são buchas de polímeros moldados nas quais os eixos de aço rotacionam. Os polímeros mais baratos são os nylons e acetatos. Em baixas velocidades de deslizamento, normalmente desgastam por abrasão devido à sujeira ou à rugosidade da superfície do eixo.

Polímeros têm duas desvantagens – sua baixa condutividade térmica e sua tendência a fluxo frio e tornam-se distorcidos se carregados muito excessivamente. Se polímeros são usados em altas velocidades, as superfícies podem fundir. Existem três soluções para problemas térmicos. Uma é operar o mancal com baixa pressão de contato e baixa velocidade. Outra é colocar um fino filme de metal no polímero para aumentar a taxa de fluxo de calor. A terceira é preencher o polímero com um material que tem alta condutividade térmica. Por estas propostas, o polímero pode ser preenchido e reforçado com partículas ou fibras de vidro, metal e minerais. Entretanto, estes preenchimentos causam maior desgaste no eixo do que os polímeros causam.

Para baixa fricção, o mais caro politetrafluoretileno (PTFE) é disponível. PTFE é às vezes adicionado em acetatos para reduzir a fricção. Grafite e Bissulfeto de Molibdênio são também adicionados. Embora diminuam a fricção, não previnem o desgaste.

Outro material de buchas de baixo custo é o bronze poroso, o qual pode ser empregado com lubrificante. Por um custo pouco mais alto, mancais de ferro fundido podem ser usados, particularmente em superfícies largas e planas.

Polímeros, ferro fundido cinza e bronze são selecionados como materiais de mancais por causa de sua capacidade para sobreviver constantemente embora possam ser feitos com pobres tolerâncias ou possam ser operados com lubrificantes gastos ou

sem manutenção. Tratamento pobre destes mancais geralmente aparecerá como entalhe adesivo.

Onde estes materiais estão correndo contra uma superfície mais dura, pode ter metal transferido para aquela superfície.

De acordo com *Failure investigation* (2004), a vasta maioria dos mancais de máquinas industriais são projetados para operar com filme lubrificante hidrodinâmico e são baseados em metais brancos (Babbitts) – ligas de estanho e chumbo. Metais brancos são escolhidos porque eles são de baixa dureza e baixo ponto de fusão, de modo que, no evento da falha, o dano deve ser limitado ao mancal, um componente comparativamente mais barato e mais fácil de ser trocado, deixando o caro rotor ou eixo ileso. Estas características são desejáveis, entretanto, colocam limites na sua operação, conforme mostra a figura 2.2.

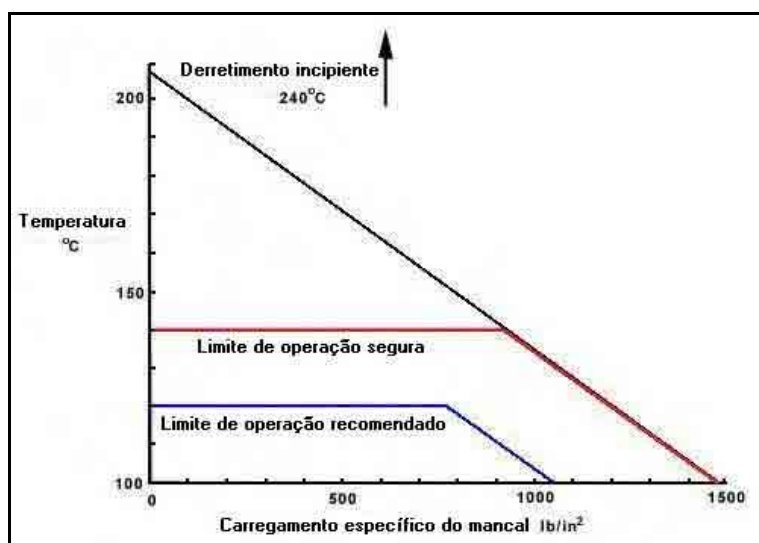


Figura 2.2 – Limites de temperatura sugeridos para mancais de metal branco
(Adaptado de *Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

Segundo Etchells (1952), babbitts baseados em estanho e chumbo são facilmente manuseados e, com exceção de buchas de bronze simples, tem o menor custo. É necessário com babbitts ter uma espessura de camada mínima de liga propriamente unida ao aço de encosto, coerente com os requerimentos de aplicação no que se trata

de conformabilidade e encrustabilidade, para assegurar máxima capacidade de carregamento e vida em fadiga em elevadas temperaturas.

O efeito da temperatura na dureza do metal branco e, portanto, sua capacidade de carregamento, é crítica.

A figura 2.3 mostra uma região de trabalho para um mancal constantemente carregado em termos dos principais parâmetros operacionais: carga, velocidade, viscosidade do lubrificante e geometria do mancal.

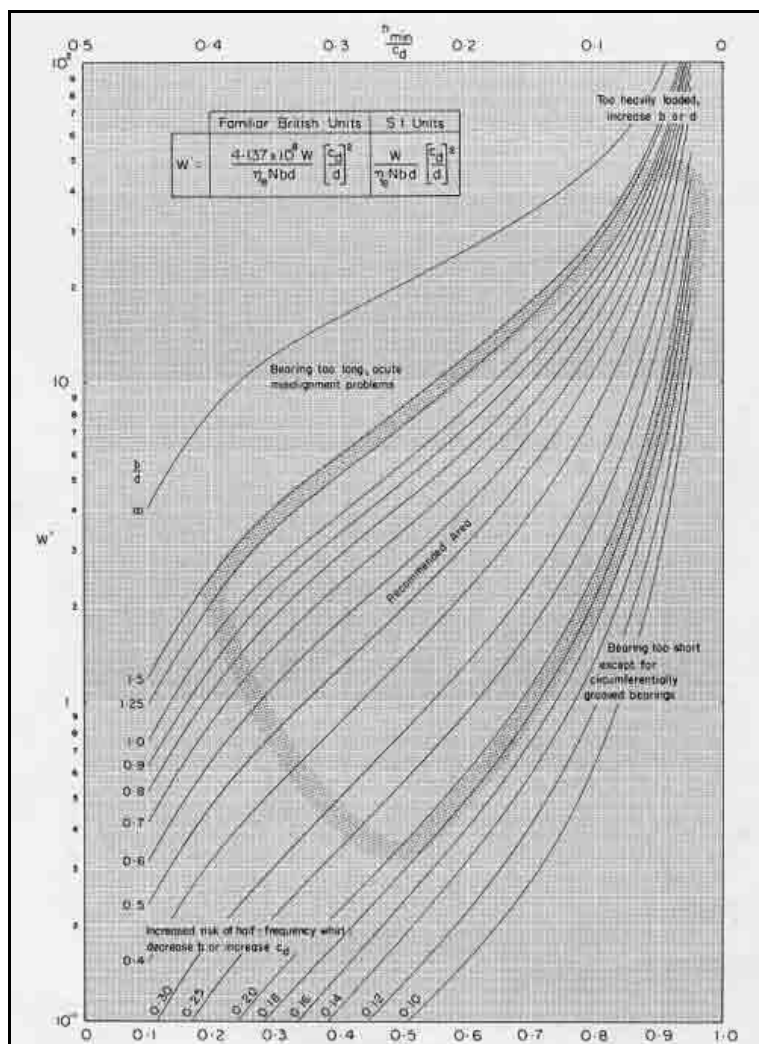


Figura 2.3 – Diagrama da capacidade de carga para mancais constantemente carregados (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

A figura 2.4 mostra uma região de trabalho para um mancal de pressão constantemente carregado em termos da capacidade de carga e velocidade de operação.

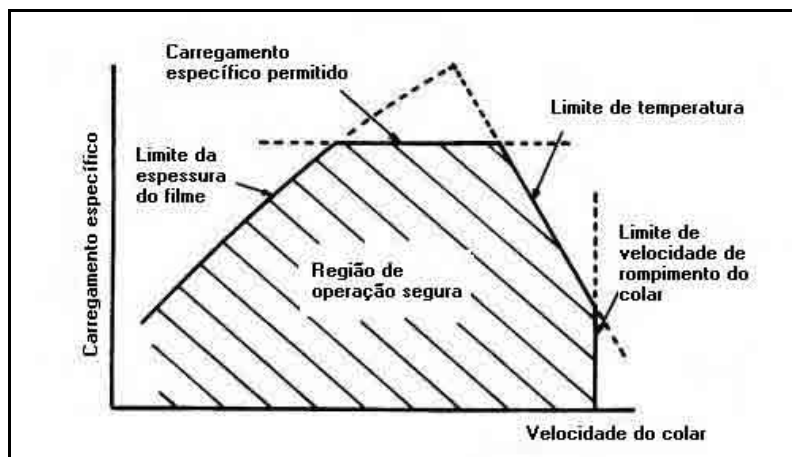


Figura 2.4– Limite de operação segura (Adaptado de *Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

Quase todos os materiais, tais como carbono, cerâmicas, ferro fundido branco e ligas metálicas de todos os tipos, podem ser usados em mancais. Estes materiais podem ser escolhidos primeiramente por resistência a corrosão, por prevenção de faiscamento, por resistência a abrasivos ou simplesmente por causa de suas possibilidades. Mancais de alta performance são normalmente feitos com considerável cuidado e são comparativamente mais caros.

2.4 PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE FALHA

A identificação da causa do dano ou falha em mancais de deslizamento é crucial antes de que uma ação corretiva seja tomada para prevenir outras ocorrências.

Um procedimento geral para análise de falha de mancais de deslizamentos, elaborado pela ASM (1992) envolve os seguintes passos:

- Não limpar a máquina ou mancal antes do primeiro exame;
- Obter um histórico de operação do mancal, lubrificantes usados, outras falhas no sistema e histórico de mancais em máquinas semelhantes. É geralmente útil ter os

comentários sobre o comportamento da máquina de técnicos e mecânicos em vez de coordenadores e gerentes;

- Examinar o mancal em sua posição normal de trabalho, e procure a evidência de anormalidades no ambiente e de aquecimento nos arredores e danos. Fotografe a máquina tanto em close quanto ela toda. Uma imagem é melhor que mil palavras;
- Examine todas as peças, fragmentos de desgaste, decomposição de lubrificantes e assim por diante, durante a desmontagem. Retenha exemplos de fragmentos e lubrificantes e retenha ambas as metades de um par de mancais;
- Use um microscópio óptico de baixo poder para observar as peças não limpas, e tentar estabelecer o progresso do dano;
- Use um microscópio óptico de alto poder se algo interessante aparecer, não sendo ainda apropriado limpar as peças completamente;
- Se as peças podem ser limpas, é normalmente mais conveniente usar o microscópio eletrônico de varredura, em ampliações menores que vinte vezes, por causa da profundidade do maior campo deste microscópio ser menos provável ver detalhes obscuros distantes em uma superfície áspera do que um microscópio óptico de mesma ampliação;
- Microanálises de raio X é uma ferramenta conveniente para detectar transferência de material, a composição de partículas encravadas e a perda de camadas de mancais;
- Olhar para a evidência de “*fretting*”, pobre ligação entre camadas no mancal, oxidação, fluxo plástico, fadiga, alta temperatura, arrastamento e partículas encravadas; e
- Analisar o lubrificante por partículas fragmentadas e por métodos espectrográficos de medida e concentração de elementos dissolvidos e comparar os resultados com um lubrificante normal. O fornecedor de lubrificante deve dar acesso às características de lubrificante normal. Determinar a possível causa da grande quantidade de elementos dissolvidos.

Encontrada uma resposta, não pare a investigação, pois mais de um mecanismo de falha pode levar a um dano superficialmente similar no mancal. Além disso, uma

vez que a falha tenha sido iniciada, o mecanismo original pode levar a outro mecanismo de falha e é essencial identificar a causa original.

2.5 PRINCIPAIS FALHAS QUE OCORREM EM BRONZINAS

As falhas em bronzinas podem estar relacionadas ao projeto, a manufatura e com as condições operacionais. É importante salientar alguns tipos de falhas, como por exemplo, corrosão, fadiga, erosão por cavitação e desgaste, quando relacionadas com os lubrificantes e os materiais utilizados nos mancais.

2.5.1 DESGASTE

Segundo *Failure investigation* (2004), os materiais de bronzinas são escolhidos ser moles, não somente por permitir que se conformem ao virabrequim, acomodando-se, assim, a um pequeno desalinhamento (conformabilidade), mas também permitindo que duras partículas contaminantes se encaixem de modo que elas não marquem a face contrária (incrustabilidade), sendo limitado pelo fato de que algumas partículas contaminantes são pequenas suficientemente para entrar no canal de óleo, mas maior que a mínima espessura do filme de óleo, podendo permanecer ressaltada no mancal e marcar a face contrária do virabrequim, o que é denominado de “*scoring*”, resultando num aumento na remoção do material, o que eventualmente requer a troca do mancal. A figura 2.5 mostra uma bronzina danificada por desgaste. É possível perceber os riscos na superfície da bronzina, causados pelo “*scoring*”.



Figura 2.5 – Bronzina danificada por desgaste (MAHLE, 2003).

2.5.2 FADIGA

De acordo com Booser e Wilcock (1957), a falha por fadiga é o tipo mais comum que ocorre em mancais de sistemas automotivos, prevalecendo, também, em outros tipos de serviço onde cargas recíprocas ou onde houver cargas desbalanceadas. Um mancal pode ter muitos ciclos de carga variável, como em motores, ou pode ter um carregamento desequilibrado, como em outro maquinário. Falha por fadiga será acelerada por altas tensões e por ambiente corrosivo.

Segundo *Failure investigation* (2004), as bronzinas de liga de metal branco têm baixa resistência e facilmente sofrem danos por fadiga quando sujeitos a cargas reversas, tais como ocorrem em máquinas recíprocas (motores, compressores recíprocos, etc.), e também quando sujeitos a vibrações causadas por desbalanceamento ou instabilidades dinâmicas.

Os metais brancos são sempre usados como uma parede no encosto de um material mais duro, usualmente aço temperado, mas mais raramente bronze. A resistência a fadiga de metais brancos pode ser aumentada pela redução da espessura da parede, mas com a penalidade de reduzir a conformabilidade e inrustabilidade do material do mancal.

Metal branco com espessura de 1 a 3 mm (espessura da parede dos mancais) são mais comumente usados em máquinas industriais; isto não somente dá boa conformabilidade e inrustabilidade, mas pode também fornecer uma camada derretida que permite uma máquina operar com segurança no evento da falha sem dano ao rotor. A espessura da parede dos mancais podem ser reparadas por remetalização. Mancais de parede fina com forros de metal branco na faixa de 0,08 a 0,12 mm são somente usados em aplicações recíprocas, em particular em motores de alta velocidade, para dar aumento à capacidade de carregamento; estes mancais não podem ser reparados.

Segundo Booser e Wilcock (1957), uma vez iniciada, a fadiga é um fenômeno auto-acelerador. A perda de material proveniente da falha por fadiga inicial é transferida a outra parte do mesmo mancal e é geralmente carregada pelo óleo a outros mancais no sistema. Estas partículas soltas geram, então, concentrações de tensões localizadas e pontos quentes em outro lugar, promovendo, assim, fadiga adicional.

As falhas por fadiga são freqüentemente induzidas por alguns problemas mecânicos tais como desalinhamento, carregamento na extremidade do mancal, eixo

torto ou estreito, montagem imprópria, sujeiras ou lascas no fluxo de óleo, lubrificação imprópria, ou uso de lubrificantes impróprios. Qualquer destes fatores podem ser responsáveis pelo fornecimento de condições próprias para altas concentrações de tensões promoverem fadiga ou pelo aumento da temperatura e desta maneira diminuindo a vida de fadiga do material do mancal.

De acordo com Booser e Wilcock (1957), a corrosão também contribui para o enfraquecimento e fadiga de alguns tipos de mancais, por remoção seletiva de um dos micro-constituintes. Ataque por contaminantes corrosivos em um óleo ou por um óleo corrosivo pode também causar enfraquecimento do material do mancal, resultando em falha por fadiga precoce.

2.5.2.1 CARACTERÍSTICAS

A fadiga é causada por tensões alternadas as quais resultam na eventual formação de trincas de fadiga, normalmente iniciando no ponto de máximo cisalhamento, logo abaixo da superfície do metal do mancal.

Conforme Bidwell (1954), carregamentos cíclicos produzem fadiga de materiais de mancal como um resultado de repetidas mudanças na pressão do filme de óleo de zero ao valor máximo. Trincas aparecem no metal do mancal e pedaços se soltam. A falha aparenta ser frágil embora o material seja dúctil.

Segundo *Failure investigation* (2004), o dano por fadiga é facilmente distinguido de outros mecanismos de falha. Se manifesta por trincamento irregular na superfície; as trincas propagam através do metal branco à camada de estanho na concha do mancal onde elas continuam até unirem-se com outra trinca e formar um pedaço que se desprende do encosto. Este pedaço tem uma razão de aspecto de aproximadamente 3:1 a 5:1, como pode ser visto na figura 2.6. A resistência total à fadiga da camada de metal branco depende de uma completa união metalúrgica entre o material de encosto e o metal branco que é obtida por estanhamento do encosto antes de derramar o metal branco derretido.

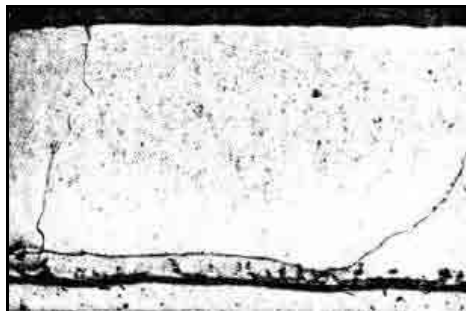


Figura 2.6 – Metal branco fadigado mostrando trinca penetrando na camada de encosto, não no metal de encosto (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

Se uma completa união metalúrgica não for criada, a resistência à fadiga é acentuadamente reduzida, fazendo o mancal suscetível a falhas por fadiga prematura. Fadiga normal e prematura pode ser distinguida por exame do fundo do buraco da região fadigada; isto deve mostrar uma camada de estanho no encosto, não aço ou uma superfície enferrujada, como pode ser visto na figura 2.7.



Figura 2.7 – Metal branco fadigado mostrando a presença de camada de estanho no encosto de aço (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

A figura 2.8 mostra um mancal com estágio avançado de fadiga.

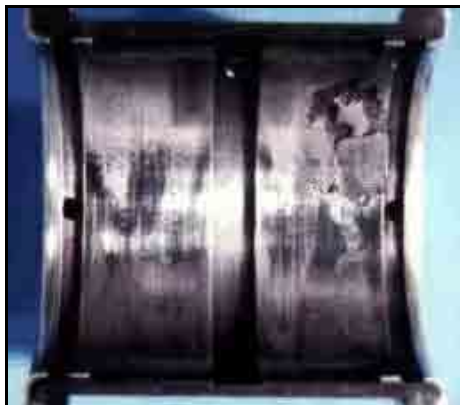


Figura 2.8 – Estágio avançado de fadiga mostrando trincamento e formação de pedaços soltos na superfície (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

2.5.3 EROSÃO POR CAVITAÇÃO

Segundo *Failure investigation* (2004), esta é uma forma particular de fadiga causada por rápida flutuação de pressão no filme de óleo do mancal. Quando a pressão é baixa, bolhas de ar ou gás dissolvido são formados e então desabam quando entram em uma região de alta pressão.

Cavitação vaporosa resulta em ondas de choque no filme lubrificante causando falha por fadiga na superfície do metal branco.

Cavitação gasosa, na qual as bolhas são de gás na solução do lubrificante, é muito menos energética do que a cavitação vaporosa.

Erosão por cavitação dá uma fina textura rugosa à superfície danificada. Isto pode possivelmente ser confundido com desgaste por partículas finas ou até mesmo dano por erosão elétrica, mas pode facilmente ser distinguido por exame mais fechado e pelas circunstâncias no qual o dano ocorreu.

As figuras 2.9 e 2.10 mostram mancais danificados por erosão por cavitação.

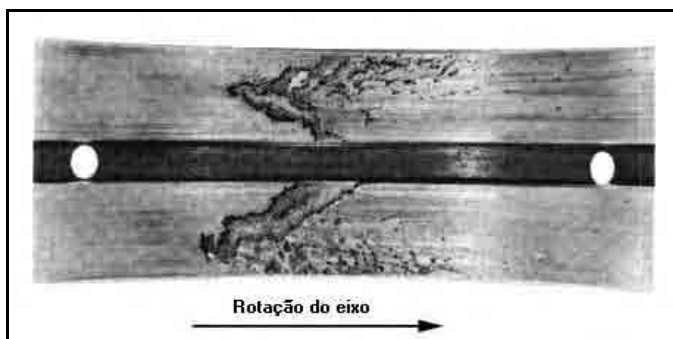


Figura 2.9 – Erosão por cavitação em mancal causada pela rápida aproximação do eixo ao mancal (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).



Figura 2.10 – Erosão por cavitação (regiões claras na superfície) em uma bronzina automotiva. (MAHLE, 2003).

2.5.4 “FRETTING”

“*Fretting*” é uma forma de desgaste adesivo; isto ocorre como o resultado de pequeno movimento oscilatório.

“*Fretting*” pode ocorrer no contato entre o virabrequim e a bronzina quando há uma vibração externa. Isto causa uma mudança no perfil da bronzina, o que pode afetar sua performance. A figura 2.11 mostra um mancal danificado por “*fretting*” causado por vibração. “*Fretting*” pode também ocorrer nos encostos da concha da bronzina quando não há ajuste de interferência adequado no alojamento.



Figura 2.11 – Dano por “fretting” em um mancal causado por vibração (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

“Fretting” em metais brancos resulta em um escurecimento da superfície.

“Fretting” entre superfícies de aço deixa uma mancha marrom avermelhada nas superfícies.

2.5.5 EFEITOS QUÍMICOS

Um número de diferentes efeitos químicos pode causar problemas em mancais de deslizamento em geral. Embora estes efeitos possam ser diferentes, há similaridades em ambos na aparência do dano e a falha resultante. Assim, é conveniente trata-los junto.

Conforme *Failure investigation* (2004), três fenômenos separados são descritos:

- a) Reações químicas ocorrendo no lubrificante que resulta na formação de depósitos na superfície do mancal. Na maioria dos casos a taxa de formação de depósitos tende a ser dependente da temperatura de modo que a formação de depósitos segue o perfil de temperatura da superfície do mancal. Em geral, o material subjacente do mancal não é afetado.
- b) Reações químicas entre o metal do mancal e o lubrificante, produtos de degradação do lubrificante ou contaminantes no lubrificante. Isto pode ter dois efeitos: remoção seletiva de diferentes fases do metal do mancal ou a formação de depósitos na superfície do metal do mancal. Reações químicas são dependentes da

temperatura e, novamente, a remoção corrosiva de material ou a formação do depósito reagente reflete o perfil de temperatura da superfície do mancal.

- c) Reação eletroquímica entre materiais no lubrificante, normalmente contaminantes de alguma espécie, e o metal do mancal produzindo depósitos na superfície do mancal. A diferença neste caso é que reações eletroquímicas são relativamente independentes da temperatura de modo que o depósito é formado uniformemente sobre a superfície do mancal e não é restrito em áreas de altas temperaturas.

Os problemas criados por estes efeitos são similares: uma modificação do perfil da superfície do mancal a qual leva a degradação em seu filme hidrodinâmico gerando capacidade e finalmente a uma falha no filme lubrificante.

Efeitos químicos podem resultar em mudanças do perfil da superfície do mancal, ou por corrosão do material do mancal ou pela formação de depósitos na superfície do mancal. No caso de bronzinas, o efeito químico pode ser percebido também no virabrequim. O ataque químico pode ser causado pelo uso de lubrificantes impróprios contendo aditivos químicos ativos ou por contaminação de fontes externas. A figura 2.12 mostra uma bronzina afetada por corrosão. É perceptível como a corrosão afeta o perfil da superfície da bronzina.



Figura 2.12 – Bronzina danificada por corrosão (MAHLE, 2003).

2.5.6 FALHAS DE FABRICAÇÃO E ERROS NA MONTAGEM

Algumas falhas de bronzinas podem ocorrer como resultado de erros de fabricação ou montagem. Algumas bronzinas são impropriamente montadas e fraturadas muito cedo em uso.

Alguns exemplos são dados, mas obviamente não há modelo geral que relaciona o mecanismo de falha com o tipo de erro.

No evento de efeitos não usuais, um exame cuidadoso deve ser feito na montagem inteira da bronzina para quaisquer defeitos de fabricação ou erros de montagem que podem refletir o dano.

Um dos mais comuns casos de falhas de fabricação e erros de montagem é o desalinhamento. A figura 2.13 mostra um mancal afetado por desalinhamento, o que é evidenciado pelas regiões lisas na superfície do mancal. O baixo ponto de fusão e resistência do metal branco (compatibilidade) são propriedades valiosas, permitindo-o esfregar ou deformar para compensar uma quantidade limitada de desalinhamento.

Segundo DuBois et al (1955), o efeito do desalinhamento é o aumento da excentricidade nas extremidades do mancal. Enquanto este aumento é numericamente pequeno, representa um apreciável efeito na excentricidade na região livre entre eixo e mancal, onde atua o óleo.



Figura 2.13 – Par de conchas de mancal mostrando região lisa nos lados opostos das conchas (*Failure Investigation*, www.tribology.co.uk).

3. FONTES DE TENSÕES EM MANCAIS

Neste capítulo são abordadas as principais fontes de tensões em mancais de deslizamento, mostrando os efeitos que podem ser causados. Por fim é feita uma correlação destas fontes de tensões com falhas por fadiga.

3.1 INTRODUÇÃO

Como visto anteriormente, bronzinas ou casquilhos são mancais de deslizamento utilizados em virabrequins e bielas de motores de combustão interna, tendo a função de proteger e prolongar a vida dos elementos móveis do motor, que apresentam uma maior responsabilidade e custo, tais como: o virabrequim e os alojamentos.

Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), existem muitos fatores e parâmetros que podem causar falhas de mancais de deslizamento, podendo ocorrer tanto no projeto, fabricação e condições de serviço. Muitas são as fontes de tensões em mancais, tais como: gradiente de pressão, flexibilidade de materiais de encosto e alojamento, presença de ranhuras de óleo, não uniformidade do apoio do alojamento, não uniformidade das distribuições de temperaturas, rugosidade superficial, espessura da camada de encosto, espessura da camada de revestimento, problemas de montagem, entre outras. As principais fontes de tensões em mancais são a pressão hidrodinâmica do filme óleo no ponto de vista mecânico e a temperatura no ponto de vista térmico.

Segundo Forrester e Chalmers (1945), um complexo sistema de tensões resulta da pressão entre o eixo e o mancal. O efeito primário desta pressão é que tensões radiais compressivas são ocasionadas, que, por sua vez, causam tensões compressivas laterais e circunferenciais e, também, como resultado da expansão do metal em volta da área de máxima pressão, resulta em tensões de tração circunferencial e longitudinal.

Ainda segundo Forrester e Chalmers (1945), uma segunda fonte de tensão é a força de fricção entre o eixo e o mancal, a qual é pequena quando há total lubrificação, mas pode atingir altos valores locais quando somente há um filme de contorno. Uma terceira fonte mecânica de tensões é derivada da flexibilidade da concha do mancal.

Um dos mais comuns tipos de falhas evidenciados em mancais é a fadiga superficial, que geralmente aparece na forma de trincas na superfície dos mancais. Tensões reversas na camada do mancal podem causar fadiga superficial. Estas falhas por fadiga podem ser induzidas na superfície do mancal devido às tensões flutuantes diretas, ou na superfície de união devido às tensões flutuantes de cisalhamento.

Os efeitos da espessura e da temperatura na resistência à fadiga de ligas são similares. A resistência à fadiga de ligas de mancais diminui com o aumento da espessura da camada e dos níveis de temperatura. Segundo Forrester e Chalmers (1945), é comum aceitar que a resistência de um mancal à fadiga pode ser aumentada pela redução da espessura do metal branco. Isto faz com que a superfície do metal se feche num eixo neutro e, assim, reduz as tensões superficiais para um dado grau de flexibilidade.

É importante salientar a presença de fatores, tais como: oxidação, cavitação, corrosão e desgaste em conjunto a interações físicas, químicas e geométricas entre lubrificantes e materiais de mancais. Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), a flexibilidade do alojamento é o fator principal da vida por fadiga de um mancal e que, pelo fato da maior magnitude da tensão tangencial elástica ocorrer na superfície do mancal, as trincas por fadiga iniciam nesta região. A temperatura também é uma fonte importante de tensão podendo levar à fadiga superficial de mancais.

3.2 EFEITOS DA RIGIDEZ DO ALOJAMENTO E GRADIENTE DE PRESSÃO

Normalmente, quando se procura fazer uma análise de tensões em mancais, é muito mais fácil e mais rápido considerar alojamento rígido. Mas na realidade todo alojamento tem seu grau de flexibilidade, fato que tem sua importância como fonte de tensões. Portanto, quando se considera um alojamento rígido, o estudo está sujeito a mascarar uma possível causa de falha por fadiga.

Um dos estudos mais importantes sobre fontes de tensões em mancais de deslizamento foi o de Hacifazlioglu e Karadeniz (1996). Para avaliar a influência da rigidez do alojamento e gradiente de pressão em mancais de deslizamento, eles

consideraram dois modelos. Um modelo com suporte do alojamento elástico foi construído para permitir deslocamentos radiais na superfície externa do mancal, com a adição de uma terceira camada com diferentes propriedades mecânicas do que a liga e o encosto, fazendo, assim, com que os efeitos de deformações no alojamento tenham sido diretamente transmitidas ao mancal. Já as deformações radiais nesta superfície foram inibidas no modelo com condições de alojamentos rígidos.

Através do estudo dos autores, é possível perceber que na condição de alojamento elástico, a magnitude da tensão tangencial, especialmente tração, aumenta com a diminuição da rigidez do alojamento. Estes resultados podem ser vistos na figura 3.1. Hacifazlioglu e Karadeniz (1996) afirmam que o início da trinca por fadiga ocorre onde as tensões superficiais de tração são máximas, podendo afirmar, assim, que a flexibilidade do alojamento acelera a falha por fadiga em mancais.

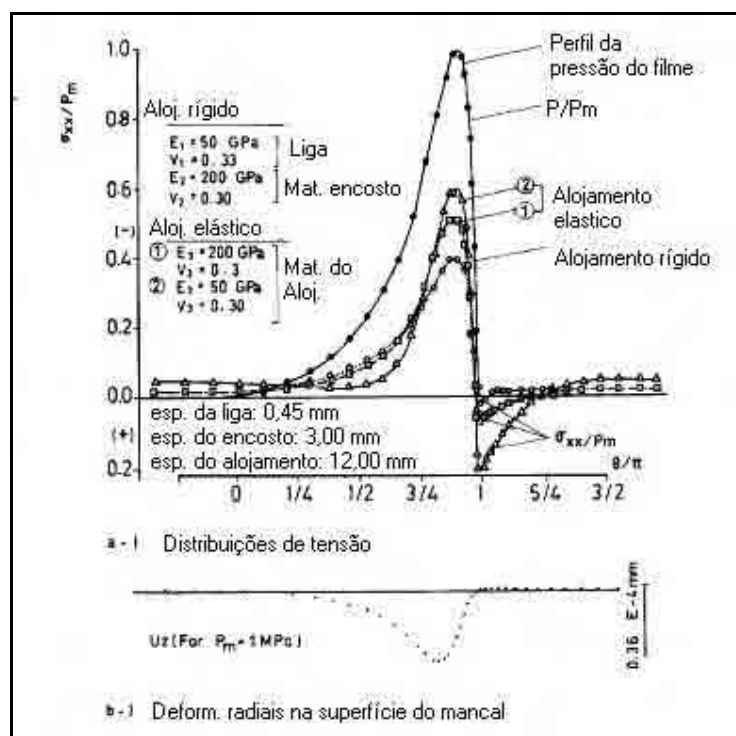


Figura 3.1 – Distribuição de tensões com efeitos de alojamento elástico e deformações radiais na superfície do mancal. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

De acordo com Ibrahim e McCallion (1970), para um alojamento rígido, a fadiga poderá ser iniciada na união entre o metal do mancal e o encosto no ponto próximo às

extremidades da região do mancal. Pode ser esperado que a região de alta tensão de cisalhamento também ocorrerá na mesma região.

Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), as magnitudes das tensões, especialmente tração, aumentam com o aumento no gradiente de pressão (figura 3.1). Embora as tensões de tração dependam do gradiente de pressão, estas tensões podem não ser produzida no caso de uma fina camada do mancal desde que elas dependam significativamente na espessura total do mancal.

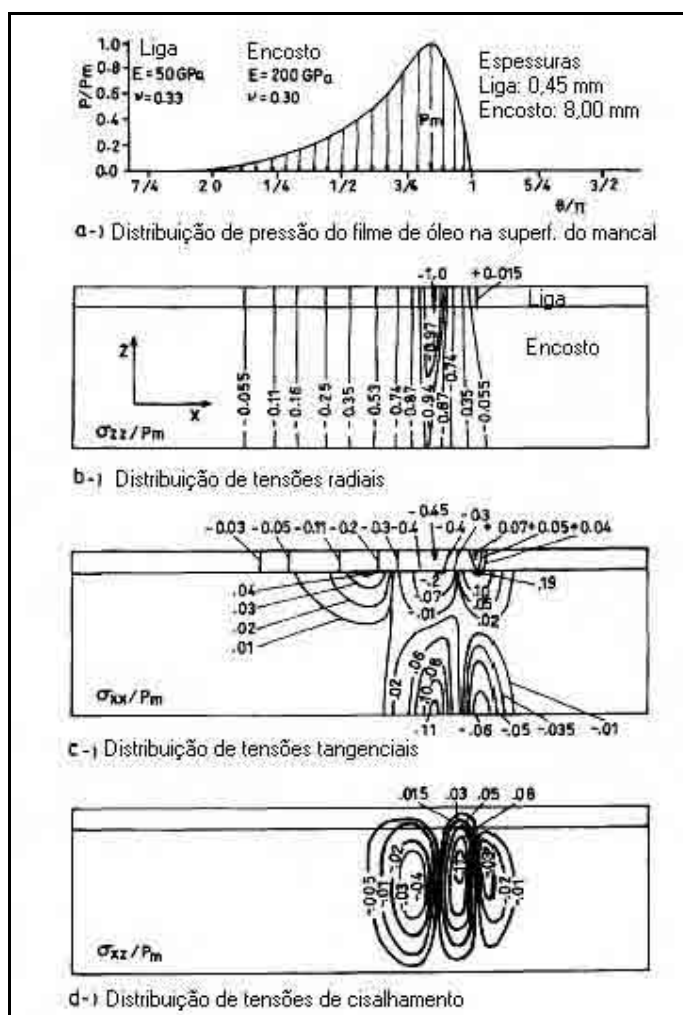


Figura 3.2 – Tensões em uma seção transversal de um modelo de mancal com alojamento rígido. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

Conforme Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), para um alojamento rígido (figura 3.2), a maior magnitude da tensão de tração ocorre na superfície da liga, fato que pode

ser usado para explicar a ocorrência de trincas de fadiga, as quais normalmente se iniciam na superfície do mancal. As tensões de tração se concentram em diferentes regiões do encosto pelo fato deste ser mais espesso que a camada de liga. Além disso, as tensões de cisalhamento ocorrem em regiões em volta do pico de pressão e pontos externos da periferia de pressão, onde os mais altos gradientes de pressão ocorrem.

No caso de um mancal com alojamento elástico, embora as distribuições de tensões mostrem o mesmo comportamento característico que no caso de alojamento rígido, as magnitudes das tensões de tração e de cisalhamento aumentam largamente dependendo da deformação do alojamento, como pode ser observado na figura 3.3.

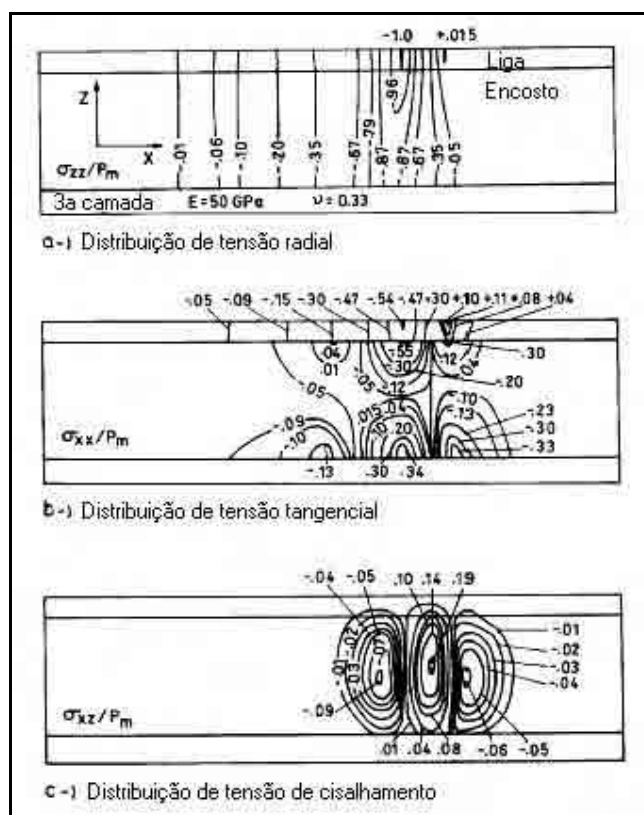


Figura 3.3 – Tensões em uma seção transversal de um modelo de mancal com alojamento elástico. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

3.3 EFEITOS DE RANHURAS DE ÓLEO

Existem mancais que têm uma ranhura de óleo que se estende circunferencialmente ao longo do mancal, na qual o óleo é mantido sob pressão. Embora a presença da ranhura de óleo seja necessária para a função do mancal, pode causar concentrações de tensões na seção do mancal.

Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), a presença de uma ranhura de óleo dá origem a concentrações de tensões adicionais. Devido às deformações radiais na superfície de união, podem ocorrer deflexões na região próxima à ranhura de óleo, resultando nas tensões de tração de maior intensidade nesta região, conforme pode ser observado na figura 3.4. As tensões de cisalhamento se concentram em duas regiões, uma próxima à extremidade livre do mancal e outra próxima à região da ranhura.

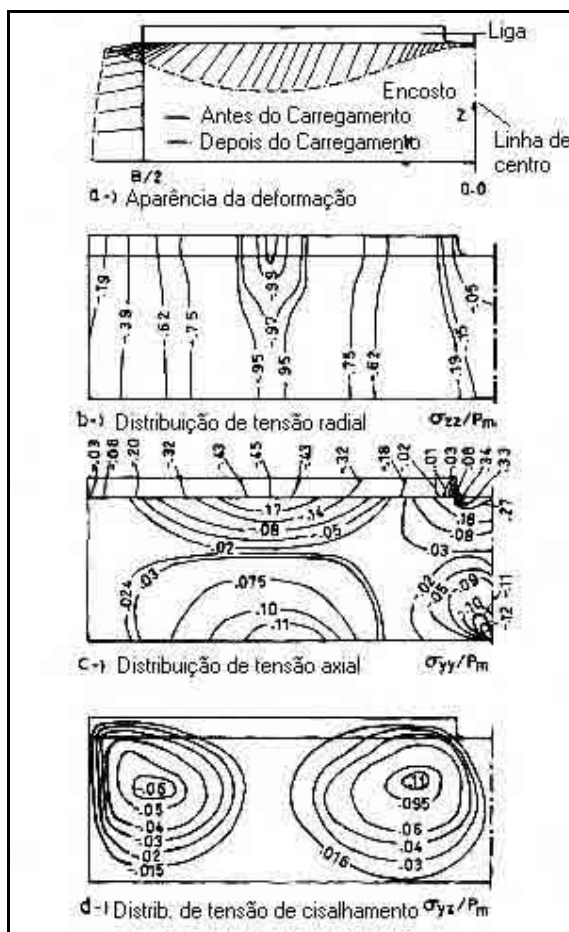


Figura 3.4 – Deformação e distribuição de tensões em mancais com ranhuras de óleo na superfície do mancal. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

Caso a ranhura esteja na superfície do alojamento (figura 3.5), as tensões na seção transversal do mancal mudam significativamente comparados com as tensões correspondentes ao caso de alojamento sem ranhura. Embora as tensões na liga não serem afetadas significativamente, as concentrações de tensões podem ocorrer na seção da liga em mancais de pouca espessura. Segundo Ibrahim e McCallion (1970), para o caso de alojamento com ranhura de óleo, o maior valor das tensões de tração aumentam a uma taxa de aproximadamente quarenta por cento no metal branco na linha de centro e aproximadamente vinte por cento sobre a ranhura do alojamento. Para tensões de cisalhamento, duas regiões de alta magnitude são encontradas assim como em alojamentos sem ranhuras.

Como a presença de ranhuras de óleo dá origem a concentrações de tensões adicionais, é esperado que a presença de ranhuras de óleo acelere o tempo de falha do mancal.

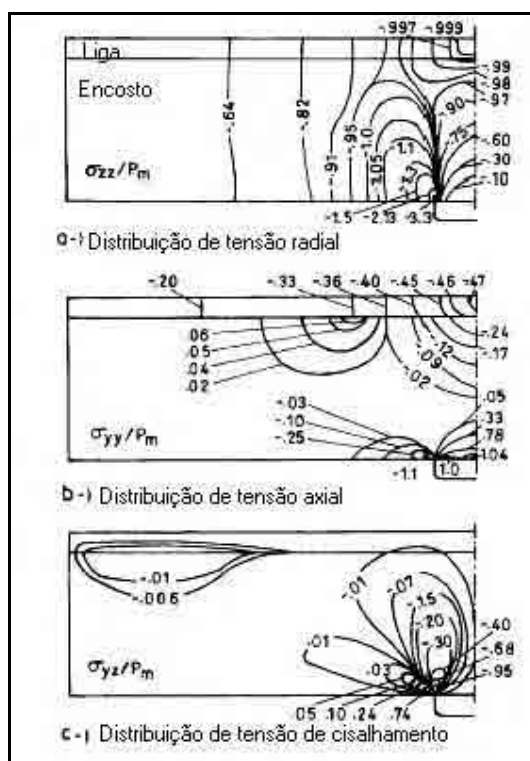


Figura 3.5 – Distribuição de tensões em mancais com ranhuras de óleo na superfície do alojamento. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

3.4 EFEITOS DE ALOJAMENTOS COM SUPORTES NÃO UNIFORMES

Em sistemas de mancais, devido a fatores tais como: perdas de propagação, falhas de projeto, fabricação e desalinhamento e desgastes na interface entre mancal e alojamento, a conformidade geométrica nas superfícies do alojamento pode ser quebrada. Com isto, um completo suporte à concha do mancal pode não ocorrer. Outro fator que pode ser considerado como fonte de não conformidade geométrica do alojamento é a presença de ranhuras de óleo, que, como já visto, podem ser inevitáveis.

Quando a pressão atua na superfície do mancal sobre a descontinuidade superficial do alojamento, a tendência a ocorrer deflexões no sistema do mancal aumenta.

As regiões onde tensões de tração ocorrem, estão sob o efeito de deflexões, as quais são afetadas pela presença de uma área sem contato na superfície de encosto do mancal. Portanto, devido a não-uniformidade dos suportes do alojamento, tensões superficiais muito elevadas de tração podem ocorrer. Como já visto, estas tensões superficiais de tração podem causar falha por fadiga em mancais, afetando, assim, a vida útil do sistema.

3.5 EFEITOS DA TEMPERATURA E TENSÕES TÉRMICAS

De acordo com Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), os efeitos da variação de temperatura podem ser gerados por fricção e movimentos entre o eixo e o mancal. Os efeitos da temperatura do mancal e na sua performance são significativamente importantes desde que um aumento na temperatura cause significativa redução na viscosidade do lubrificante e, daí, diminuições na espessura do filme de óleo. Além disso, as propriedades dos materiais de mancais se deterioram com o aumento de temperatura. A variação de temperatura é uma importante fonte de tensões térmicas em mancais. Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), as elevadas tensões térmicas ocorrem nas regiões de mais altas temperaturas (figura 3.6), coincidindo com as regiões onde a fadiga é observada.

Sendo o coeficiente de expansão térmica da liga mais alto do que o coeficiente de expansão térmica do encosto, as tensões térmicas na liga serão compressivas. Ibrahim e McCallion (1970) explicam que isto se dá pelo fato de que o material da liga expande mais que o material do encosto. Já as tensões térmicas do encosto dependem também da expansibilidade do alojamento. As magnitudes das tensões térmicas na liga e no encosto são largamente dependentes da diferença entre as propriedades de expansão térmica da liga e do encosto e níveis de temperatura.

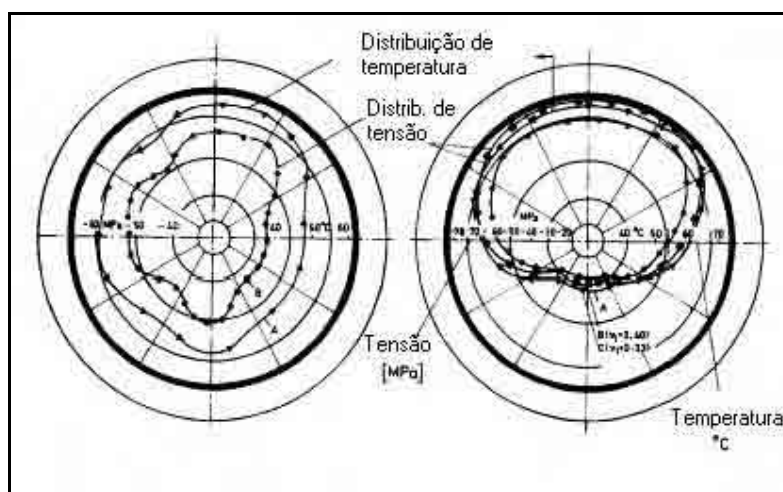


Figura 3.6 – Distribuição de temperatura e tensões em mancais. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

Segundo Ibrahim e McCallion (1970), a máxima tensão compressiva na liga ocorre na linha de centro do mancal enquanto a máxima tensão de tração no encosto ocorre na interface entre liga e encosto, próxima à extremidade do mancal, conforme figura 3.7. A máxima tensão de cisalhamento é localizada na interface próxima à extremidade livre do mancal.

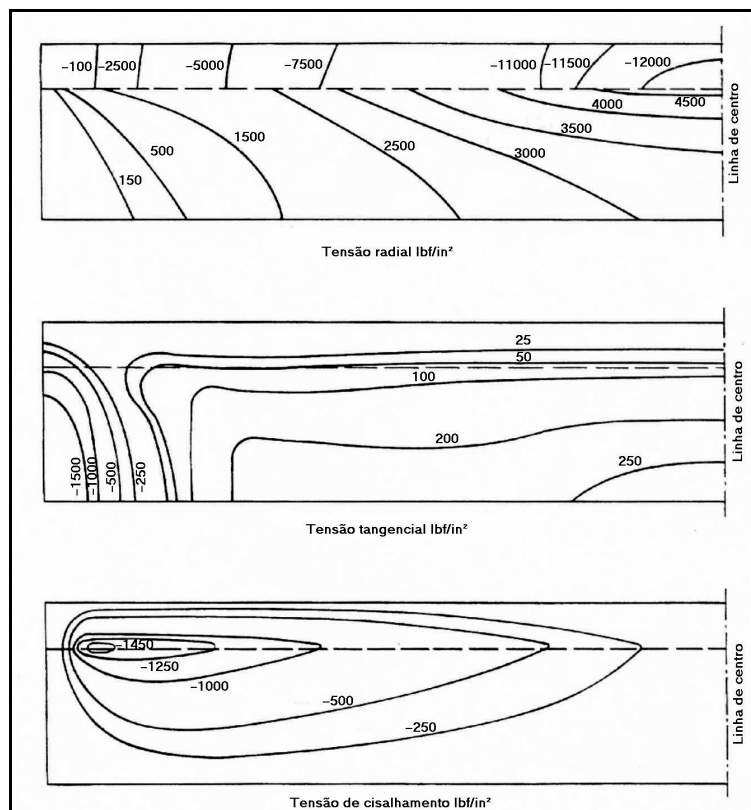


Figura 3.7 – Distribuição de tensões em mancais sob influência da temperatura.
(Adaptado de IBRAHIM e McCALLION, 1970).

3.6 RELAÇÃO ENTRE AS FONTES DE TENSÕES E A FALHA POR FADIGA EM BRONZINAS

Como já visto, a fadiga é o tipo mais comum de falha que ocorre em mancais de sistemas automotivos. A fadiga é causada por tensões alternadas, as quais resultam na eventual formação de trincas de fadiga.

É possível perceber a importância das fontes de tensões na vida útil do mancal, pelo fato de que a fadiga é um fator que afeta em muito a vida útil de qualquer componente mecânico. Portanto, quando a fadiga for identificada, é importante verificar o que causou ou acelerou este tipo de falha, ou seja, qual foi ou quais foram as fontes de tensões.

Uma das mais importantes fontes de tensões é a flexibilidade do alojamento, pois quanto menor a rigidez do alojamento, maior a tensão tangencial, especialmente

tração. Hacifazlioglu e Karadeniz (1996) afirmam que o início da trinca por fadiga ocorre onde as tensões superficiais de tração são máximas, podendo afirmar, assim, que a flexibilidade do alojamento acelera a falha por fadiga em mancais.

Outro caso, é a fadiga proveniente das tensões causadas pela presença de ranhuras de óleo, pois estas dão origem a concentrações de tensões adicionais. Devido às deformações radiais na superfície de união, podem ocorrer deflexões na região próxima à ranhura de óleo, resultando nas tensões de tração de maior intensidade.

Então, como a presença de ranhuras de óleo dá origem a concentrações de tensões adicionais, é esperado que a presença destas ranhuras acelere o tempo de falha do mancal.

Outra fonte de tensão que deve ser levada em conta é a não uniformidade dos suportes dos alojamentos, ou seja, quando uma perfeita conformidade geométrica na superfície do alojamento pode ser quebrada. Esta não uniformidade pode ser dada por uma imperfeição superficial ou até mesmo por ranhuras de óleo. Quando a pressão atua na superfície do mancal sobre a descontinuidade superficial do alojamento, a tendência a ocorrer deflexões aumenta. As regiões onde tensões de tração ocorrem, estão sob o efeito de deflexões, as quais são afetadas pela presença de uma área sem contato na superfície de encosto do mancal. Portanto, devido a não-uniformidade dos suportes do alojamento, tensões superficiais muito elevadas de tração podem ocorrer. Como já visto, estas tensões superficiais de tração podem causar falha por fadiga em mancais, afetando, assim, a vida útil do sistema.

A variação de temperatura é uma importante fonte de tensões térmicas em mancais. Segundo Hacifazlioglu e Karadeniz (1996), as elevadas tensões térmicas ocorrem nas regiões de mais altas temperaturas, coincidindo com as regiões onde a fadiga é observada.

Segundo Ibrahim e McCallion (1970), a temperatura é considerada como um parâmetro muito importante na vida de fadiga de um mancal. Para mancais de motores sujeitos a funcionamentos prolongados sob condições constantes de carregamento, o estado constante das tensões térmicas no mancal pode provavelmente relaxar a uma dimensão considerável, mas quando o motor pára, permitindo, assim, esfriar, tensões de tração podem ser induzidas no lugar de tensões compressivas originais. As falhas

superficiais atuarão, então, como concentradores de tensão e as trincas superficiais poderão ser iniciadas. Com o reiniciar do motor, a pressão pode fazer com que estas trincas se propaguem.

4. OBTENÇÃO DA PRESSÃO HIDRODINÂMICA

Neste capítulo é calculada a pressão hidrodinâmica atuante na bronzina. Para isto, é feita, primeiramente, uma abordagem sobre lubrificação hidrodinâmica, para depois ser feito o cálculo da pressão.

4.1. LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA

Como dito anteriormente, bronzina é um mancal de deslizamento hidrodinâmico, ou seja, o mancal atua sob efeito da lubrificação hidrodinâmica.

Segundo Shigley e Mitchell (1993), lubrificação hidrodinâmica significa que as superfícies do mancal que suportam a carga estão separadas por uma película de lubrificante relativamente espessa de modo a prevenir o contato de metal com metal e que o equilíbrio então obtido possa ser explicado pelas leis da mecânica dos fluidos. A lubrificação hidrodinâmica não depende da introdução de lubrificante sob pressão, embora isto possa ocorrer.

A pressão da película é criada pelo movimento das próprias superfícies, impelindo o lubrificante para a zona convergente a uma velocidade suficientemente alta para criar a pressão necessária para separar as superfícies em contato, devido a carga no mancal. Segundo Norton (1998), esta técnica é mais efetiva em mancais radiais onde o eixo e o mancal criam uma fina camada anelar dentro dessa folga que pode armar o lubrificante e permitir que o eixo se impulsione em torno do anel. Uma trilha de folga existe nas extremidades, logo um fornecimento contínuo de óleo deve ser providenciado para reparar as perdas. Este fornecimento pode ser tanto por alimentação por gravidade, quanto por alimentação por pressão. Este é um sistema usado para lubrificar mancais de virabrequim e de biela em um motor de combustão interna. O óleo filtrado é bombeado para os mancais a uma baixa pressão relativa para reabastecer o óleo perdido através das extremidades, mas a condição dentro do mancal é hidrodinâmica, criando pressões muito altas para suportar as cargas do mancal.

De acordo com Norton (1998), em um mancal hidrodinâmico em repouso, o eixo ou munhão pousa em contato com o assento do mancal. Quando começa a rotacionar,

a linha de centro do eixo forma uma excentricidade dentro do mancal e o eixo age como uma bomba para arrastar o filme de óleo, revestindo a superfície em volta dele. O “outro lado” do filme de óleo é atrelado ao mancal estacionário. Um fluxo é formado dentro da pequena espessura do filme de óleo. Com velocidade relativa suficiente, o eixo ascende em uma cunha de óleo bombeado e cessa o contato metal-metal com o mancal. Portanto, em um mancal hidrodinamicamente lubrificado somente há contato mancal-eixo quando ocorre parada ou quando a rotação está abaixo da velocidade de “*aquaplane*”. Isto significa que o desgaste adesivo pode somente ocorrer durante as transições de partida e interrupção.

4.2. CÁLCULO DA PRESSÃO HIDRODINÂMICA

Segundo Norton (1998), a pressão hidrodinâmica pode ser obtida através da solução de Ocvirk ou solução para mancais curtos. Esta solução de Ocvirk é dada por:

$$p = \frac{\eta U}{rc_r^2} \left[\frac{l^2}{4} - z^2 \right] \frac{3\varepsilon \sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \dots\dots\dots(1)$$

onde:

η : viscosidade absoluta [mPa.s];

U: velocidade linear [m/s];

r: raio do munhão [m];

c_r : folga radial [m];

l: comprimento do mancal [m];

z: direção de fuga (é considerada nula para mancais curtos);

ε : razão de excentricidade; e

θ : ângulo de pressão [rad].

Esta solução é válida para $\theta = 0$ a π , com pressão assumida como zero na outra metade da circunferência e também para razões de l/d na faixa de $1/4$ a 1, sendo d o

diâmetro do munhão. A distribuição de pressão p com respeito a z é parabólica com picos ao centro do mancal no comprimento l e é zero a $z = \pm l/2$.

A pressão p varia não-linearmente em função de θ e tem seu pico no segundo quadrante. O valor de $\theta_{\max}$ pode ser encontrado através da equação:

$$\theta_{\max} = \cos^{-1} \left[\frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right] \dots\dots\dots (2)$$

Este ângulo é medido do eixo de 0 a π , que varia ao longo da linha de excentricidade entre os centros do mancal e do munhão. Para localizar o posicionamento na bronzina referente ao ângulo θ , existe um ângulo ϕ que é o ângulo entre a força aplicada ao munhão F (considerada vertical) e $\theta = \pi$. Este ângulo pode ser obtido através de:

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right] \dots\dots\dots (3)$$

Tanto o ângulo θ quanto o ângulo ϕ são demonstrados na figura 4.1.

O valor de $p_{\max}$ pode ser encontrado por substituição de $z = 0$ e $\theta = \theta_{\max}$ na equação (1). Mas para tanto, é necessário se ter o valor da velocidade linear U , da folga radial c_r e também da razão de excentricidade ε .

A velocidade linear U pode ser obtida a partir de:

$$U = \pi d n \dots\dots\dots (4)$$

onde:

d: diâmetro do munhão [m]; e

n: velocidade angular [rps].

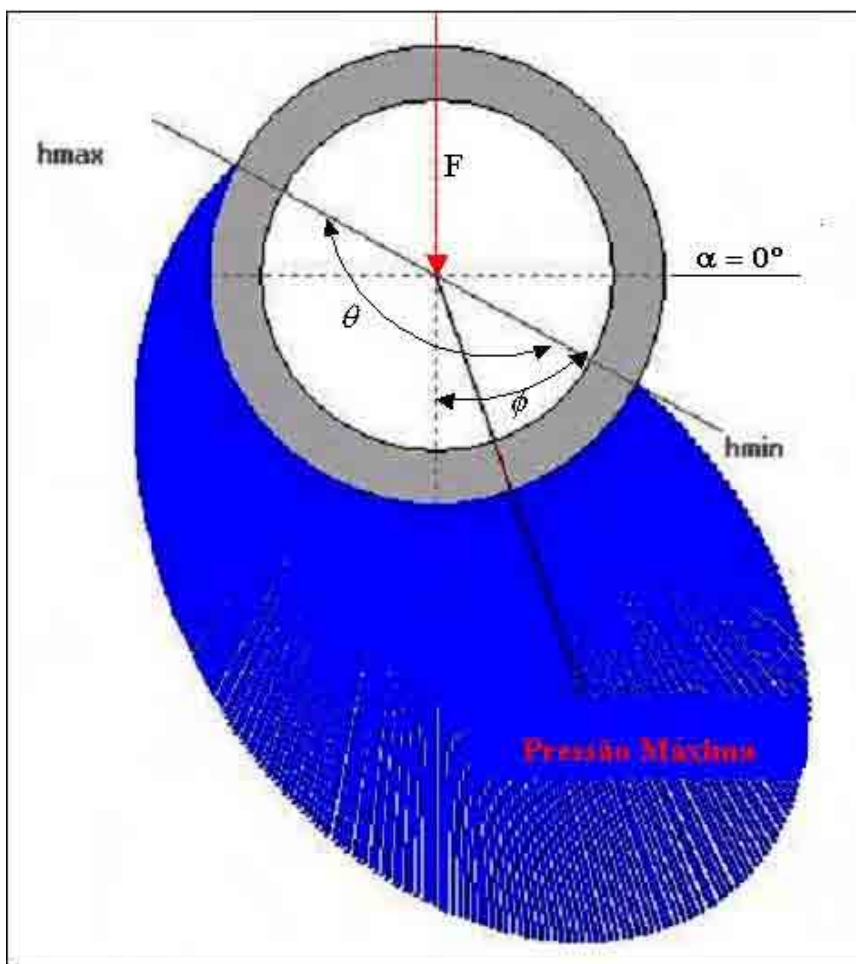


Figura 4.1 – Esquema de um perfil de pressão em uma bronzina com detalhamento dos ângulos θ e ϕ .

A folga radial pode ser obtida através relação:

$$\text{razão de folga} = \frac{2c_r}{d} \dots\dots\dots(5)$$

onde a razão de folga está tipicamente na faixa de 0,001 a 0,002 e algumas vezes 0,003.

Segundo Norton (1998), a razão de excentricidade pode ser obtida através de uma equação empírica, mostrada a seguir:

$$\varepsilon_x \cong 0,21394 + 0,38517 \log O_N - 0,0008(O_N - 60) \dots \dots \dots (6)$$

onde:

O_N : Número de Ocvirk.

A escolha do número de Ocvirk tem um efeito significativo no projeto. Dubois (apud NORTON, 1998) ofereceu um guia sugerindo que o número de carga de $O_N = 30$ ($\varepsilon = 0,82$) seja o limite superior para carregamentos moderados, $O_N = 60$ ($\varepsilon = 0,90$) um limite superior para carregamentos pesados e $O_N = 90$ ($\varepsilon = 0,93$) como um limite para fortes carregamentos. Para números acima de 30, deve-se tomar cuidado com as tolerâncias de controle de fabricação, acabamento de superfícies e deflexões. Para aplicações gerais no mancal é mais provável abaixo de O_N ou por volta de 30.

4.3. CÁLCULO DA PRESSÃO DA BRONZINA EM ESTUDO

Para calcular a pressão hidrodinâmica para a bronzina automotiva em estudo, primeiramente é importante considerar alguns dados para o cálculo, como se pode observar na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados para o cálculo da pressão atuante na bronzina.

Rotação (n)	2500 [rpm] ou 41,67 [rps]
Diâmetro do munhão (d)	42,38 [mm]
Comprimento do mancal (l)	17,94 [mm]
Razão l/d	0,4233
Temperatura de operação	95° C a 110° C

Com estes dados, é necessário obter a viscosidade absoluta. Para isto, é importante definir uma temperatura de operação do fluido. No caso, como o fluido trabalha numa faixa de 95°C a 110°C, foi assumida uma temperatura média de 102,5°C. Com esta temperatura, obteve-se através da carta de Raimondi e Boyd (Shigley e Mitchel, 1993), uma viscosidade absoluta de aproximadamente 12 mPa.s. É

importante atentar que foi considerado o óleo SAE 50 como lubrificante, pelo motivo de ser considerado um lubrificante adequado para países tropicais (Lastres, 1997).

O passo seguinte é obter a folga radial através da equação 5. Assumindo um valor de 0,0015 para a razão de folga, a folga radial obtida é de $3,2 \cdot 10^{-5}$ [m].

A seguir é necessário calcular a velocidade linear através da equação 4, onde pode obter-se o valor de 5,55 [m/s].

O próximo passo é assumir o número de Ocvirk como 45, visto que o carregamento na bronzina está entre moderado e pesado. Com isto, é possível obter o valor da razão de excentricidade, através da equação 6. O valor obtido foi de 0,863. Com a razão de excentricidade, pode-se, através da equação 2, obter o valor do ângulo θ_{max} , que é de $165,64^\circ$. É importante atentar que este ângulo θ é válido de 0 a 180° . Então significa dizer que a pressão máxima é dada a $165,64^\circ$ a partir de onde o perfil de pressão atua no mancal.

Com o ângulo θ_{max} definido, é importante definir sua localização real na bronzina. Para isto, é necessário antes calcular o valor do ângulo ϕ , através da equação 3. O ângulo ϕ vale, então, $24,7^\circ$. Portanto, considerando que a bronzina tem uma volta completa, ou seja, varia de $\alpha = 0$ a $\alpha = 360^\circ$ e que o ângulo ϕ varia a partir de $\alpha = 270^\circ$ da bronzina (figura 4.1), o valor de $\theta = 180^\circ$ equivale a 270° mais o ângulo ϕ , isto é, $\alpha = 294,7^\circ$ e, por consequência, $\theta = 0$ equivale a $\alpha = 114,7^\circ$. Então, é correto afirmar que a pressão atua no intervalo de $\alpha = 114,7^\circ$ a $\alpha = 294,7^\circ$ da bronzina.

A figura 4.2 mostra o perfil da pressão hidrodinâmica aplicada à superfície da bronzina pelo óleo lubrificante, obtida através da equação 1.

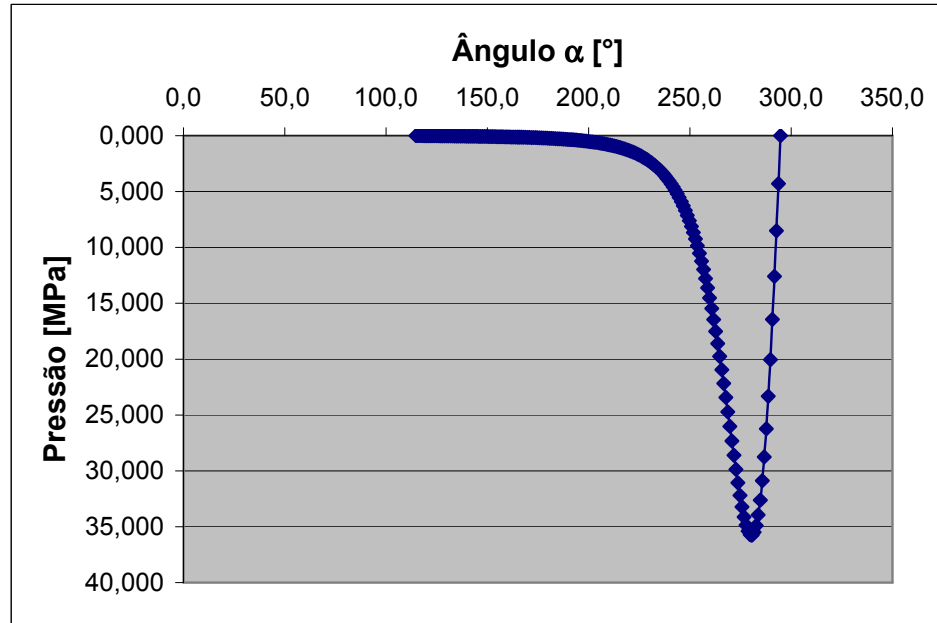


Figura 4.2 – Perfil da pressão hidrodinâmica aplicada.

Para se obter a equação da pressão em função de θ , foi necessário dividir o intervalo de 180° onde a pressão atua em três trechos, o primeiro de 0° a 120° ($\alpha = 114,7^\circ$ a $\alpha = 234,7^\circ$), o segundo de 120° a 157° ($\alpha = 234,7^\circ$ a $\alpha = 271,7^\circ$) e o terceiro de 157° a 180° ($\alpha = 271,7^\circ$ a $\alpha = 294,7^\circ$). As equações para cada trecho são:

$$p_1 = 0,000000031(r \sen \theta)^6 - 0,000000785(r \sen \theta)^5 - 0,000000675(r \sen \theta)^4 + 0,000048681(r \sen \theta)^3 + 0,001556295(r \sen \theta)^2 - 0,029101835(r \sen \theta) + 0,229771478 \quad (7)$$

$$p_2 = 0,24108507(r \sen \theta)^6 + 27,344400996(r \sen \theta)^5 + 1291,319672387(r \sen \theta)^4 + 32499,27573019(r \sen \theta)^3 + 459737,669813944(r \sen \theta)^2 + 3465914,69500768(r \sen \theta) + 10878931,1093717 \quad (8)$$

$$p_3 = -9,3393965(r \sen \theta)^6 - 1127,1501732(r \sen \theta)^5 - 56671,3963769(r \sen \theta)^4 - 1519403,758568(r \sen \theta)^3 - 22910344,4184776(r \sen \theta)^2 - 184210252,036594(r \sen \theta) - 617033079,430382 \quad (9)$$

É importante notar que as equações da pressão hidrodinâmica estão em função de $r.\sen \theta$ pelo fato de que o *software ANSYS* aceita a entrada da função em coordenadas cilíndricas.

5. MODELAGEM POR ELEMENTOS FINITOS

Neste capítulo é feita uma simulação através do método dos elementos finitos, mostrando do que se trata este método, qual a geometria da bronzina utilizada e quais as condições de contorno. É feita, também, uma análise de tensões focada na influência da elasticidade do alojamento

5.1. INTRODUÇÃO

Para poder avaliar um projeto de uma bronzina, uma maneira indicada é a simulação computacional, pelo fato de evitar gastos com testes práticos. O método mais utilizado na atualidade é o método dos elementos finitos.

Segundo Simões (2005), o método dos elementos finitos (MEF) é uma importante ferramenta de trabalho tanto para engenheiros como cientistas. É utilizado extensamente por diversos segmentos da indústria, como, por exemplo, pela indústria aeronáutica no projeto de aeronaves. Tem sido cada vez mais aceito como uma valiosa técnica de solução de problemas complexos.

Por ser uma simplificação da realidade, possibilita o estudo e análise de estruturas extremamente complexas que demandariam muito tempo para ser feito pelo método convencional, obtendo-se soluções aproximadas, mas com ótima precisão. Entretanto, esse método exige o uso de ferramentas computacionais, programas complexos e de custo elevado para tornar possível a resolução dos problemas em estudo.

Durante muitos anos apenas a indústria aeronáutica tinha acesso a tais ferramentas, pois possuíam supercomputadores capazes de operar esses *softwares*. Com o desenvolvimento e a redução do custo de equipamentos computacionais o método dos elementos finitos passou a ser mais acessível a engenheiros de todos ramos da indústria, assim como estudantes graduação e pós-graduação de engenharia.

Para simular através do método dos elementos finitos, é necessário a utilização de *softwares* específicos. Dentre os vários existentes no mercado, para este estudo é utilizado o *ANSYS*[®] versão 7.0. Conforme Simões (2005), o *ANSYS* é uma importante

ferramenta de trabalho para resolução de problemas envolvendo as mais diversas áreas da engenharia, utilizando para isso conceitos de elementos finitos. Trata-se de um poderoso *software* que facilita a análise de complexos problemas que demandariam muito tempo se resolvidos manualmente.

5.2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Conforme Simões (2005), o método dos elementos finitos consiste em um procedimento numérico para resolução de problemas de engenharia que podem envolver desde análise de tensões, transmissão de calor até eletromagnetismo. Problemas de engenharia são modelos matemáticos de situações físicas, que, por sua vez, são equações diferenciais, com determinadas condições iniciais e de contorno, que descrevem a massa, energia ou força de um dado sistema.

O método dos elementos finitos foi originalmente desenvolvido por engenheiros que trabalhavam com análise estrutural. Eles perceberam que se uma placa, com um carregamento, fosse dividida em pequenos triângulos ou quadriláteros (elementos) e o deslocamento em um elemento fosse assumido linear, então a tensão poderia ser calculada através do elemento. Com isso, a soma de todas as tensões deveria estar de acordo com o carregamento. Portanto eles obtiveram uma combinação linear de deslocamento igual ao carregamento e invertendo esse sistema seria obtido o deslocamento e então a tensão na estrutura. Então, pesquisadores logo perceberam que esse método, extremamente prático, poderia ser colocado em uma linguagem matemática e poderia ser aplicado não apenas em problemas estruturais, mas também em outras áreas da engenharia.

Entretanto, existem registros do uso método desde o início do século XX quando alguns cientistas aproximaram e modelaram estruturas elásticas contínuas usando barras elásticas discretas. Segundo Simões (2005), em 1943, Richard Courant, um importante matemático alemão, escreveu e publicou um artigo chamado "*Variational Methods for Problems of Equilibrium and Vibration*" que foi crucial para o desenvolvimento do método. Portanto, Courant é considerado o pai do método dos

elementos finitos. No início da década de 40, Courant publicou um artigo sobre interpolação triangular para investigar problemas de torção.

Na década de 50, a Boeing passou a utilizar o elemento triangular para modelar as asas de seus aviões e durante a década de 60, pesquisadores passaram a aplicar o método em outras áreas da engenharia, como por exemplo transferência de calor e mecânica dos fluídos. O primeiro livro sobre método dos elementos finitos, dos autores Zienkiewicz e Chung, foi publicado em 1967 (Simões, 2005).

Na década de 70 o método dos elementos finitos era limitado a *softwares* caros da indústria aeronáutica, automotiva e de defesa. A partir do rápido declínio do custo dos computadores e o aumento da capacidade da computação, o método dos elementos finitos tem-se desenvolvido a uma incrível precisão. Atualmente supercomputadores são capazes de obter resultados precisos para praticamente todos os tipos de análise.

Um aspecto importante de um elemento finito é sua confiabilidade, então o método pode ser utilizado com boa margem de confiança na obtenção de soluções quando se utiliza ferramentas computacionais.

O método é muito utilizado em análise de engenharia e esse uso tende a crescer ainda mais nos próximos anos. É muito empregado na análise de estruturas sólidas, problemas de termodinâmica e mecânica dos fluídos assim como virtualmente qualquer campo da engenharia.

5.3 SIMULAÇÃO

Este estudo consiste em analisar o efeito da flexibilidade do encosto e do alojamento da bronzina. Nas análises os modelos das bronzinas são desenvolvidos no plano bidimensional, dentro do regime elástico, sendo assumido que não ocorre deformação ao longo do eixo longitudinal (eixo coordenado z) do mancal. Esta situação caracteriza o estado plano de deformação.

Antes de começar a simulação propriamente dita, é importante se ter em mãos as dimensões da bronzina. Obtendo-se estas dimensões, é possível começar a modelar a bronzina através do *software ANSYS®*. A figura 5.1 mostra uma foto de uma metade da

bronzina. É importante salientar que a bronzina é composta por duas conchas semelhantes. Já a figura 5.2 mostra as dimensões reais da bronzina.



Figura 5.1 – Foto da bronzina em estudo (idem figura 1.1).

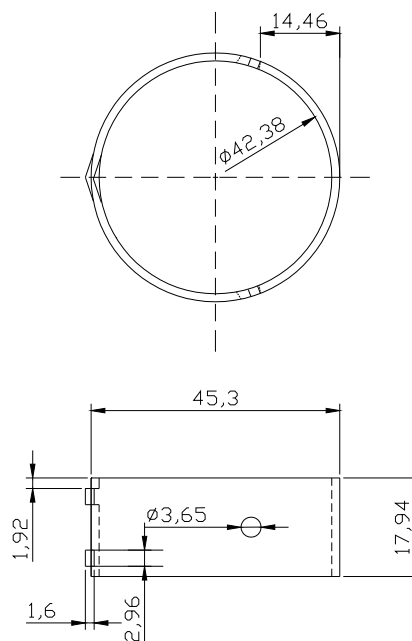


Figura 5.2 – Dimensões da bronzina em estudo.

Então, é importante salientar que a bronzina em estudo tem um diâmetro interno de 42,38 [mm], a espessura do revestimento é de 0,35 [mm], a espessura do encosto é de 1,11[mm] e a espessura do alojamento, ou seja, do olhal maior da biela, é de 10,00 [mm].

Para a simulação, são feitos sete modelos distintos, sendo um para alojamento rígido e os outros para condição de alojamento elástico. Em todos os modelos, para o revestimento é utilizado o *babbitt* (módulo de elasticidade E de 50 [GPa] e coeficiente de Poisson ν de 0,33). Para o modelo de alojamento rígido foi estabelecido o encosto de aço (módulo de elasticidade E de 207 [GPa] e coeficiente de Poisson ν de 0,292). Para os outros modelos, são variados os materiais do encosto e do alojamento conforme mostrado na tabela 5.1. Para encosto, além do aço, é utilizado também o nitreto de silício (Si_3N_4), o qual possui módulo de elasticidade E de 304 [GPa] e coeficiente de Poisson ν de 0,24. Para o alojamento, são utilizados, além do aço, o ferro fundido (módulo de elasticidade E de 100 [GPa] e coeficiente de Poisson ν de 0,211) e o alumínio (módulo de elasticidade E de 71 [GPa] e coeficiente de Poisson ν de 0,334).

Tabela 5.1 – Modelos simulados com seus respectivos materiais.

Modelo	Revestimento	Encosto	Alojamento
1 (rígido)	<i>Babbitt</i>	Aço	-
2	<i>Babbitt</i>	Aço	Aço
3	<i>Babbitt</i>	Aço	Ferro Fundido
4	<i>Babbitt</i>	Aço	Alumínio
5	<i>Babbitt</i>	Nitreto de Silício	Aço
6	<i>Babbitt</i>	Nitreto de Silício	Ferro Fundido
7	<i>Babbitt</i>	Nitreto de Silício	Alumínio

A figura 5.3 mostra o perfil da bronzina em estudo. É importante perceber que são definidas quatro regiões distintas, uma sem aplicação de pressão e as outras três onde a pressão será aplicada por trecho, conforme equações 7, 8 e 9, vistas no capítulo 4.

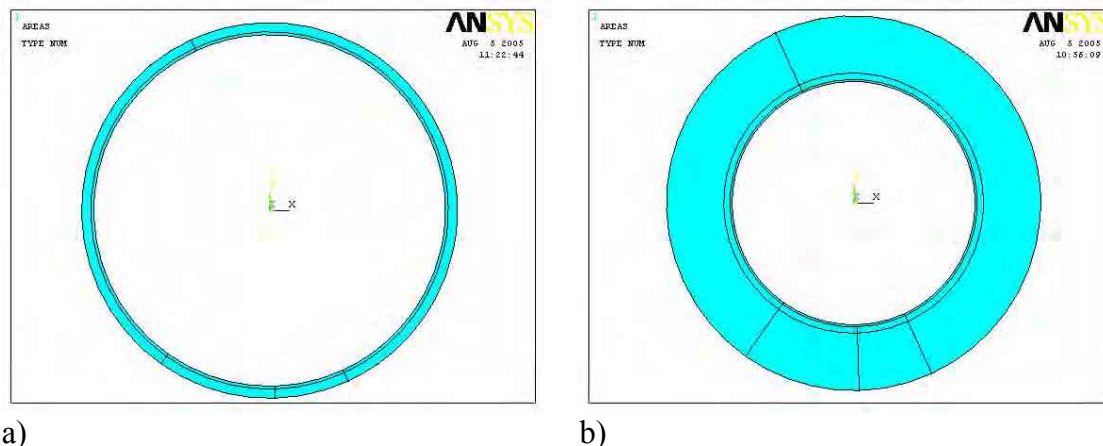


Figura 5.3 – Perfil da bronzina em estudo: (a) alojamento rígido; (b) alojamento elástico.

É importante notar que a figura 5.3a mostra o perfil do modelo com alojamento rígido e a figura 5.3b mostra o perfil do modelo com alojamento elástico.

A bronzina é considerada fixa, ou seja, são aplicadas restrições de deslocamento em todas as direções. Estas restrições são aplicadas externamente ao encosto da bronzina, no caso de alojamento rígido, e externamente ao alojamento no caso dos modelos elásticos.

Com a definição do modelo geométrico procede-se a geração do modelo discreto de elementos finitos. Para isso são utilizados em ambos os modelos, elementos sólidos bidimensionais, quadriláteros e isoparamétricos com oito nós com 2 graus de liberdade em cada nó, que são denominados no ambiente do *ANSYS* por *PLANE 82*. A figura 5.4 mostra um esquema do elemento *PLANE 82*.

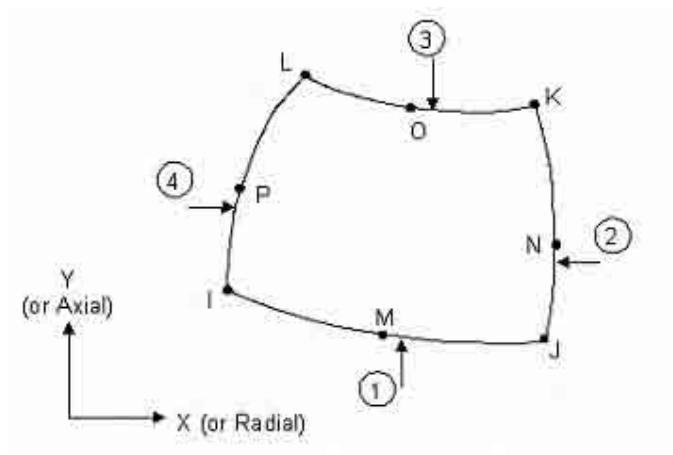
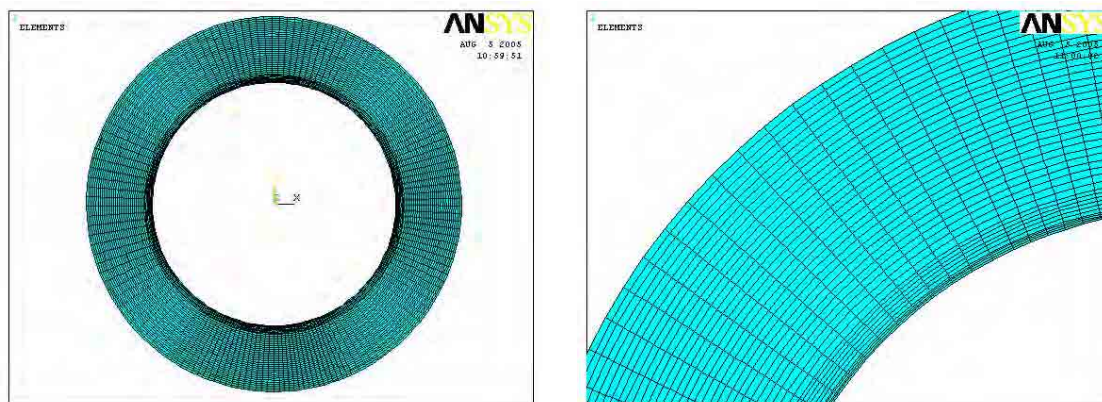


Figura 5.4 – Esquema do elemento *PLANE 82*.

O encosto de aço, a camada de revestimento de *babbitt* e o alojamento de aço são discretizados usando o elemento *PLANE 82* através de uma malha mapeada de 150 x 6, 150 x 4 e 150 x 30 elementos finitos, respectivamente. A figura 5.5a mostra a malha mapeada. A figura 5.5b mostra esta malha em detalhe.



a)

b)

Figura 5.5 – Malha mapeada gerada com o elemento *PLANE 82* para o modelo com alojamento elástico (a) e detalhe da malha (b).

Antes de aplicar as pressões no modelo, é necessário alterar o sistema de coordenadas pelo fato de que o *software ANSYS* aceita a entrada da função em coordenadas cilíndricas. Por este motivo que as equações da pressão hidrodinâmica estão em função de $r.\sin\theta$.

O último passo antes de rodar a solução é a aplicação da pressão gerada pelo óleo lubrificante. Para isto foi necessário entrar com as três funções (equações 7, 8 e 9) em seus respectivos trechos já determinados. A figura 5.6 mostra a bronzina com as pressões e restrições de deslocamento aplicadas. Reparar que há somente três setas indicativas de pressão aplicada, uma para cada trecho, definidos no capítulo 4.

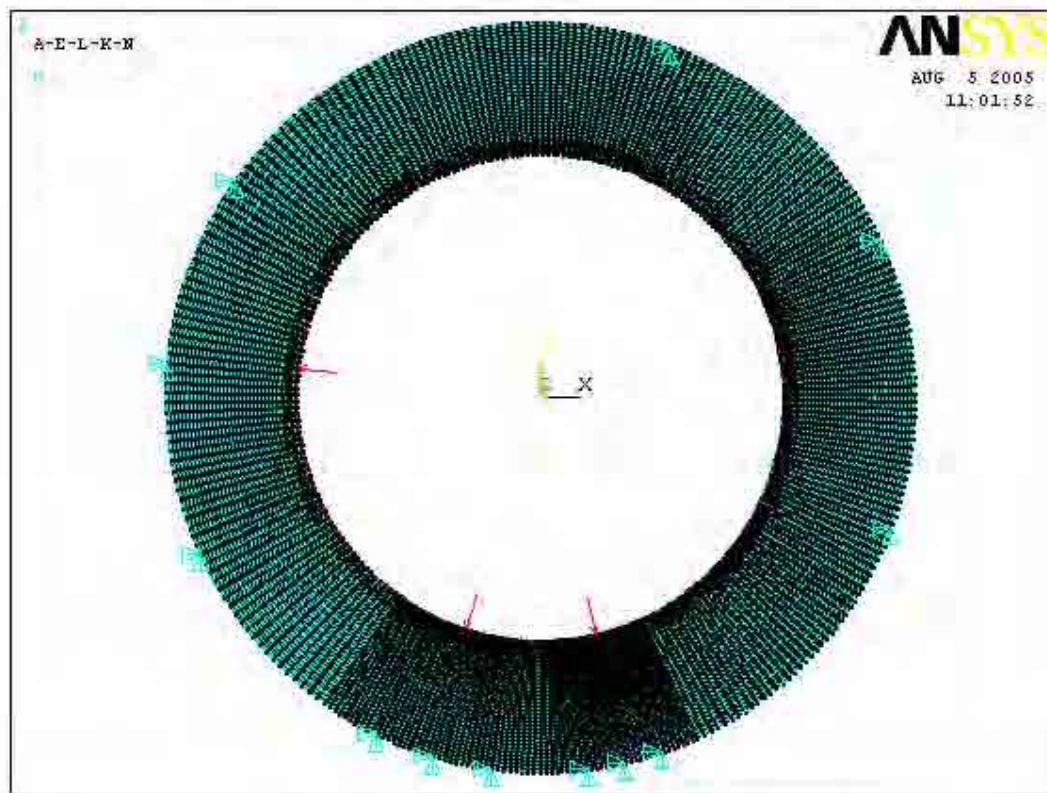


Figura 5.6 – Pressões (setas) e restrições de deslocamento (triângulos) aplicadas no modelo.

5.4 SOLUÇÃO

Após rodar a solução, é possível obter através do *software* vários resultados, tais como tensões circunferenciais, radiais, de cisalhamento, de Von Mises, deformações, entre outros. Como este estudo visa analisar o efeito da rigidez do encosto e alojamento no campo de tensões de bronzinas automotivas, é importante analisar a

tensão circunferencial e a tensão de cisalhamento, visto que são as principais tensões atuantes em uma bronzina.

Para efeito de comparação, esta análise é dividida em duas partes: análise da rigidez do encosto e análise da rigidez do alojamento.

A figura 5.7 mostra a solução em função da tensão circunferencial obtida para o modelo de alojamento rígido, no caso o modelo 1 (encosto de aço) e para o modelo de alojamento elástico que apresentou maior magnitude de tensão de tração, no caso o modelo 7 (encosto de nitreto de silício e alojamento de alumínio). Estes modelos mostram as tensões circunferenciais que ocorrem em qualquer parte da bronzina, seja no revestimento, no encosto ou no alojamento.

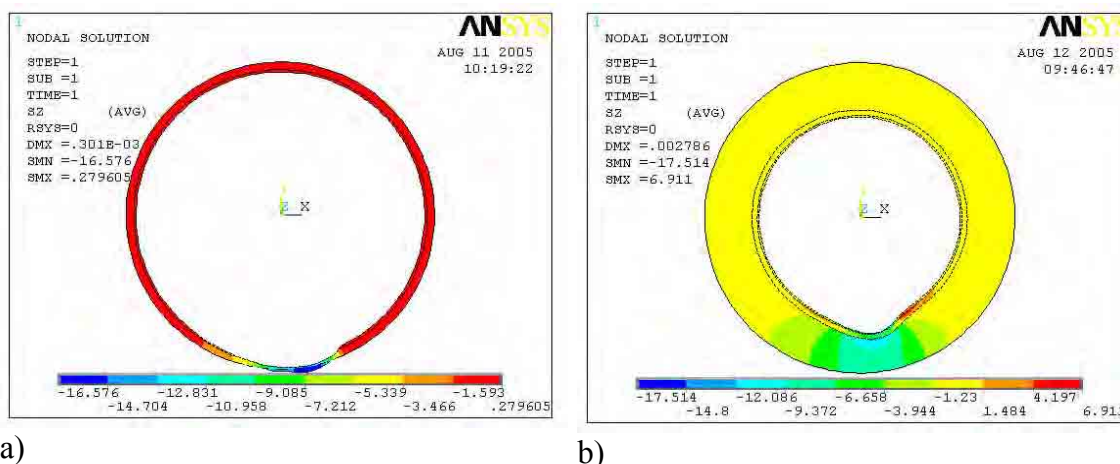


Figura 5.7 – Gráfico das tensões circunferenciais na bronzina para modelo 1 (a) e modelo 7 (b).

Segundo Ibrahim e McCallion (1970), a fadiga pode ser induzida na superfície do mancal devido às tensões diretas flutuantes. Por este motivo e pelo fato de que a fadiga é o tipo de falha mais comum em bronzinas automotivas, se torna necessário avaliar o comportamento da tensão circunferencial na superfície da bronzina.

A figura 5.8 mostra um gráfico onde são obtidas curvas de tensão circunferencial na superfície da bronzina (na superfície de revestimento em *babbitt*) para todos os modelos, comparando com o perfil de pressão hidrodinâmica aplicada.

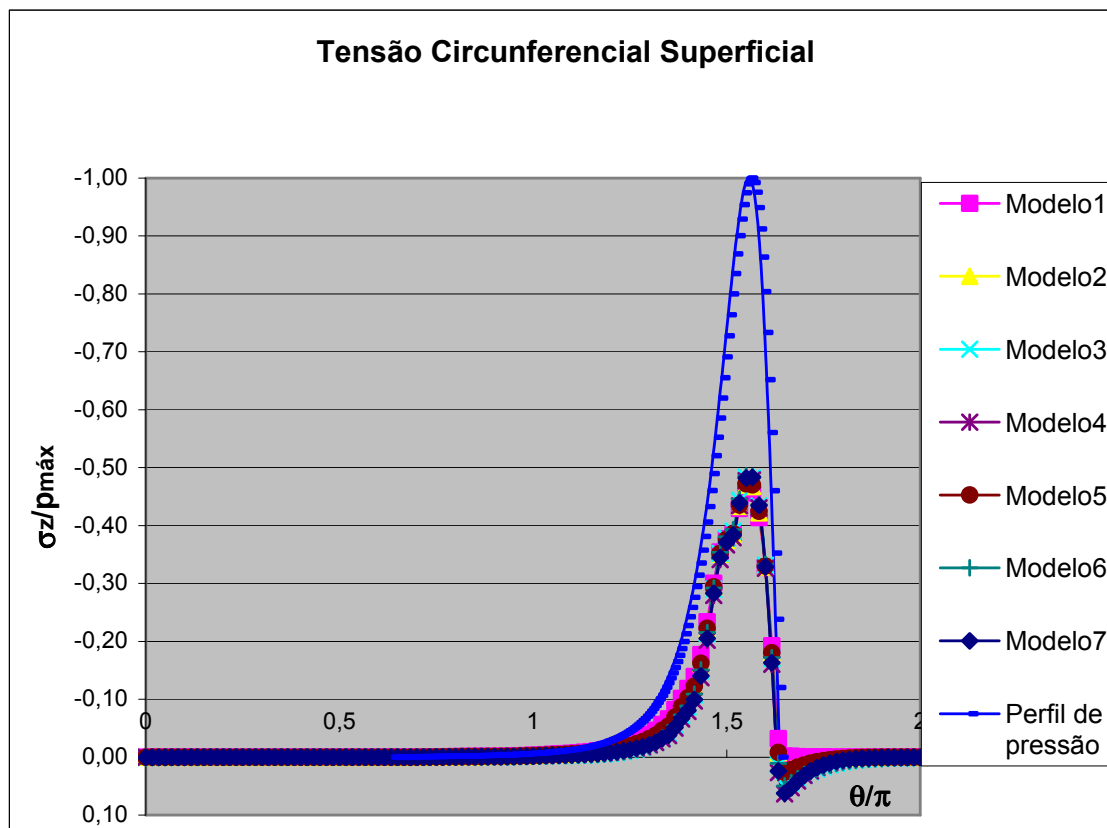
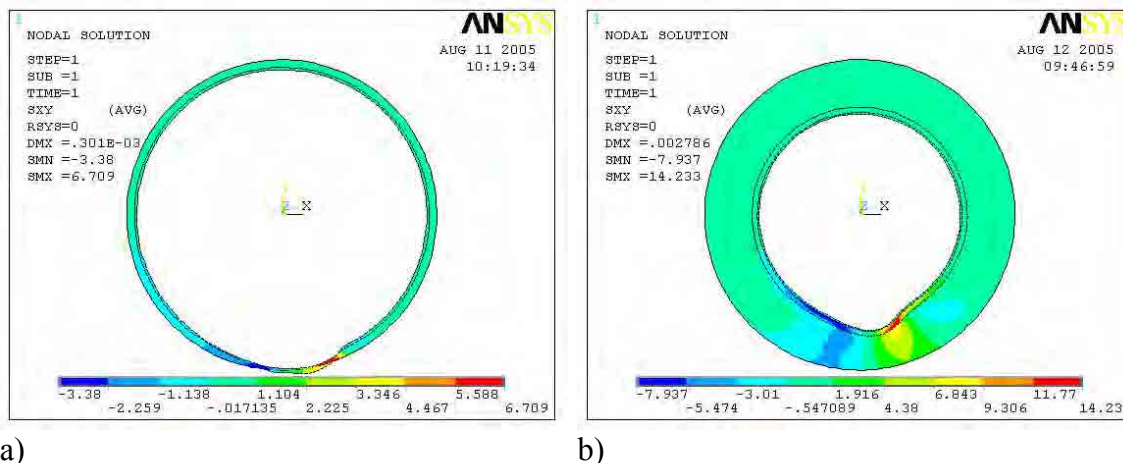


Figura 5.8 – Curva das tensões circunferenciais na superfície da bronzina para todos os modelos.

Analisando a figura 5.8, é possível perceber que para todos os modelos, independente da rigidez do encosto e do alojamento, o pico de tensão de compressão se dá onde ocorre o pico da pressão hidrodinâmica. É possível notar também que as tensões de tração são máximas quando a pressão cai para zero, na região final da curva.

A figura 5.9 mostra a solução em função da tensão de cisalhamento obtida para o modelo de alojamento rígido (modelo 1) e para o modelo de alojamento elástico que apresentou maior magnitude de tensão (modelo 7). Estes modelos mostram as tensões de cisalhamento que ocorrem em qualquer parte da bronzina, seja no revestimento, no encosto ou no alojamento.



a) b)
Figura 5.9 – Gráfico das tensões de cisalhamento na bronzina para modelo 1 (a) e modelo 7 (b).

Segundo Ibrahim e McCallion (1970), a fadiga também pode ser induzida na união entre revestimento (*babbitt*) e encosto devido a tensões de cisalhamento flutuantes. Por este motivo a tensão de cisalhamento é analisada na interface entre o revestimento e o encosto.

A figura 5.10 apresenta as curvas de tensão de cisalhamento na interface entre o revestimento em *babbitt* e o encosto para todos os modelos, comparando com a pressão hidrodinâmica aplicada.

Analisando a curva, é perceptível que, para todos os modelos, a tensão de cisalhamento ocorre em volta do pico de pressão, onde os gradientes de pressão são muito altos. O ponto onde ocorre o maior valor em módulo de tensão de cisalhamento é onde há o maior gradiente de pressão, ou seja, na região após o pico de pressão. Outro fato verificado, é que o comportamento da tensão de cisalhamento é o mesmo para todos os modelos simulados, independente da rigidez do material do encosto e do material do alojamento. Portanto a rigidez, tanto do encosto quanto do alojamento, afeta somente a magnitude e não o comportamento da tensão de cisalhamento.

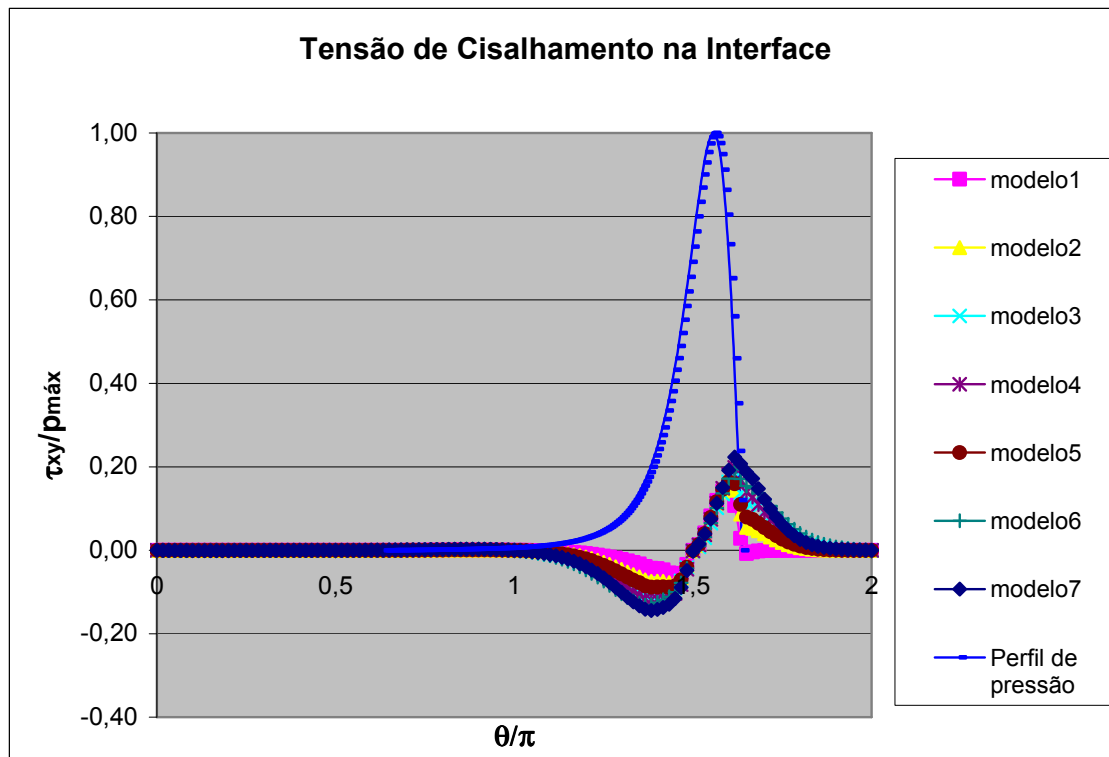


Figura 5.10 – Curva das tensões de cisalhamento na interface revestimento/encosto para todos os modelos.

5.4.1 ANÁLISE DA RIGIDEZ DO ENCOSTO

Para avaliar o efeito da rigidez do encosto no campo de tensões da bronzina, são feitas duas análises, uma do ponto de vista da tensão circunferencial e outra do ponto de vista da tensão de cisalhamento.

Primeiramente, é feita a análise da influência da rigidez do encosto na tensão circunferencial da superfície da bronzina.

A figura 5.11 mostra as curvas da tensão circunferencial na superfície da bronzina, isto é, na superfície do revestimento em *babbitt*, para os modelos de diferentes materiais de encosto mas com o mesmo material do alojamento (no caso o aço), comparando com o modelo rígido.

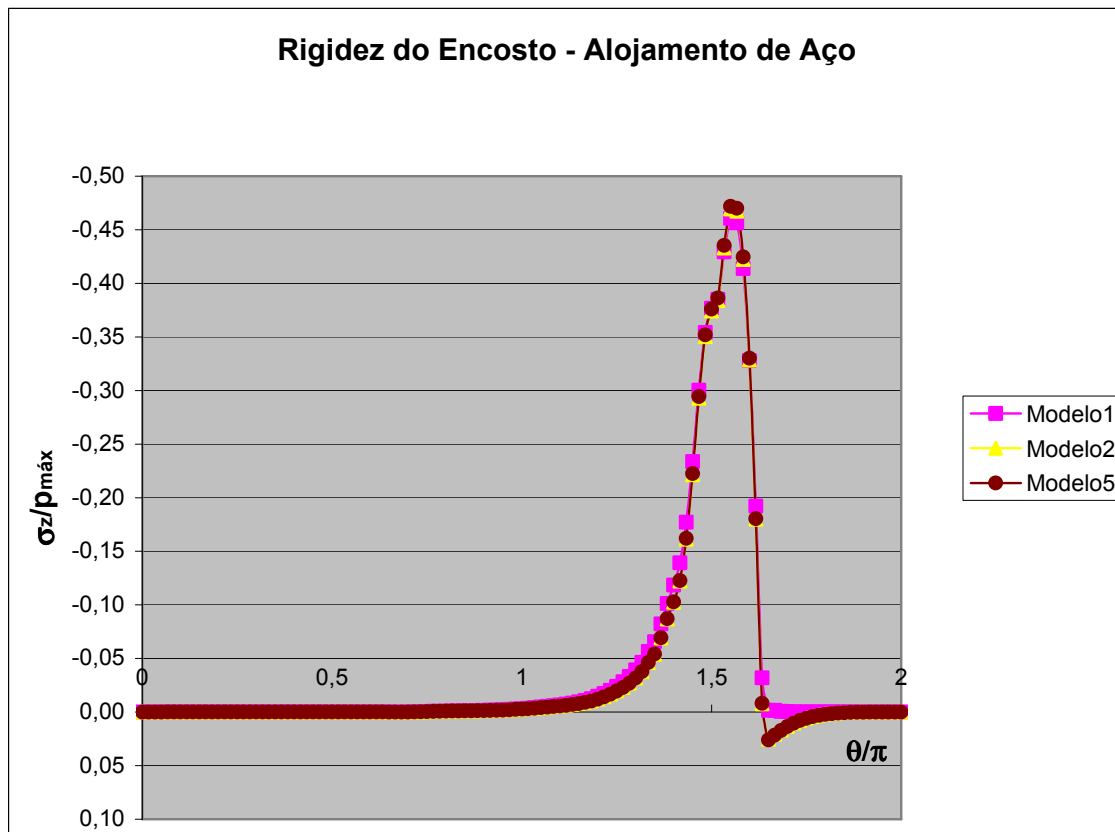


Figura 5.11 – Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de aço.

Através da figura 5.11, é possível perceber que tanto para o modelo 2, que tem encosto de aço ($E = 207$ [GPa]) quanto para o modelo 5, que tem encosto de nitreto de silício ($E = 304$ [GPa]) o comportamento e os valores da tensão circunferencial, principalmente tração, são praticamente os mesmos ($0,025.p_{\max}$ e $0,026.p_{\max}$, respectivamente), independente da alteração da rigidez do encosto. Já a figura 5.12, mostra as mesmas curvas da tensão circunferencial na superfície da bronzina para os modelos com ferro fundido como material do alojamento, comparando, também, com o modelo rígido.

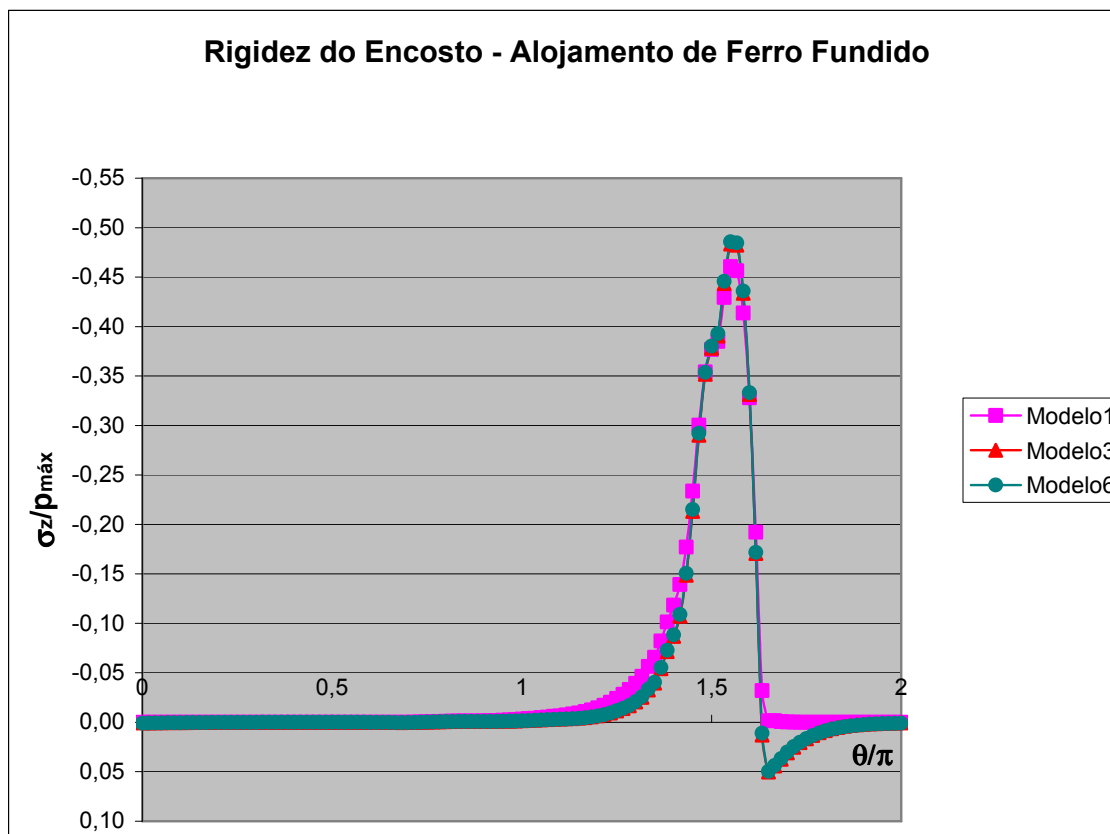


Figura 5.12 – Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de ferro fundido.

Através da figura 5.12, é possível perceber que o fato de ter alterado o material do alojamento de aço (figura 5.11) para ferro fundido só influencia nos valores da tensão circunferencial ($0,0503 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 3 e $0,0496 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 6) obtidos em comparação aos anteriores, mas o comportamento da curva é o mesmo, ou seja, o que pode ter influenciado na alteração dos valores da tensão circunferencial é a rigidez do alojamento e não a do encosto. Este fato pode ser comprovado através da figura 5.13, a qual mostra as curvas da tensão circunferencial na superfície da bronzina para os modelos de diferentes materiais de encosto mas com o alojamento de alumínio, comparando com o modelo rígido, lembrando que o ferro fundido é mais rígido que o alumínio. Neste caso, as tensões máximas de tração são de $0,063 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 4 e $0,062 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 7.

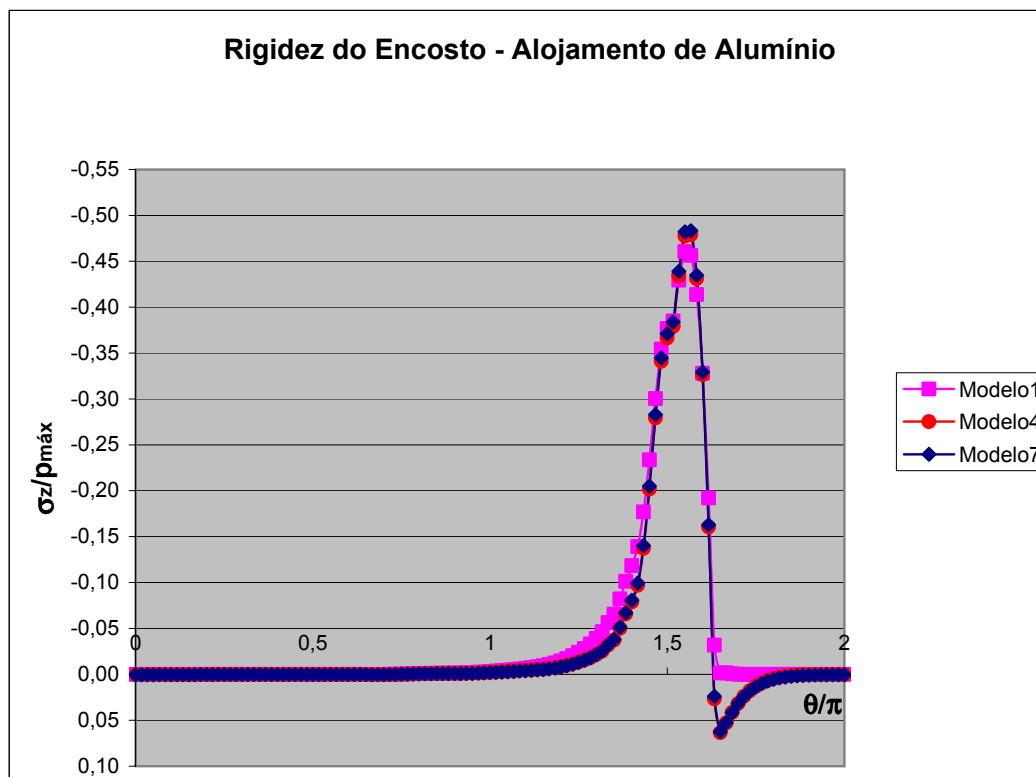


Figura 5.13 – Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com alojamento de alumínio.

Para avaliar a influência da rigidez do encosto na tensão de cisalhamento, esta tensão é analisada na interface entre o revestimento em *babbitt* e o encosto.

A figura 5.14 mostra as curvas de tensão de cisalhamento para modelos de diferentes materiais de encosto, mas com mesmo material de alojamento (no caso aço).

É possível perceber através da figura 5.14 que, embora se altere o material do encosto, isto é, a rigidez do encosto, o comportamento da curva se mantém o mesmo, havendo somente uma pequena variação nos valores da tensão máxima de cisalhamento ($0,155 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 2 e $0,165 \cdot p_{\text{máx}}$ para o modelo 5). Mas mesmo sendo uma pequena variação (aumento de 6,45%), percebe-se que quando se aumenta a rigidez do encosto, aumenta-se o valor da tensão de cisalhamento. Este fato pode ser comprovado através das figuras 5.15 (aumento de 12,14%) e 5.16 (aumento de 12,06%) onde o material do alojamento é ferro fundido e alumínio, respectivamente, aumentando somente a magnitude da tensão de cisalhamento devido à variação da rigidez do alojamento.

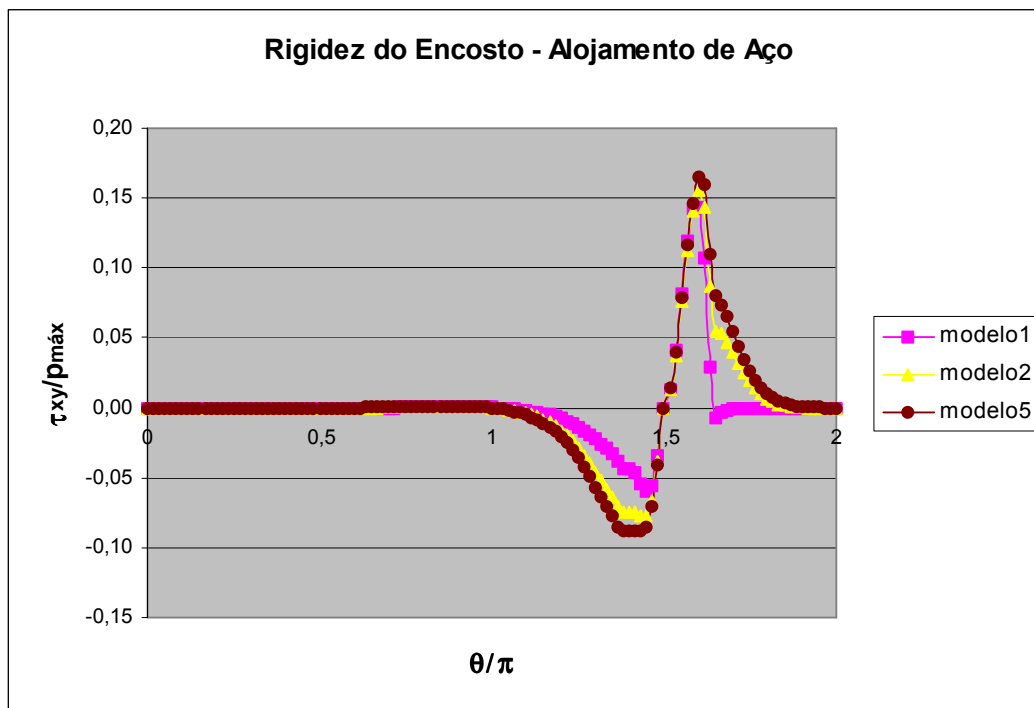


Figura 5.14 – Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de aço.

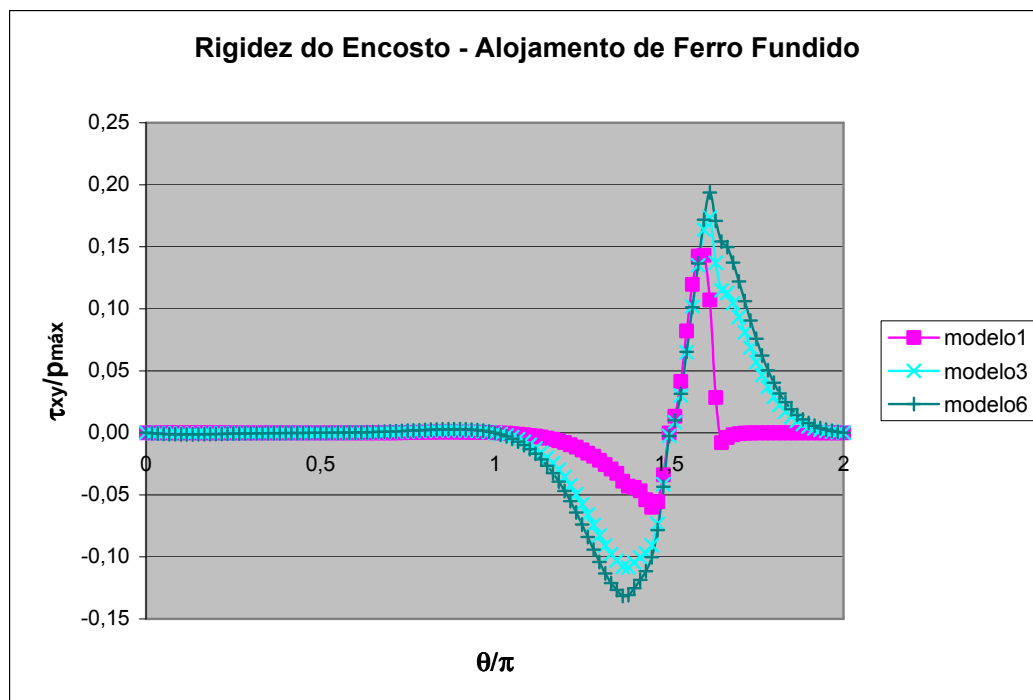


Figura 5.15 – Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de ferro fundido.

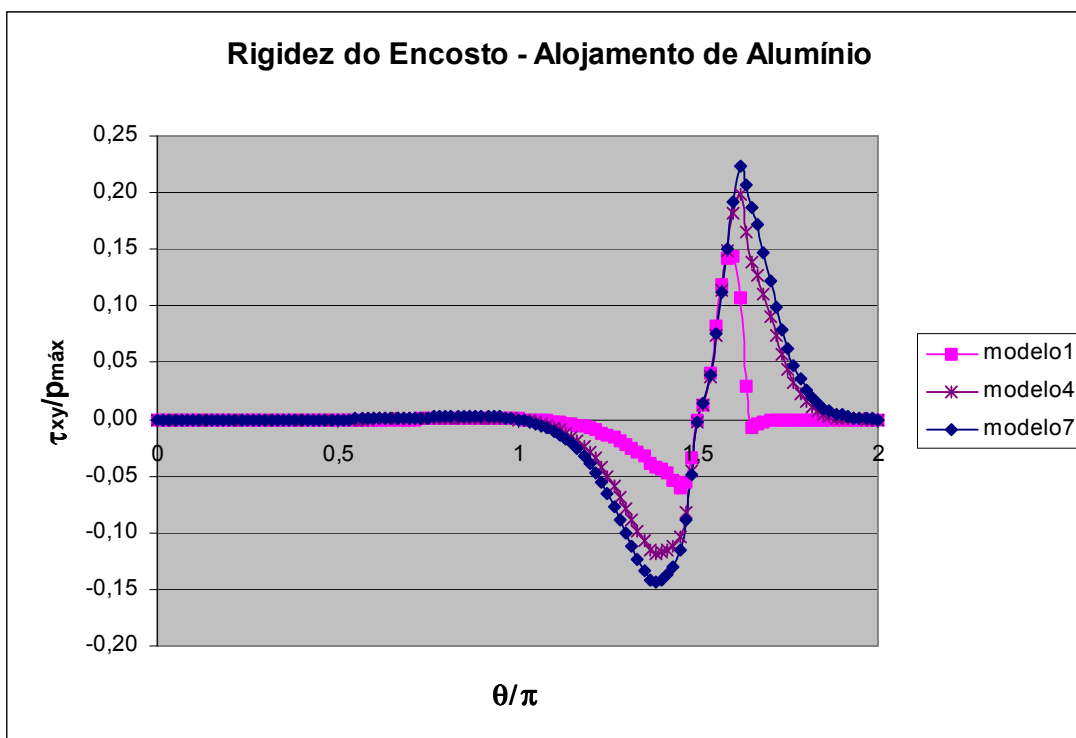


Figura 5.16 – Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com alojamento de alumínio.

5.4.2 ANÁLISE DA RIGIDEZ DO ALOJAMENTO

Para avaliar o efeito da rigidez do alojamento no campo de tensões da bronzina, são feitas duas análises, uma do ponto de vista da tensão circunferencial e outra do ponto de vista da tensão de cisalhamento.

Primeiramente, é feita a análise da influência da rigidez do alojamento na tensão circunferencial da superfície da bronzina.

A figura 5.17 apresenta as curvas da tensão circunferencial da superfície da bronzina para modelos onde o encosto é de aço, variando-se o material do alojamento. É possível perceber que os valores da tensão circunferencial, principalmente tração, aumentam com a diminuição da rigidez do material do alojamento. Por exemplo, para o modelo 2, que tem alojamento de aço ($E = 207$ [GPa]), o valor de σ_z é de aproximadamente $0,025.p_{máx}$, enquanto para o modelo 4, que tem alojamento de

alumínio ($E = 71$ [GPa]), este valor passou a ser de aproximadamente de $0,063.p_{\text{máx}}$, um aumento de 152%.

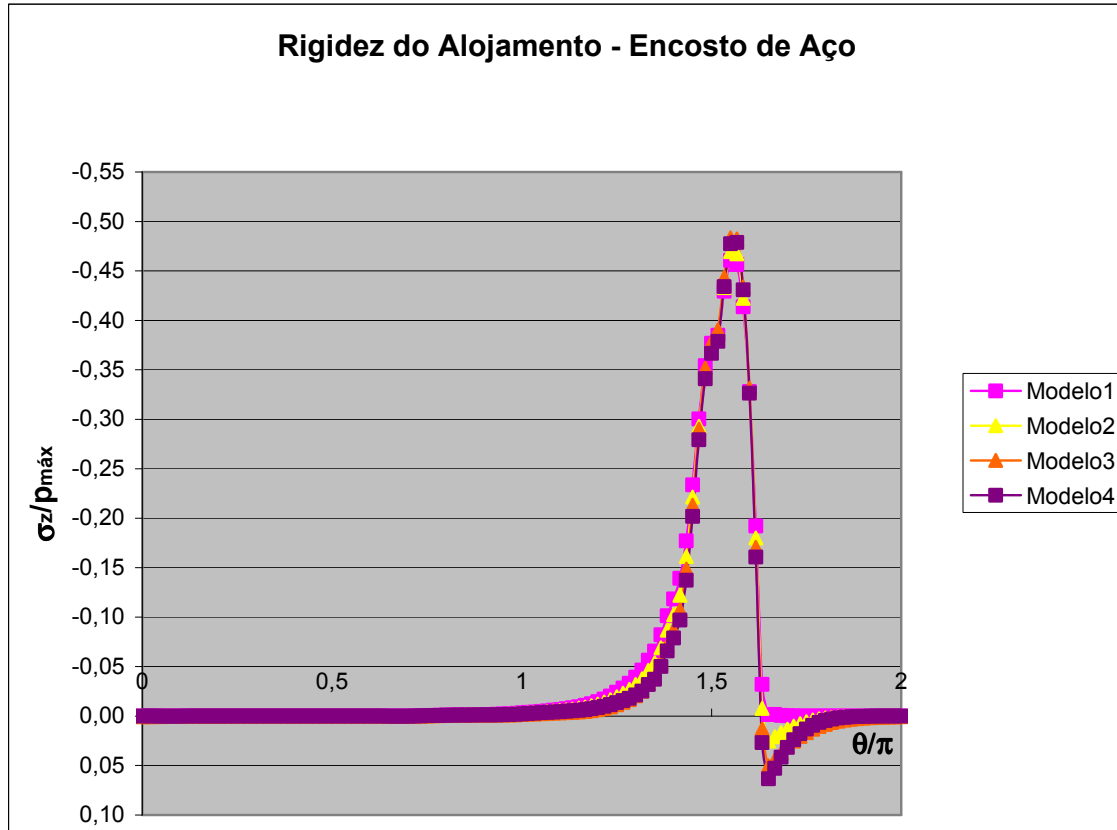


Figura 5.17 – Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com encosto de aço.

Este aumento na tensão de tração pode também ser comprovado ao analisar a figura 5.18, a qual se fixou o material de encosto (nitreto de silício). Avaliando a curva, é possível perceber que para o modelo 5, que tem alojamento de aço, obteve-se um valor máximo de aproximadamente de $0,026.p_{\text{máx}}$. Já para o modelo 7, que tem alojamento de alumínio, este valor passou para $0,062.p_{\text{máx}}$, registrando um aumento de 138%. Pode-se verificar, também, que o fato de se ter alterado o material de encosto (figura 5.17 para figura 5.18) não influenciou nos valores da tensão circunferencial. Isto pode ser comprovado comparando os valores de tensão circunferencial do modelo 2 com o modelo 5 (ambos com alojamento de aço) ou do modelo 4 com o modelo 7 (ambos com alojamento de alumínio).

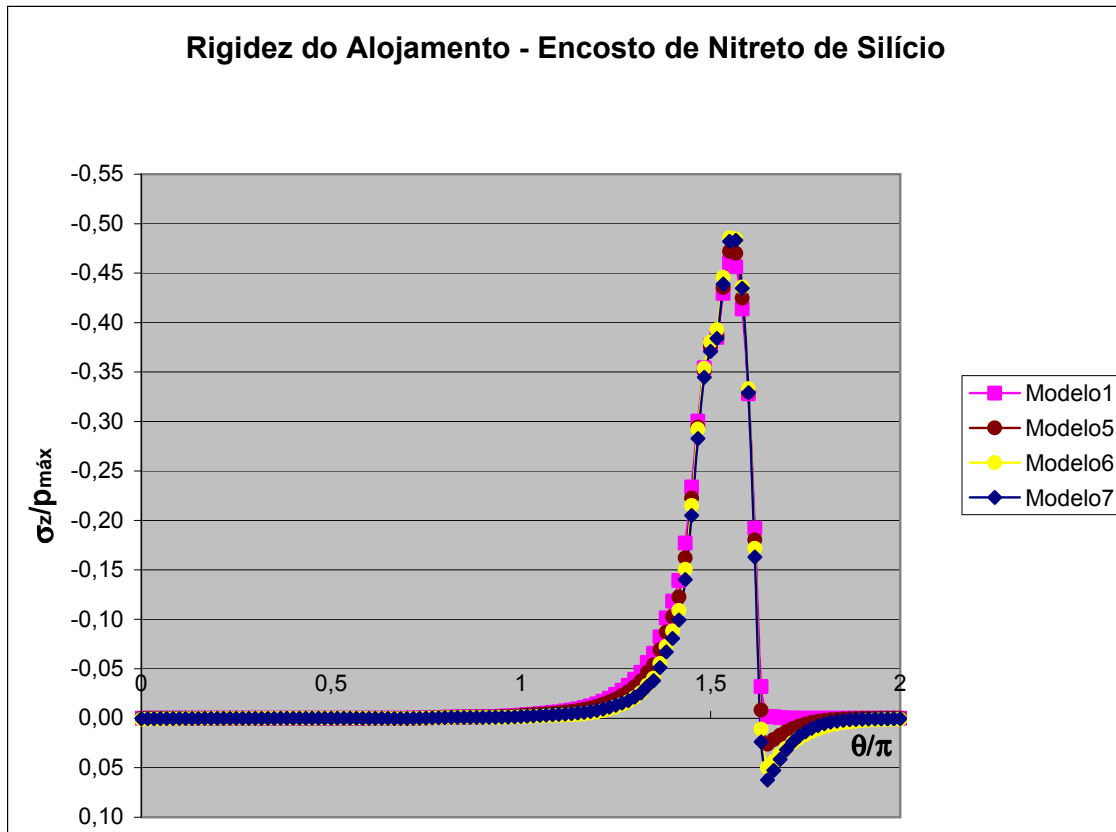


Figura 5.18 – Curva das tensões circunferenciais na superfície para modelos com encosto de nitreto de silício.

Para verificar a influência da rigidez do alojamento no ponto de vista da tensão de cisalhamento, é preciso analisar as figuras 5.19 e 5.20.

A figura 5.19 apresenta as curvas da tensão de cisalhamento na região de interface entre revestimento e encosto para os modelos que possuem o encosto de aço. A partir desta figura é possível notar que a diminuição da rigidez do alojamento implica em um aumento na tensão de cisalhamento. Por exemplo, o modelo 2, que tem alojamento de aço ($E = 207$ [GPa]), o valor máximo de τ_{xy} é de aproximadamente $0,156.p_{\max}$, enquanto para o modelo 4, que tem alojamento de alumínio ($E = 71$ [GPa]), este valor passou a ser de aproximadamente $0,198.p_{\max}$, um aumento de 26,92%.

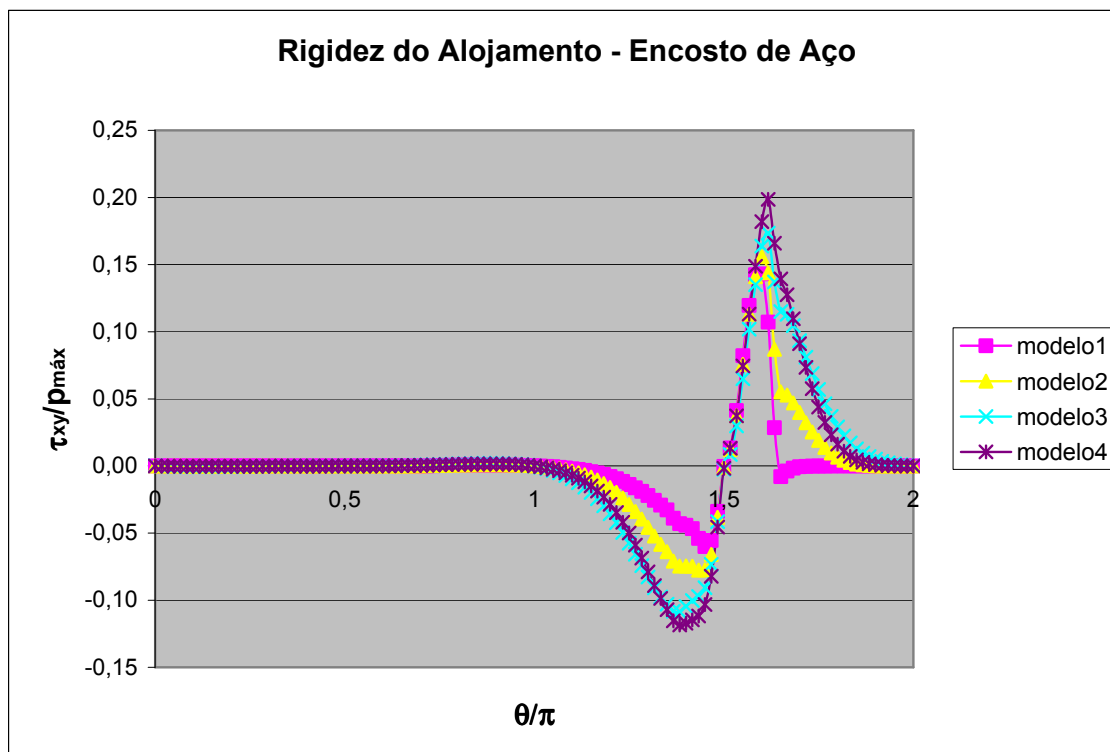


Figura 5.19 – Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com encosto de aço.

Para comprovar este aumento, é necessário avaliar a figura 5.20, a qual mostra as curvas da tensão de cisalhamento na região de interface entre revestimento e encosto para os modelos que possuem o encosto de nitreto de silício.

A partir da figura 5.20 é possível perceber que o comportamento das curvas de tensão de cisalhamento é praticamente o mesmo daquele das curvas apresentadas pela figura 5.19. Os valores máximos de tensão de cisalhamento também não se alteraram muito. Por exemplo, o modelo 5, que tem alojamento de aço, o valor máximo de τ_{xy} é de aproximadamente $0,165.p_{máx}$, enquanto para o modelo 7, que tem alojamento de alumínio, este valor passou a ser de aproximadamente $0,223.p_{máx}$, um aumento de 35,15%.

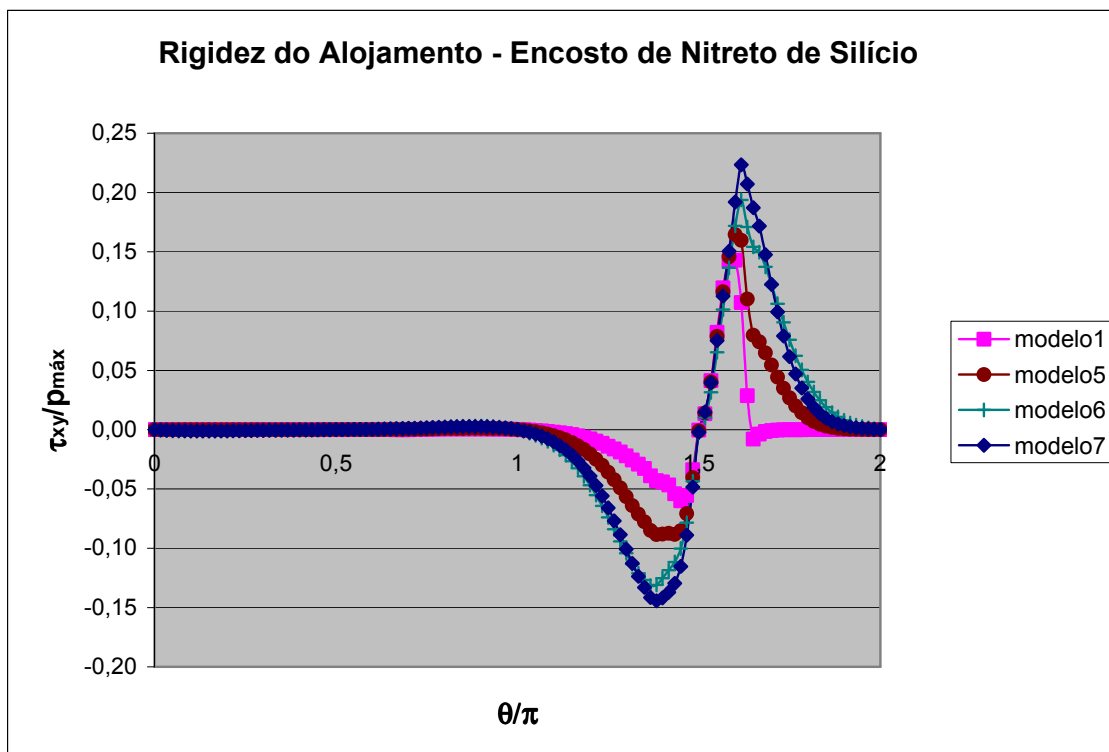


Figura 5.20 – Curva das tensões de cisalhamento na interface para modelos com encosto de nitreto de silício.

6. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Inicialmente, é importante salientar que o estudo desenvolvido nesta dissertação é validado baseando-se num artigo de referência publicado pela comunidade científica (Hacifazlioglu e Karadeniz ,1996). Para a validação, o trabalho dos autores citados foi refeito parcialmente (estudo da rigidez do alojamento) através do *software ANSYS®* e os resultados obtidos foram coerentes com os resultados originalmente encontrados.

Outro ponto a destacar é a utilização do elemento finito *PLANE 82* que também está de acordo com o tipo de elemento utilizado pelos autores citados, apresentando as mesmas características e geometria.

A densidade da malha utilizada foi adequada visto que não houve disparidade de resultados, ou seja, o resultado encontrado em um elemento de referência foi semelhante ou pelo menos de mesma grandeza do que os resultados encontrados em outros elementos da vizinhança.

O *software ANSYS®* se mostrou uma ferramenta de simulação numérica importantíssima, de grande facilidade de utilização e que gera um ganho nos resultados, principalmente no tempo de processamento, mas também, na precisão e na grande variedade de opções de análises.

Para a etapa do cálculo da pressão hidrodinâmica do filme de óleo lubrificante aplicada na bronzina foi dedicado um grande esforço, pois se tratava de uma fase importante, já que havia necessidade de garantir o real valor da pressão, fator fundamental para obtenção do campo de tensões. Para esta etapa foi de suma importância a utilização do *software Microsoft Excel*, visto que existiam muitos cálculos para serem realizados e, também, a necessidade de se obter a função do perfil de pressão hidrodinâmica.

Este estudo enfatiza a análise da influência da rigidez do encosto e do alojamento no campo de tensões em bronzinas. Mas para avaliar o campo de tensões, foi analisado o comportamento das tensões circunferenciais e de cisalhamento. Segundo Ibrahim e McCallion (1970), a fadiga pode ser induzida na superfície do mancal devido a tensões circunferenciais flutuantes, ou na união entre o revestimento e o encosto devido a tensões de cisalhamento flutuantes. Por este motivo, neste estudo a tensão

circunferencial é analisada na superfície do mancal (superfície do revestimento em *babbitt*) e a tensão de cisalhamento é analisada na interface entre o revestimento e o encosto.

Com este estudo, é possível verificar que a variação da rigidez do encosto e do alojamento não interfere no comportamento das curvas, tanto na análise das tensões circunferenciais quanto na análise das tensões de cisalhamento.

Também é perceptível que a rigidez do encosto influencia muito pouco no campo de tensões de uma bronzina, principalmente nas tensões circunferenciais, conforme pode ser visto anteriormente (item 5.4.1), gerando uma máxima variação de somente 4%, comparando-se as tensões máximas de tração entre os modelos 2 e 5. Para tensões de cisalhamento, há um pequeno acréscimo (no máximo em torno de 12% de aumento) na magnitude mediante o aumento da rigidez do encosto.

Portanto, é possível concluir que a rigidez do encosto não é o fator principal na hora da escolha do material. Mas caso se tenha um problema de cisalhamento na bronzina, pode-se adotar um material menos rígido para o encosto, que diminuirá a tensão de cisalhamento, aumentando muito pouco a tensão de tração.

Na análise da rigidez do alojamento (item 5.4.2), é claramente perceptível que a alteração da rigidez do alojamento influencia no campo de tensão da bronzina. Embora a tensão circunferencial de tração seja causada por grandes gradientes de pressão, a magnitude desta tensão aumenta com a diminuição da rigidez do alojamento. Por exemplo, para o modelo 2, que tem alojamento de aço, o valor de σ_z é de aproximadamente $0,025.p_{\text{máx}}$, enquanto para o modelo 4, que tem alojamento de alumínio, este valor passou a ser de aproximadamente $0,063.p_{\text{máx}}$, um aumento de 152%.

A diminuição da rigidez do alojamento também aumenta a magnitude da tensão de cisalhamento. É possível dizer, então, que a diminuição da rigidez do alojamento pode ser um fator que acelere a nucleação de trincas por fadiga em bronzinas. Por exemplo, o modelo 5, que tem alojamento de aço, o valor máximo de τ_{xy} é de aproximadamente $0,165.p_{\text{máx}}$, enquanto para o modelo 7, que tem alojamento de alumínio, este valor passou a ser de aproximadamente $0,223.p_{\text{máx}}$, um aumento de 35,15%.

Portanto, é possível concluir que a rigidez é um fator importantíssimo na escolha do material do alojamento, visto que ela pode influenciar grandemente no campo de tensões de bronzinas automotivas, principalmente nas tensões circunferenciais de tração e de cisalhamento.

Dentre todos os modelos estudados, tanto o modelo 2 (encosto e alojamento de aço) quanto o modelo 5 (encosto de nitreto de silício e alojamento de aço) podem ser considerados como os mais adequados para a confecção de uma bronzina, tendo em vista que o fator principal é a rigidez do alojamento. É importante deixar claro que, para o modelo 5, não foi feito estudo algum sobre compatibilidade de materiais ou outros estudos pertinentes ao projeto da bronzina.

Como os resultados encontrados são coerentes e estão dentro do esperado, chegou-se a conclusão de que não haveria a necessidade da confecção e depois a simulação de um modelo 3D, fato que somente iria dar mais trabalho e gastar mais tempo de utilização do *software*, sem ter um ganho considerável para os resultados finais e, conseqüentemente, nas conclusões finais.

Como sugestões para trabalhos futuros, seria importante avaliar também a influência da pressão de montagem que é aplicada na bronzina e, também, fazer ensaios de fadiga para poder, assim, afirmar qual a relação entre a rigidez do alojamento e falha por fadiga.

Outra sugestão, poderia ser a utilização de elementos de contato na região da interface entre revestimento e encosto e também entre encosto e alojamento, verificando sua influência no campo de tensões.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFFONSO, L. O. A. **Equipamentos Mecânicos: Análise de Falhas e Soluções de Problemas**. 1. ed. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2002. 356 p.

ASM METALS HANDBOOK. **Failure Analysis and Prevention**. v. 11. United States of America: ASM International, 1992. 843 p.

BATHE, K. J., **Finite Element Procedures**, Prentice-Hall, 1996.

BIDWELL, J. B.. **Engine bearings design today**. Vol. 10. Cincinnati: Lubric. Engng, 1954. 10 p.

BLOUNT, E. A.. **Design factors influencing the fatigue resistance of connecting-rod big-end bearings**. Vol. 175, No 10. Proc. Instn mech. Engrs, 1961. 15p.

BLUNDELL, J. K.. **Fatigue initiation in thin-wall journal bearings**. Vol. 33. Minneapolis: ASLE/ASME Lubrication Conf., 1978. 10p.

BOOSER, E. R.; WILCOCK, D. F.. **Bearing Design and Application**. 1 Ed.. New York, Toronto and London: McGraw Hill Book Company, Inc., 1957.

DESAKI, T.; GOTO, Y.; KAMIYA, S.. **Development of the aluminum alloy bearing with higher wear resistance**. Review 21. Japan: JSAE, 2000. 5p.

DU BOIS, G. B.; OCVIRK, F. W.. **The short bearing approximation for plain journal bearings**. Vol. 77. Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs, 1955. 6p.

ETCHELLS, E. B.. **Material specifications for oil film bearings**. Vol. 8. Cleveland: Lubric. Engng, vol. 8, 1952. 4p.

FAILURE INVESTIGATION, disponível em: <<http://www.tribology.co.uk>>. Acesso em 14 maio 2004.

FORRESTER, P. G.; CHALMERS, B.. **Fatigue testing of bearing alloys**. Vol. 159. Engineering, 1945. 3p.

HACIFAZLIOGLU, S.; KARADENIZ, S.. **A parametric study of stress sources in journal bearings**. Vol. 38, Nos 8 – 9. Trabzon: Int. J. Mech. Sci., 1996. 15p.

IBRAHIM, S. M.; MCCALLION, H.. **Stresses in oil lubricated bearings**. Vol. 184, Pt.1. Proc. Inst. Mech. Engrs, 1970. 10p.

JUVINALL, R.C., MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 2 ed. John Wiley, New York, 1991. 804p.

KHOEI, A. R. et al. **Application of the Finite Element Method for Localized Failure Analysis in Dynamic Loading**. Finite Elements in Analysis and Design, 27, 121 – 131 (1997).

LANG, O. R.. **Surface fatigue of plain bearings**. Vol 43. Stuttgart: Wear, 1977. 6p.

LASTRES, L. F. M., **Óleos Lubrificantes Automotivos**. Petrobrás, 1997 disponível em: http://www.cdtm.com.br/artigostecnicos_v.asp?Contador=33. Acesso em março de 2005.

MAHLE. **Danos em Pistões e Bronzinas. Causas e Soluções**. Março, 2003.

MARKIN, D. et al. **A FEM Approach to Simulation of Tilting-Pad Thrust Bearing Assemblies**. Tribology International, 36, 807 – 814 (2003).

MOAVENI, S., **Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS**, New Jersey, Prentice Hall, 1999.

NORTON, R. L.. **Machine Design: An Integrated Approach**. Prentice-Hall Inc., 1998.

OKAMOTO, Y. et al. **A study for wear and fatigue on engine bearings by using EHL analysis**. Review 2. Japan: JSAE, 2000. 8p.

PEZZANO, P. **Biela – Manivela: Elementos de Máquinas IV**. El Ateneu, Buenos Aires, 1976.

RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS I. **Introdução, tração, compressão**. disponível em: < <http://myspace.eng.br/eng/rmat/rmat1.asp> >. Acesso em 20 junho 2005.

SEIREG, A. A. **Friction and Lubrication in Mechanical Design**. Marcel Dekker, New York, 1998. 548p.

SHARMA, S. C. et al. **A Study of Slot-Entry Hydrostatic/Hybrid Journal Bearing Using the Finite Element Method**. Tribology International, 32, 185 – 196 (1999).

SHIGLEY, J. E., MITCHEL. **Mechanical Engineering Design**. 2 ed., 753 p., McGraw-Hil, Tokio, 1993.

SHIGLEY, J. E., UICKER Jr., J. J. **Theory of Machines and Mechanisms**. McGraw – Hill Book Company, 1980.

SILVA, F.A., SILVA, F. J. P., **Influence of the Geometrical Non-Uniformity Housing Supports in the Automotive Journal Bearings Stresses Distribution**. COBEM, 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, Nov. 6 – 11 (2005). A ser publicado.

SILVA, F.A., SILVA, F. J. P., **Análise de Falhas em Mancais de Deslizamento.** ABENDE, 8ª COTEQ - Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, Salvador, JUN. 7 – 10 (2005).

SILVA, F. J. P., SILVA, F.A., **Influence of the Backing and Housing Deformation in the Automotive Journal Bearings Stresses Field.** SAE, XIV Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, Nov. 22 – 24 (2005). A ser publicado.

SILVA, F. J. P., SILVA, F.A., **Influence of the Backing and Covering Layers Thicknesses in the Stress Fields in Automotive Journal Bearings.** COBEM, 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, Nov. 6 – 11 (2005). A ser publicado.

SILVA, F. J. P., SILVA, F.A., **Estudo das Fontes de Tensões em Bronzinas.** ABENDE, 8ª COTEQ - Conferência sobre Tecnologia de Equipamentos, Salvador, JUN. 7 – 10 (2005).

SILVA, F. J. P., **Simulação Numérica de uma Bronzina Automotiva Através do Software ANSYS.** Jornada de Iniciação Científica e Pós-Graduação. Guaratinguetá: FEG - Unesp, 2005. 5p

SILVA, F. J. P., **Análise de Falhas em Bronzinas.** Jornada de Iniciação Científica e Pós-Graduação. Guaratinguetá: FEG - Unesp, 2004. 5p

SILVA, F. J. P., **Fontes de Tensões em Bronzinas.** Jornada de Iniciação Científica e Pós-Graduação. Guaratinguetá: FEG - Unesp, 2004. 5p

SILVA, F. J. P., **Mecanismos de Falhas em Componentes Mecânicos,** Guaratinguetá: FEG - Unesp, 2002. 95p

SIMÕES, D.A.. **O Método dos Elementos Finitos e sua Aplicação com ANSYS**. Monografia, 176 p., FEG – Unesp, 2005 .

TANAKA, M. **Journal Bearing Performance Under Starved Lubrication**. Tribology International, 33, 259 – 264 (2000).

TØNDER, K., **Dynamics of Rough Slider Bearings: Effects of One-Sided Roughness/Waviness**. Tribology International, Vol. 29, No 2, pp. 117 – 122 (1996).

VILLAR, M. M., Pérez, M. M. **Elastic Analysis of Thrust Bearings**. COBEM, 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Nov. 10 – 14 (2003).

APÊNDICE A – VALIDAÇÃO DO ESTUDO

A validação do estudo desenvolvido nesta dissertação se dá baseando-se em um artigo de referência publicado pela comunidade científica (Hacifazlioglu e Karadeniz,1996). Para a validação, o trabalho dos autores citados foi refeito parcialmente (estudo da rigidez do alojamento) através do *software ANSYS®* e os resultados obtidos foram coerentes com os resultados originalmente encontrados.

Os autores citados acima apresentam modelos planejados de um mancal de deslizamento, nos quais foram aplicadas as tensões hidrodinâmicas.

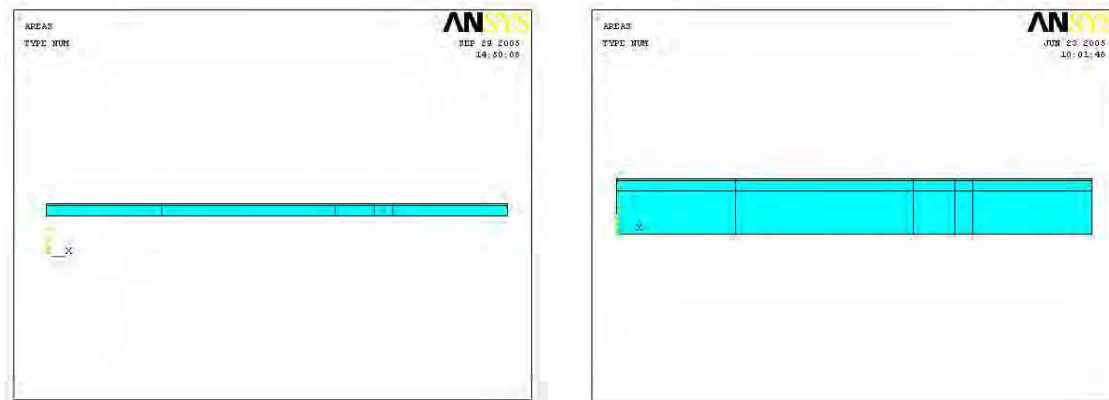
Portanto, para a validação foram refeitos dois modelos apresentados pelos autores, o modelo com alojamento rígido e um modelo com alojamento elástico (o qual os autores denominaram de modelo elástico 1). Para o modelo rígido, os autores consideraram o material de encosto com módulo de elasticidade de 200 [GPa] e coeficiente de Poisson de 0,30 e o material de revestimento com módulo de elasticidade de 50 [GPa] e coeficiente de Poisson de 0,33. Para o modelo elástico, foi adicionado o alojamento, com módulo de elasticidade de 200 [GPa] e coeficiente de Poisson de 0,30.

Os autores apresentaram somente as espessuras de cada camada. Para liga eles utilizaram 0,45 [mm], para o encosto 3,00 [mm] e 12,00 [mm] para o alojamento. Já o comprimento da bronzina planejada não foi fornecida. Portanto, para a validação, foi utilizado o comprimento planejado referente à bronzina estudada nesta dissertação, ou seja, 133,14 [mm].

A pressão hidrodinâmica aplicada também não foi fornecida pelos autores e para a validação do estudo foi utilizada a mesma pressão utilizada nesta dissertação.

Com isto, foi possível obter os modelos no *ANSYS®*, conforme pode ser visto na figura A1.

É possível perceber que o modelo da bronzina apresenta 3 regiões intermediárias definidas. Nestas regiões são aplicadas as equações da pressão. Houve necessidade de dividir a equação da pressão em três trechos por causa da complexidade do perfil de pressão.



a)

b)

Figura A1 – Modelos da bronzina planificada para alojamento rígido (em a) e alojamento elástico (em b).

Após a aplicação das restrições de deslocamento e da pressão pode-se obter uma curva das tensões diretas na superfície da bronzina. Estas curvas podem ser vistas na figura A2.

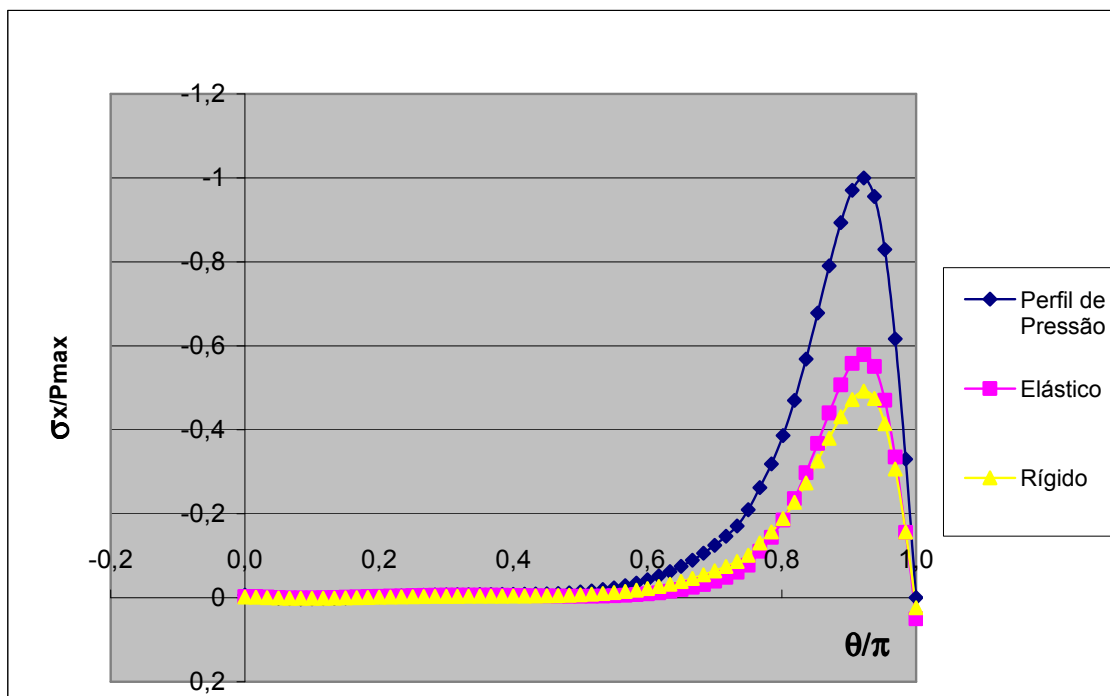


Figura A2 – Curva das tensões diretas na superfície da bronzina para cada modelo.

Estas curvas podem ser comparadas com as curvas apresentadas pelos autores, mostradas na figura A3.

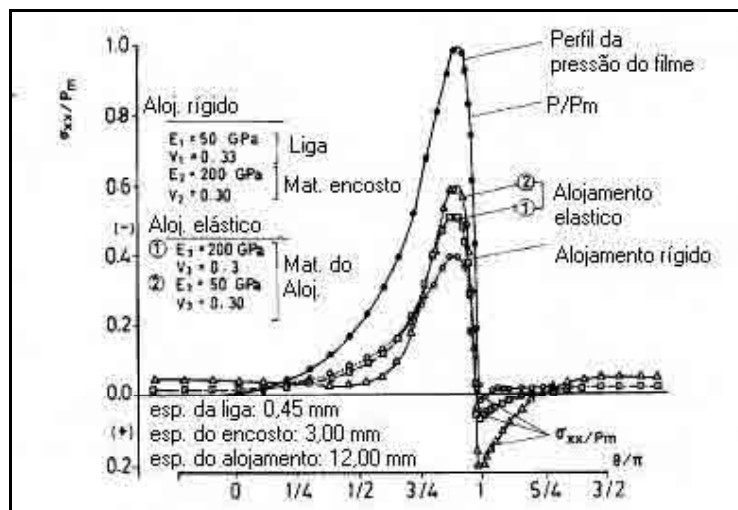


Figura A3 – Distribuição de tensões com efeitos de alojamento elástico e deformações radiais na superfície da bronzina. (Adaptado de HACIFAZLIOGLU e KARADENIZ, 1996).

Comparando-se as figuras A2 e A3, é possível notar que, embora as pressões hidrodinâmicas sejam distintas, ambas apresentam um comportamento muito próximo. As curvas apresentadas pelos modelos também têm o mesmo comportamento em ambos os estudos. É importante salientar que, pelo fato de que as pressões e que as dimensões das bronzinas não são as mesmas, não se pode fazer uma comparação quantitativa, mas sim qualitativa.

Portanto, pode-se concluir que o estudo é válido visto que os resultados encontrados tanto pelos autores quanto neste estudo são coerentes.